

VDI-Fachtagung

Schwingungen 2017

Berechnung, Überwachung, Anwendung



VDI-Berichte 2295

VDI-BERICHTE

Herausgeber: VDI Wissensforum GmbH

VDI-Fachtagung Schwingungen 2017

Berechnung, Überwachung, Anwendung

Nürtingen, 10. und 11. Oktober 2017



VDI-Berichte 2295

Bibliographische Information der Deutschen Nationalbibliothek

Die Deutsche Nationalbibliothek verzeichnet diese Publikation in der Deutschen Nationalbibliographie; detaillierte bibliographische Daten sind im Internet unter <http://dnb.ddb.de> abrufbar.

Bibliographic information published by the Deutsche Nationalbibliothek

(German National Library)

The Deutsche Nationalbibliothek lists this publication in the Deutsche Nationalbibliographie

(German National Bibliography); detailed bibliographic data is available via Internet at <http://dnb.ddb.de>.

© VDI Verlag GmbH · Düsseldorf 2017

Alle Rechte vorbehalten, auch das des Nachdruckes, der Wiedergabe (Photokopie, Mikrokopie), der Speicherung in Datenverarbeitungsanlagen und der Übersetzung, auszugsweise oder vollständig.

Der VDI-Bericht, der die Vorträge der Tagung enthält, erscheint als nichtredigierter Manuskriptdruck. Die einzelnen Beiträge geben die auf persönlichen Erkenntnissen beruhenden Ansichten und Erfahrungen der jeweiligen Vortragenden bzw. Autoren wieder.

Printed in Germany.

ISSN 0083-5560

ISBN 978-3-18-092295-9

Keynotevorträge

- J. Kolerus, E. Becker Fahrplan zum Big Data CM – Die neue Richtlinie VDI 4550 Blatt 3

1

Condition Monitoring: Industrie 4.0

- T. Roepke Herausforderungen an eine moderne Anlagen- und Prozessüberwachung und deren Umsetzung im Rahmen von Industrie 4.0 – Condition Monitoring im Wandel
- W. Geibel, E. Becker Condition Monitoring an instationär betriebenen Prozessanlagen
- J. Deckers Schwingungsbasiertes, frequenzselektives Condition Monitoring mit der SPS

15

23

39

Antriebsstrang: Kraftfahrzeug

- C. Braun, A. Lion, J. Fleischhacker Drehschwingungssimulation am Antriebsstrang – Variantenbeherrschung im Nutzfahrzeug
- C. Pihuave, A. Fidlin Dynamisches Modell für Drehmomentwandler mit Überbrückungskupplung und Torsionsdämpfer
- D. Engel Selbsterregte Gesamtfahrzeugschwingungen – Analyse in Versuch und Simulation – Diskussion von Abhilfemaßnahmen

51

61

75

Condition Monitoring: Automatisierung und Diagnose

O. Webber	Multivariate Auffälligkeitserkennung zur Zustandsüberwachung von Maschinen – Schadenserkennung durch Überwachung der spektralen Gestalt	89
D. Franke, J. Krause	Softwarestrukturen und Methodiken zur automatisierten vertieften Wälzlagerdiagnose	101
J. Pfeiffer, C. Bueren	Schwingungsüberwachung an Pumpen und Lüftern im Kraftwerksbetrieb	115
H. Friedrichs, Z. Fahem	Industrial Internet – Die Zukunft des Condition Monitoring – Grundlagen der Digitalisierung und Anwendungsbeispiele	125

Antriebsstrang: Simulation, Validierung, Schwingungsminderung

N. Kubasiak, E. Lenz, U. Konigorski	Regelung von Druckmaschinen mit mehreren Hauptantriebsmotoren – Modelleigenschaften, Reglerstrukturen und Reglerentwurf	137
H. Molzberger, J. Honikel, M. Leitgeb	Einsatz von Schwingungstilgern in einer Papiermaschine – Erhöhung der Papierqualität mit einer minimal invasiven Maßnahme	149
K. Völker, M. Lutz, J. Hermes	Schwingungsoptimierung eines Antriebspakets im oberen Leistungsbereich der Industriegetriebe – Simulation und Validierung des Gesamtsystems	161
T. Bickmann	Advanced Online Condition Monitoring and Diagnostics support Operational and Maintenance Decisions in an Offshore Gas Compression and Export System Unit	173

Condition Monitoring: Analysebeispiele

A. Karpunow, J. Wasseveld, A. Bagaviev	Computergestützte Erfassung der schwingungs-induzierten Rissbildung an Kraftwerkskomponenten – Untersuchung eines Schaufelverlustes in einem Saugzuggebläse	187
T. Gellermann	Analyse von gekoppelten Schaufel-Scheiben-schwingungen im Rahmen von Schadensuntersuchungen	195

Antriebsstrang: FEM-Anwendungen

J. Wibbeler, M. Hanke	Numerische Körperschallberechnung für Elektromotoren in kontinuierlichen Drehzahlbereichen	211
C. Leppik, Y. Shaterova, D. Büschelberger	FE Berechnung von vorgespannten Modalanalysen für Turbinenschaufeln mit ANSYS	225
S. Trabesinger, G. Pichler, C. Rieger	Anisotrope dynamische Dauerfestigkeitsberechnung einer geschmiedeten Kurbelwelle – Vorstellung neuer Berechnungsmöglichkeiten durch Berücksichtigung von Materialeffekten aus der Herstellung	237

Keynotevorträge

W. Reik, R. Seebacher	The History of Dual Mass Flywheel Development – Success Factors and Hurdles	247
H. Ecker	Schwingungsbeeinflussung durch Parametererregung – Stand der Technik, Einsatzmöglichkeiten und Entwicklungstrends	261
L. Gaul, M. Mayer	Modeling of Contact Interfaces in Built-up Structures by Zero-thickness Elements	271

Parameteridentifikation zur Produktoptimierung

<i>M. Ehret, M. Schmid</i>	Untersuchung des dynamischen Antwortverhaltens einer Schienenfahrzeug-Wellenbremsscheibe im Resonanzbereich	287
<i>M. Haake</i>	Parameteridentifikation für nichtlineare Modelle zur Beschreibung frequenz- und amplitudenabhängigen Dämpfungsverhaltens	299
<i>S. Matthiesen, T. Gwosch, T. Bruchmüller</i>	Experimentelle Identifikation von Schwingungsursachen in Antriebssträngen von Power-Tools	311
<i>W. Breuer, M. Traupe, M. Gerstner</i>	Radpresssitz an einer Lokomotive unter hochfrequenter Belastung	323

Antriebsstrang: Messung und Diagnose

<i>T. Utakapan, B. Kohn, M. Fromberger, M. Otto, K. Stahl</i>	Messung des Anregungsverhaltens eines mehrstufigen Getriebes	335
<i>R. Golafshan, M. Wegerhoff, G. Jacobs, K. Y. Sanliturk</i>	A New Approach for Vibration-based Rolling Bearings Fault Detection in Non-Stationary Operating Conditions	347
<i>F. Dohnal</i>	Gezielter modaler Energietransfer durch eine zeitlich periodische Lagerung	363
<i>F. Euteneuer, F. Derbel, F. Strakosch</i>	Zustandsüberwachung von Linearführungen auf Basis einer kombinierten Vibrationsdatenanalyse	375

Problemlösung mit schwingungstechnischen Methoden

<i>U. Müller, G. Petuelli, T. Spitz</i>	Entwicklung eines Prüfgeräts zur zerstörungsfreien Prüfung von Sicherheitsdachhaken mittels Schwingungs- analyse in ihrer Einbausituation	385
<i>F. Tafelmayer, D. Beihoffer, S. Heinrichs, M. Möller</i>	Robuste Motorausführung in Rundknetmaschinen – Messung der Schwingungsbelastung, Berechnung der Motorbeanspruchung, Redesign des Motors und Nachweis der Standzeiterhöhung	397
<i>K. Teitscheid, M. Klöcker</i>	Schwingungssichere Schraubenverbindungen	409

Berechnung und Produktentwicklung

<i>M. Kucher, M. Dannemann, N. Modler</i>	Experimentelle und numerische Ermittlung des Schwingungsverhaltens von FKV-Miniaturstrukturen für zahnmedizinische Anwendungen – Experimentelle und numerische Modalanalyse	423
<i>K. Tittmann, M. Dannemann, M. Gude</i>	Nutzfahrzeug-Getriebegehäuse mit reduzierter Schallabstrahlung und Masse durch den Einsatz von Faser-Kunststoff-Verbunden	435
<i>P. Hedrich, P. Pelz, E. Lenz</i>	Modellbildung, Regelung und experimentelle Untersuchung einer aktiven Luftfederung in einer Hardware-in-the-Loop-Simulationsumgebung	447

Fahrplan zum Big Data CM

Die neue Richtlinie VDI 4550 Blatt 3

Prof. Dr. techn. **Josef Kolerus**,
Technische Universität Wien, Österreich;

Dr.rer.nat. **Edwin Becker**,
PRÜFTECHNIK Condition Monitoring GmbH, Ismaning

Kurzfassung

Die wirkungsvolle Zustandsüberwachung von Maschinen und Prozessen wird im Rahmen des Internet der Dinge (IoT) mehr und mehr eine zentrale Rolle spielen. Für die einwandfreie autonome Kommunikation zwischen einzelnen Komponenten ist dabei nicht nur ein vollautomatisch arbeitendes Überwachungssystem erforderlich, der Gesundheitszustand sollte auch jederzeit an einem einzigen aussagekräftigen Performance-Index ablesbar sein. Basiert man die Auswahl von Deskriptoren auf einer FMEA, lässt sich mithilfe von Verfahren der multivariaten Statistik eine ganzheitliche Überwachung konzipieren. Da die FMEA für komplexe Systeme bereits als Standardverfahren der Qualitätssicherung etabliert ist, wird die Einbindung einer Überwachung problemlos möglich sein. Der Fahrplan für ein solches Konzept wird in der neuen Richtlinie ausgearbeitet.

Abstract

Efficient Condition Monitoring of machines and processes will play an increasing role in connection with the Internet of Things (IoT). Proper communication between the components requires not only a fully automated monitoring system; the health state of the machine should be at any time readable from a significant, single valued performance index. Based on FMEA, a holistic diagnosis system can be set up, applying well known methods of multivariate statistics. Since today FMEA is already usual as a powerful quality management tool, the integration of CM into an existent system will be possible without any problem. The new VDI guideline should be a roadmap into this direction.

HOMMAGE

Dieser Beitrag ist der Erinnerung an Prof. Dr.-Ing. Waldemar Stühler, †21.März 2017 gewidmet, dem Initiator dieser Richtlinie, der mir die Ehre erwiesen hat, mich zum Obmann des VDI GPP FA627 vorzuschlagen, der diese Richtlinie erarbeitet.

1. Historie

Der ursprüngliche Ansatz einer Richtlinie über *Darstellung von Ergebnissen der Schwingungsanalyse* wurde im Zuge der Arbeiten auf *Schwingungsanalysen – Verfahren und Darstellung der Ergebnisse* erweitert (nach dem Motto *Was ist Darstellung? – Alles, was zwischen Sensor und Dokumentation liegt!*). Blatt 1 dieser Richtlinie ist im April dieses Jahres erschienen [1] und bringt, einem schon lange bestehenden Bedarf folgend, einen umfassenden Überblick über Standardverfahren der Schwingungsanalyse. Blatt 2 wird sich mit der Zeit-Frequenz-Analyse befassen, Blatt 4 ist für Strukturanalysen vorgesehen.

Das vorgezogene Blatt 3 befasst sich mit multivariaten Verfahren. Die Notwendigkeit von Strategien zur gemeinsamen Beurteilung einer ganzen Gruppe zusammengehöriger Kennfunktionen war schon seit langem erkannt und diskutiert worden, wurde jedoch in diesen Bereichen nicht oder vielleicht nur in Spezialfällen angewendet. Gerade im Zusammenhang mit IoT, dem Internet der Dinge, wird diesem Thema steigende Bedeutung zukommen.

Anlass für die Thematisierung in einer VDI-Richtlinie war ein mehrjähriges Pilotprojekt über Instandhaltungskonzepte für Schiffe der Deutschen Marine, über welches in einer früheren Schwingungstagung berichtet wurde [2]. Hier ein kurzes Zitat aus den Ergebnissen:

Am Beispiel einer Fregatte wurden folgende Eckdaten hinsichtlich Instandhaltung zitiert:

- Laufzeitperiode 36 Monate,
- danach Instandhaltungsarbeiten (4 bis 6 Monate Werftliegezeit).

Anhand dieser Zahlen erklärt sich von selbst, dass ein durchgehendes Konzept einer zustandsabhängigen Wartung hier nicht verfolgt werden kann. Maßnahmen dieser Art und von diesem Umfang erfordern langfristige Planung, sowohl in logistischer wie auch in budgetärer Hinsicht. Es erhebt sich nun die Frage, welche Ziele mit zustandsabhängigen Maßnahmen im Rahmen dieses Gesamtkonzepts anzustreben sind. Als Ergebnisse seien genannt:

- Absicherung der Verfügbarkeit des Schiffs für die festgelegte Laufzeitperiode
- Verlängerung der Laufzeitperiode (angestrebt von 36 auf 48 Monate)
- laufender Erhalt des Gesamtzustands auf einem Optimalniveau, sodass die Einsatzbereitschaft des Schiffs stets gegeben ist oder zumindest beurteilt werden kann

Für die beiden ersten Punkte kann heute ein Erfolg gemeldet werden. Hinsichtlich des dritten Punktes sind neue Wege einzuschlagen.

Grundsätzlich kann das Konzept der Überwachung einzelner Kenngrößen mit Reaktion bei Auftreten eines Fehlers nicht als optimal betrachtet werden, denkt man dabei als Gegenüberstellung an eine Betriebsüberwachung durch Beobachten einer Vielzahl von Anzeigegeräten. Vor allem, weil dann zum Zeitpunkt der Reaktion auf einen indizierten Fehler die Maschine schon in einem fortgeschrittenen fehlerhaften Zustand sein wird. Zieht man einen Vergleich zu anderen Disziplinen, zum Beispiel zur automatisierten medizinischen Diagnostik, so erkennt man schnell, dass der allgemeine wissenschaftliche Stand hier weit bessere Ergebnisse liefern kann. Ein Blick in das internationale Normenwerk zeigt hier ebenfalls schon erweiterte Ansätze in dieser Richtung [3].

2. Ansatz

Traditionell werden Kenngrößen und Kennfunktionen von Schwingungen meist einzeln, jede für sich betrachtet. In praktischen Überwachungs- und Diagnosesystemen, die ja weitgehend auf den Verfahren der Schwingungsanalyse basieren, werden jedoch in der Regel mehrere solcher Größen simultan betrachtet und bewertet. Jede Kenngröße weist i. A. auf spezielle Fehlerbilder hin wie z. B. Unwucht, Fehlausrichtung oder Wälzlagerfehler.

2.1 Grundidee

Multivariate Analysen zielen auf eine gemeinsame Bewertung mehrerer Parameter ab. Ziel ist die Beurteilung des Gesamtzustands einer Maschine oder eines Prozesses, ausgedrückt in einem einzelnen Zahlenwert, den sogenannten Performance-Index *PI*. Im Vergleich zu einer breitbandigen Beurteilung basiert dieser Index jedoch auf einer Vielfalt von selektiven Überwachungsparametern. Ein hoher Performance-Index signalisiert einen guten Gesamtzustand, eine tiefere Beurteilung ist dann aus betrieblicher Sicht nicht erforderlich. Ein schlechter Performance-Index zeigt eine fehlerhafte Komponente im System an, die ent-

sprechende Fehlerdiagnose ist jedoch gleichzeitig im Hintergrund vorhanden und kann manuell abgerufen oder automatisch zur Anzeige gebracht werden.

2.1 Merkmale und Merkmalraum

Ausgangspunkt des multivariaten Ansatzes ist ein System von N Kenngrößen, in dem also N Parameter simultan erfasst werden. Im Kontext statistischer Methoden werden die Kenngrößen als Merkmale oder Deskriptoren bezeichnet. In multivariaten Systemen werden diese Merkmale als Kollektiv behandelt, zum Beispiel

- breitbandige Schwingungspegel
- Ordnungspegel etc.

Für weitere Betrachtungen fasst man die N Merkmale q_i zu einem Merkmalvektor \mathbf{q} zusammen in der Form

$$\mathbf{q} = \{q_1, q_2 \dots q_N\}^T$$

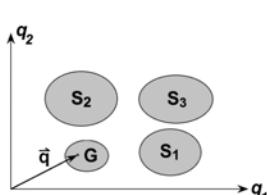


Bild 1. Merkmalraum mit Clustern

Zur Darstellung konstruiert man daraus einen N -dimensionalen mathematischen Raum, den so genannten Merkmalraum, in welchem jedem Merkmal q_i eine Dimension (Achse eines kartesischen Koordinatensystems) zugeordnet ist. Dass hier den einzelnen Achsen unterschiedliche physikalische Dimensionen zukommen, schlägt sich in einer entsprechenden Metrik des Raumes nieder. Bild 1 zeigt als Beispiel einen zweidimensionalen Merkmalraum ($N = 2$). Jeder Zustand des Systems wird durch einen Punkt (Vektor $\bar{\mathbf{q}}$) im Merkmalraum repräsentiert.

Befindet sich das System im Grundzustand G , in dem sämtliche Anforderung an einen fehlerfreien Zustand erfüllt sind, so werden sich bei fortlaufender Messung die Punkte in einem sogenannten Cluster häufen, einem begrenzten Bereich des Merkmalraums (Bild 1). Vielfach werden sich für bestimmte Abweichungszustände, z. B. Fehler, weitere Cluster ausbilden, wie in Bild 1 indiziert (Bereiche S_1 bis S_3). Die durch die verschiedenen Cluster charakterisierten Zustände werden als Klassen bezeichnet. In datenbasierten Verfahren besteht die Aufgabe einer Diagnose darin, den aktuellen Zustand einer Klasse zuzuweisen.

2.2 Strategien

Überblick

Strategieverfahren einer multivariaten Analyse basieren auf vielfältigen Ansätzen (ohne Anspruch auf Vollständigkeit):

- Klassische Wahrscheinlichkeitsbetrachtungen
 - Wahrscheinlichkeitsverteilungen
 - Regressionsanalysen
 - Lineare Regression
 - Logistische Regression
- Clusteranalysen
 - Klassierung
 - Clusterung
- Klassifikationstechniken
 - Entscheidungsbaum
 - Random Forest
- Analyseverfahren
 - Nächster Nachbar
 - Neuronale Netze
 - Selbstorganisierende Karten (SOM)
 - Support Vector Machine (SVM)

Wahrscheinlichkeitsbasierte Verfahren

Im Allgemeinen geht man oft davon aus, dass statistisch schwankende Deskriptoren einer Gaußverteilung folgen (Bild 2) oder zumindest näherungsweise damit beschrieben werden können. Diese Verteilung soll daher als Paradigma für die weiteren Betrachtungen herangezogen werden. Vergleicht man die Verteilungsdichte eines Kennwerts im Grundzustand mit jener im aktuellen Zustand, so tritt im Fehlerfall eine Verschiebung auf, bei einer Schwingungserhöhung zu höheren Mittelwerten. Die gemeinsam überdeckte Fläche der beiden Verteilungen kann als Maß zwischen 0 und 1 für die Bewertung des Fehlers herangezogen werden (Konfidenzwert CV mit $1 \geq CV \geq 0$). Kennt man zusätzlich die Verteilung im Falle eines Schadens, erhält man eine weitere Verteilungsdichte (Bild 2 links unten). Die Überdeckungen von Grundzustand und Fehlerzustand ergeben jeweils ein Maß für Fehlalarmwahrscheinlichkeit bzw. Wahrscheinlichkeit für einen drohenden Ausfall.

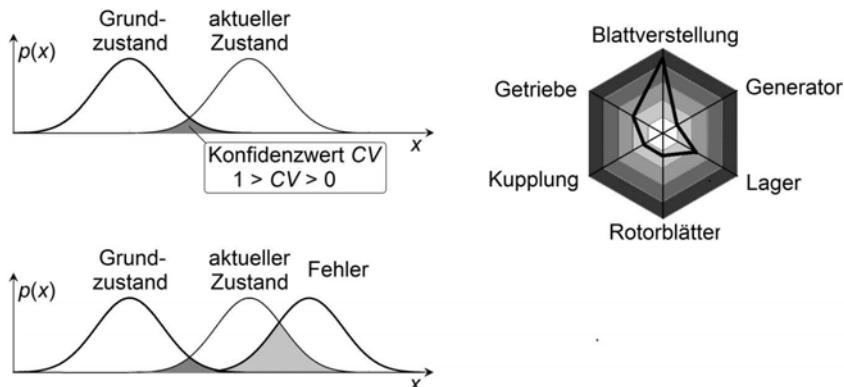


Bild 2. Normalverteilte Kenngrößen (links) mit Sterndiagramm (rechts)

Für multivariate Systeme erhält man entsprechend eine N -dimensionale Verteilungsdichte, die Überdeckungen werden durch N -dimensionale Volumina (Flächen) repräsentiert. Im Fehlerfall kann die fehlerhafte Komponente über ein Sterndiagramm (rechts im Bild) schnell identifiziert werden.

Die Beurteilungsgrundlage anhand der Wahrscheinlichkeiten kann jetzt in kundenzentrierter Orientierung erfolgen. Die Abwägungen etwa von ökonomischen oder taktischen Risiken bei Fehlalarm gegenüber denen bei Eintreten eines Schadens sind praxisnah und können vom Betreiber der jeweiligen Situation optimal angepasst und beurteilt werden.

Zustände, die zu keiner Klasse passen, werden als Novelty eingestuft. Auf diesem Wege können neue Cluster (Fehlerklassen) ermittelt und integriert werden (maschinelles Lernen).

3. Multivariate Bewertung

3.1 Beurteilung

Ähnlich wie bei der breitbandigen Beurteilung nach DIN ISO 20816 [9] sollte auch bei multivariaten Systemen eine prägnante Bewertungsmöglichkeit entwickelt werden, vorzugsweise als aussagekräftiger Einzahlenwert mit benannten Beurteilungszonen, der eine Interpretation durch den Maschinen- oder Betriebsführer auch ohne tiefere Sachkenntnis ermöglicht.

Im Gegensatz zur Breitbandbewertung, die lediglich ganz allgemein den dynamischen Gesamtzustand repräsentiert, wäre hier ein umfassender und sensibler diagnostischer Hintergrund vorhanden und abrufbar.

Als Grundlage der multivariaten Beurteilung kann der Konfidenzwert CV nach Bild 2 herangezogen werden. Durch geeignete Umskalierung kann eine Anpassung an den in ISO 13374-1 definierten Health Index erfolgen [8]. Für die resultierende Größe wird der Begriff Performance-Index *PI* eingeführt mit folgender Skalierung

- | | |
|----------------|---------------------------|
| <i>PI</i> = 10 | Neuzustand (Grundzustand) |
| <i>PI</i> = 0 | Schaden (Ausfall) |

Der *PI* kann in 10 Klassen unterteilt werden, Klassengrenzen und Klassenbezeichnungen sind individuell, basierend auf Erfahrungswerten festzulegen. Eine geeignete Strategie, der Key Performance Indicator KPI, wird später noch vorgestellt.

Eine Betriebsanzeige, ebenfalls orientiert an ISO 13374-1, könnte dann nach dem Muster von Bild 3 gestaltet werden.

Identifikation	
Hauptgetriebe GB 074	Datum 2017-09-23 Uhrzeit 10:43
Empfohlene Aktivität	
1. Austausch Spindellager 2., Ölwechsel	
Prognose	
Restlaufzeit 188 h Verbesserung durch Ölwechsel	
Zustandsbeurteilung	
 Performance Index 02 Zustand KRITISCH	Diagnoseproblem Lagerspalling

Bild 3. Betriebsanzeige einer multivariaten Überwachung

3.3 Datenkonzept

In einem multivariaten System fallen im Zuge der Überwachung laufend große Datenmengen an, die für eine Online-Anzeige in Echtzeit auszuwerten sind. Zur Langzeitarchivierung werden anstelle der Rohdaten die über die Einzelauswertungen erzielten Resultate abgespeichert, die jeweils Auskunft über den Zustand der einzelnen Komponenten geben. Im Fehlerfall, also bei schlechtem P_f , können aus diesen Daten unmittelbar Handlungsanweisungen erstellt oder Trendanalysen ausgewertet und zur Anzeige gebracht werden.

Die strukturierte Speicherung von Massendaten wird als BIG DATA Konzept bezeichnet, die Ableitung von Wissen aus diesen Daten als Knowledge Discovery in Databases (KDD).

4. Konzeption ganzheitlicher Überwachungssysteme

Nachdem das Konzept einer multivariaten Überwachung behandelt wurde, soll nun auf die Konzeption von Überwachungssystemen eingegangen werden. Ganzheitlich bedeutet in diesem Zusammenhang, dass möglichst alle für den Systemzustand relevanten Parameter erfasst werden. Das heißt, dass nicht nur Schwingungen herangezogen werden, sondern auch andere Parameter sowie gemessene Betriebsgrößen.

4.1 Dimensionsreduktion

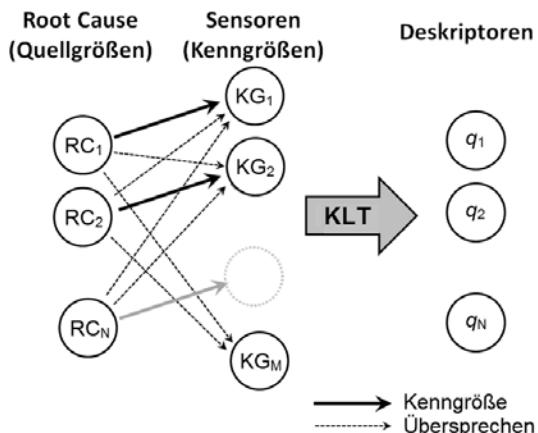


Bild 4. Hauptkomponentenanalyse

Die gemessenen Kenngrößen werden im Allgemeinen nicht unabhängig sein. Um gegenseitige Einflüsse bei Maßnahmen zu vermeiden, transformiert man die Kenngrößen über eine Hauptkomponentenanalyse auf ein System unabhängiger Deskriptoren q_i nach dem Schema von Bild 4. Mathematisch leistet dieses die Karhunen-Loève-Transformation (KLT) nach dem Ansatz

$$x_k(t) = \sum_i a_{ik} q_i(t)$$

Darin bedeuten x_k die ursprünglich über die Sensoren gemessenen Kenngrößen, q_i sind die unabhängigen Deskriptoren, die auf die Grundursachen (Root Cause RC) hinweisen, siehe Bild 4. Die KLT führt auf eine Singulärwertzerlegung (SVD, Singular Value Decomposition) der Korrelationsmatrix, ein aus der Matrizenrechnung bekanntes Verfahren. Sie liefert die Koeffizienten a_{ik} der Transformation.

4.2 Ursache-Wirkungs-Analyse

Eine Ursache-Wirkungs-Analyse liefert eine Zusammenstellung aller möglichen Ursachen, die zu einem bestimmten Ergebnis, z. B. einem Fehler führen. Eine bekannte Methode ist das Ishikawadiagramm nach Bild 5, praktisch ein graphisch visualisiertes Brainstorming.

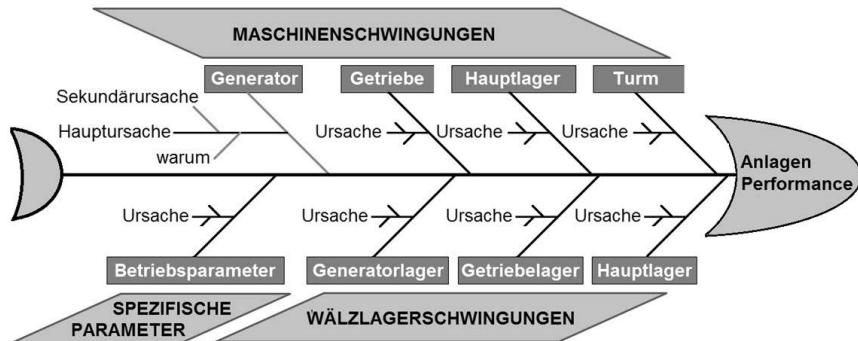


Bild 5. Ishikawadiagramm (Fischgrätendiagramm)

4.3 Fehlzustandsart- und -auswirkungsanalyse FMEA

Eine FMEA nach DIN EN 60812 ist ein Instrument der Qualitätssicherung, welches in vielen Bereichen zur Qualitätssicherung bereits in der Entwurfsphase eingesetzt wird [4].

Tabelle 1. Beispiel für Überwachungsparameter (nach DIN ISO 17359)

Parameter	Elektromotor	Dampfturbine	Flugturbine	Industrie-Gasturbine	Pumpe	Kompressor	Generator	Verbrennungs-kraftmaschine	Ventilator
Temperatur	•	•	•	•	•	•	•	•	•
Druck		•	•	•	•	•		•	•
Förderhöhe					•				
Kompressionsverhältnis			•	•		•			
Druck (Vakuum)		•			•				
Luftstrom			•	•		•		•	•
Kraftstofffluss			•	•				•	
Fluidstrom		•			•	•			
Strom (elektrisch)	•						•		
Spannung	•						•		
Widerstand	•						•		
Phase (elektrisch)	•						•		
Eingangsleistung	•				•	•	•		•
Ausgangsleistung	•	•	•	•			•	•	
Geräusch	•	•	•	•	•	•	•	•	•
Schwingungen	•	•	•	•	•	•	•	•	•
Schallemission	•	•	•	•	•	•	•	•	•
Ultraschall	•	•	•	•	•	•	•	•	•
Öldruck	•	•	•	•	•	•	•	•	•
Ölverbrauch	•	•	•	•	•	•	•	•	•
Tribologische Ölprobe	•	•	•	•	•	•	•	•	•
Thermografie	•	•	•	•	•	•	•	•	•
Drehmoment	•	•		•		•	•		
Drehzahl	•	•	•	•	•	•	•	•	•
Länge		•							
Winkellage		•	•	•		•			
Wirkungsgrad		•	•	•	•	•		•	
• zeigt an, dass der Parameter zur Zustandsüberwachung geeignet ist									

Das Verfahren ist gut skalierbar und lässt sich problemlos auf eine Zustandsüberwachung erweitern. Tabelle 1 zeigt beispielhaft eine Zusammenstellung für Überwachungsparameter eines Maschinenparks.

Für die einzelnen Fehler ist ein System von Rangzahlen nach Tabelle 2 aufzustellen. Hier fließt das Expertenwissen in die Fehlerbewertung ein. Aus den Rangzahlen lässt sich eine Risiko-Prioritätszahl *RPZ* berechnen nach der Formel

$$RPZ = B \cdot A \cdot E$$

mit RPZ = Risiko-Prioritätszahl

B = Rangzahl für Fehlerschwere/Bedeutung

A = Rangzahl für Auftretenswahrscheinlichkeit

E = Rangzahl für Entdeckungswahrscheinlichkeit

Nach Tabelle 2 ergibt sich für die *RPZ* ein Bereich von 1 bis 1000 mit steigender Priorität.

Tabelle 2. Rangzahlen zur Ermittlung der Fehlerpriorität

Rangzahl	Schwere <i>B</i>	Häufigkeit <i>A</i>	Erkennbarkeit <i>E</i>
1	Sehr kleiner Fehler kein Einfluss auf das System	sehr selten (sehr gut)	sehr gut
2 – 3	Kleiner Fehler geringer Einfluss auf das System	tritt ganz selten auf	gut
4 – 6	Mittelschwerer Fehler mittelschwerer Einfluss auf das System	tritt selten auf	erkennbar
7 – 8	Schwerer Fehler großer Einfluss auf das System	tritt häufig auf	schlecht
9 – 10	Sehr schwerer Fehler sehr großer Einfluss auf das System	kann sehr oft auftreten	nicht erkennbar

Für jede Maschine und jeden Parameter nach Tabelle 1 ist jetzt eine *RPZ* zu ermitteln, die ein Maß zwischen 1 und 1000 für die Priorität der Überwachung liefert.

Tabelle 3. Fehlertabelle mit Parametern zur Zustandsüberwachung nach DIN ISO 17359

Maschinenart: Elektromotor	Strom	Spannung	Widerstand	Teilentladung	Leistung	Drehmoment	Drehzahl	Schwingungen	Temperatur	Aufzeit	Axialfluss	Ölpartikelzahl	Kühlgas
Schadensart													
Rotorwicklung	•				•	•	•	•	•		•		•
Statorwicklung	•							•	•		•		•
Exzentrischer Rotor	•							•			•		
Bürstenfehler	•	•			•	•			•				
Lagerschaden	•					•		•	•	•		•	
Isolation Verschlechterung	•	•	•	•									•
Phasenverlust Eingangsleistung	•	•						•			•		
Unwucht								•					
Ausrichtfehler								•					

• zeigt an, dass das Symptom oder die Parameteränderung im Schadensfall auftritt

4.4 Key Performance Indicator (KPI)

Aus der RPZ lässt sich nach VDMA 66412-1 [6] eine betriebswirtschaftliche Kennzahl ableiten, der sogenannte KPI (Key Performance Indicator). Dazu wird der Bereich von 1 bis 1000 in eine frei wählbare Anzahl von Zonen unterteilt, denen in aufsteigender Folge Klassennummern zugeordnet werden. Zusätzlich wird für jede Klasse eine Bezeichnung entsprechend ihrer Bedeutung festgelegt.

Tabelle 4. KPI Klassierung

KPI-Klasse	RPZ		Bezeichnung
	Untergrenze	Obergrenze	
1	1	20	normal
2	21	60	auffällig
3	61	90	gravierend
4	91	170	kritisch
5	171	1000	sehr kritisch

Tabelle 4 zeigt als Beispiel eine Klassierung des KPI in fünf Klassen 1 bis 5, wie sie bei der Überwachung von Windkraftwerken definiert wurde [7].

KPIs werden entsprechend ihrer Wertigkeit individuell klassiert. Klassenanzahl, Klassen-grenzen und Klassenbezeichnung sind projektspezifisch festzulegen.

Key Performance Indicators (KPI) sind betriebswirtschaftliche Kennzahlen, anhand derer der Fortschritt oder der Erfüllungsgrad hinsichtlich wichtiger Zielsetzungen oder kritischer Erfolgsfaktoren innerhalb einer Organisation gemessen werden kann. Sie sind weit verbreitet in den verschiedensten Industriezweigen und dienen oftmals zur Quantifizierung betriebs-wirtschaftlicher Vorgänge und Zusammenhänge [7]. Das Konzept lässt sich auch anwenden, um aus dem Performance-Index ein System von Bewertungszonen abzuleiten. Klassierung und Klassenbezeichnung erfolgen nach den zuvor genannten Gesichtspunkten. Diese Struk-tur entspricht dann einem Schema, wie es die Normen zur Breitbandüberwachung bietet, jedoch mit stringenter Systemanpassung und fundiertem diagnostischem Hintergrund.

5. Zusammenfassung

Die Richtlinie VDI 4550 Blatt 3 kommt einem Bedarf nach, der durch die aktuellen Entwick-lungen im Betrieb von Maschinen und Großanlagen, wie zum Beispiel Windparks, entstan-den ist und den Bedürfnissen einer modernen Maschinenüberwachung gerecht wird. Die Vielzahl der eingesetzten statistischen Verfahren mag auf den ersten Blick zwar sehr kom-plex erscheinen. Wie die Zitate jedoch zeigen, wird hier allerdings ein Kollektiv bekannter und bewährter Verfahren der Statistik in eine neue Form gegossen – Condition Monitoring.

Schrifttum

- [1] VDI 4550 Blatt 1: Schwingungsanalysen, Verfahren und Darstellung der Ergebnisse – Begriffe und grundlegende Verfahren, Ausgabe April 2017.
- [2] Loock Thomas: Erfahrungen der Deutschen Marine mit dem Pilotprojekt Zustandsüberwachung. VDI-Bericht 2151: Schwingungsüberwachung 2011
- [3] DIN ISO 13379 Teil 1: Zustandsüberwachung und -diagnostik von Maschinen – Verfahren zur Dateninterpretation und Diagnose – Teil 1: Allgemeine Anleitungen. Ausgabe Juni 2017.
- [4] DIN EN 60812: Fehlzustandsart- und -auswirkungsanalyse (FMEA). Entwurf August 2015.
- [5] DIN ISO 17359: Zustandsüberwachung und -diagnostik von Maschinen - Allgemeine Anleitungen. Ausgabe Juni 2016.
- [6] VDMA 66412-1: Manufacturing Execution Systems (MES) – Kennzahlen. Ausgabe: Oktober 2009.
- [7] Dietl M., Becker E.: Systematisches Flotten-Monitoring auf Basis von Condition Monitoring an Windenergieanlagen. VDI Bericht 2301: Schwingungen von Windenergieanlagen 2017.
- [8] ISO 13374-1: Zustandsüberwachung und -diagnostik von Maschinen - Verarbeitung, Austausch und Darstellung von Daten - Teil 1: Allgemeine Anleitungen. Ausgabe 2003-03.
- [9] DIN ISO 20816-1: Mechanische Schwingungen - Messung und Bewertung der Schwingungen von Maschinen - Teil 1: Allgemeine Anleitungen. Ausgabe 2017-3.

Herausforderungen an eine moderne Anlagen- und Prozessüberwachung und deren Umsetzung im Rahmen von Industrie 4.0

Condition Monitoring im Wandel

Dipl.-Ing. **Tobias Roepke**, SKF GmbH, Schweinfurt

Kurzfassung

Zustandsüberwachung wird durch die 4. industrielle Revolution neu definiert, integriert und automatisiert. Der Trend hin zu cyberphysischen Systemen bietet eine große Zahl neuer Möglichkeiten aber auch Herausforderungen. Eine genaue Definition des Ziels und die Aufstellung einer Digitalisierungsstrategie sind unabdingbar für das Erreichen der Vision Industrie 4.0. Gerade für die Modernisierung von Bestandsanlagen gibt es eine Vielzahl von Meilensteinen, die einen unmittelbaren, positiven Einfluss auf die Effektivität des Unternehmens haben. Dieser Artikel zeigt einige Beispiele für die Umsetzung einzelner Teilabschnitte im Gesamtkontext Industrie 4.0.

1. Zustandsüberwachung heute

Die Zustandsüberwachung im Bereich moderner Industrieanlagen wird heute auf unterschiedlichste Art und Weise realisiert. Die Bandbreite verwendeter Systeme reicht von portabler Handmesstechnik über online Condition Monitoring Systeme in unterschiedlichen Integrationsstufen bis hin zu voll autark arbeitenden Schutzsystemen. Je nach Unternehmensphilosophie wird Condition Monitoring vom Unternehmen selbst oder von einem Partner durchgeführt. Für eine verlässliche Aussage über den Zustand der Anlage oder Komponente müssen alle Einflussparameter des Systems (Betriebszustand, Belastung, Drehzahl, Temperatur...) berücksichtigt werden. Die Verknüpfung dieser Einflussgrößen wird heute oftmals über einen Analysespezialisten mit Anlagenkenntnissen hergestellt. In einigen Fällen, mit geringerer Komplexität und einer genauen Beschreibbarkeit der wenigen Einflussfaktoren, sind voll automatisierte Systeme im Einsatz. Unabhängig von der Art des Systems kann je-

doch generell von einer starken Diversität gesprochen werden. Die Vielfalt der Systeme erzeugt einen hohen Bedarf an unterschiedlichen Schnittstellen. Hersteller und Anbieter von Kommunikationswandlern sind hier gefragt Prozessdaten zusammenzuführen. In der Regel sind die erforderlichen Daten im Unternehmen vorhanden, sie müssen „nur“ aus dem entsprechenden System in einem spezifischen Format über die richtige Schnittstelle bereitgestellt werden.

2. Ziel der Zustandsüberwachung im Kontext von Industrie 4.0

Industrie 4.0 steht für die 4. industrielle Revolution, die vom Arbeitskreis Industrie 4.0 wie folgt definiert wird: „*Eine Vernetzung von autonomen, sich situativ selbst steuernden, sich selbst konfigurierenden, wissensbasierten, sensorgestützten und räumlich verteilten Produktionsressourcen (Produktionsmaschinen, Roboter, Förder- und Lagersysteme, Betriebsmittel) inklusive deren Planungs- und Steuerungssysteme*“. Hier wird also eine vernetzte, cyberphysikalische Industriewelt mit künstlicher Intelligenz postuliert. Diese visionäre Definition der industriellen Zukunft wird heute in ihrer Komplexität jedoch nur sehr vereinzelt umgesetzt. Es gibt bereits einige Test- und Vorführanlagen, wie beispielsweise die Forschungsfabriken des Fraunhofer Institutes [1] oder die SEW Schaufensterfabrik in Graben Neudorf [2]. Für kleinere und mittelständische Unternehmen wurde auf Betreiben des Bundesministeriums für Bildung und Forschung (BMBF) eine Forschungs- und Umsetzungsagenda ausgearbeitet, die eine Hilfestellung an die Hand gibt. Weitere Informationen hierzu sind der Quellenangabe [3] zu entnehmen.

3. Herausforderungen

Die Umsetzung von Industrie 4.0 macht eine umfassende Digitalisierung der Anlagen erforderlich. Für die Planung einer Neuanlage kann dies direkt in die Auslegung einfließen und wesentlich kostengünstiger und umfassender umgesetzt werden, als es bei einem Retro-Fit einer Bestandsanlage der Fall ist. Dieser Beitrag bezieht sich ausschließlich auf einen Teilbereich der umfassenden Thematik: Auf die Zustandsüberwachung.

Die entsprechenden Aggregate müssen zunächst mit Sensorik appliziert, die aufgenommenen Sensordaten verarbeitet und gespeichert werden. Als Grundlage für eine sinnvolle Handlungsempfehlung bei einer fortgeschrittenen Schädigung sind die Daten des Condition Monitoring Systems, jedoch auch die Daten des Prozessleitsystems, Informationen über das Produkt und ggf. Informationen über die Auftragslage zu berücksichtigen. Um einen Über-

blick und eine Einschätzung über die Vielzahl der verschiedenen Informationen, die unterschiedlichen Informationstypen und die verschiedenen Informationsformate zu bekommen, werden oft Datenverarbeitungsalgorithmen nötig, die sich bereits im Themenbereich von „Big Data“ bewährt haben. Der Begriff „Big Data“ taucht oft im Zusammenhang mit Industrie 4.0 auf, seine Bedeutung soll im Folgenden noch einmal verdeutlicht werden. Unter „Big Data“ versteht man nach der Definition durch Gartner im Jahre 2014 Datensätze die in 3 Dimensionen herausfordernd sind [4]:

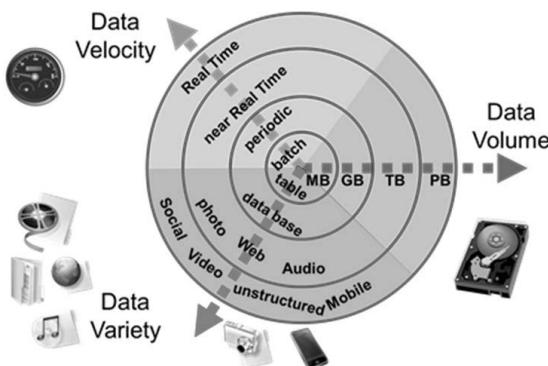


Bild 1: Das V-Modell von Gartner [4]

Im Bereich der Telekommunikation, im Social Web, für die automatischen Produktempfehlungen bei Amazon oder die Kreditwürdigkeitseinstufungen der Schufa werden gigantischer Datenmengen verarbeitet. Die hierfür notwendigen Technologien der Mustererkennung und Automatisierung halten auch Einzug in den Bereich der Industrie. Die Bewältigung der Herausforderungen wie der Datenverarbeitung großer Datenmengen in unterschiedlichsten Formaten und die anschließende Datenanalyse erfordern heute immer mehr speziell ausgebildete Data Scientists. Die Problemstellung aus unstrukturierten Datensätzen Schlussfolgerungen zu ziehen ist nicht trivial. In der automatisierten Maschinendiagnose stellt sich immer wieder die Herausforderung, eine Aussage zu treffen ohne dass es bereits Referenzfälle und Schadensbeispiele gibt. In der Fachsprache spricht man hier von einem sogenannten „unsupervised Problem“. Zusammengefasst kann festgestellt werden, dass der Aufwand und das Knowhow, die ein solches Projekt voraussetzt, immens sind und

weiterhin die Gefahr groß ist, sich im Dschungel von Industrie 4.0 zu verlaufen. Eine elementare Voraussetzung für die Einführung von Industrie 4.0 ist eine klare Digitalisierungsstrategie des Unternehmens, der damit verbundene Zeitplan und die Bereitstellung des damit verbundenen Budgets. Oft gibt es schon einzelne kleine Projekte, die einen hohen Nutzen für das Unternehmen bieten und gleichzeitig mit überschaubaren Kosten verbunden sind.

4. Beispiele aus der Anwendung / Projekte in Richtung Digitalisierung

In diesem Kapitel werde einige Beispiele aus der Praxis vorgestellt, die einen Baustein auf dem Weg zur Vision Industrie 4.0 darstellen. Die folgenden Beispiele sind einfach umzusetzen und haben eine signifikante Auswirkung auf den Produktionsbetrieb.

4.1 Automatisierung und Integration der Zustandsdiagnose in einer Papierfabrik

In der Papierindustrie ist die Verwendung von Condition Monitoring weit verbreitet. Je nach Unternehmen werden die Messungen über eine Fremdfirma oder eigenes Personal abgedeckt. Die Sensordaten werden auswertet und damit verbunden eine Handlungsempfehlung für die Instandhaltung ausgesprochen. Der Zeitaufwand für die Überwachung einer Papiermaschine ist nicht unerheblich und gerade in der Einlernphase eine Ganztagesaufgabe für den zuständigen Mitarbeiter. Ein Analyst geht in der Regel nach einem bestimmten Muster vor. Unter Berücksichtigung der Schwingungssituation, der unterschiedlichen Signalverarbeitungstechniken, der Prozesseinflussgrößen und der Erfahrung wird nach der Begutachtung der Messdaten eine Aussage getroffen. Ein großer Teil dieses Analysevorgehens kann über die entsprechenden Signalverarbeitungstechniken automatisiert werden. Eine automatisierte Meldung von Lagerschäden, Verzahnungsschäden im Getriebe, Unwuchten und Ausrichtungsfehler sowie die Eingruppierung in deren Stadien ist möglich. Die Bandbreite an automatisierten Diagnosen kann im Nachhinein durch Post-Processing erweitert und ausgebaut werden. Beispielsweise kann ein Unwuchtsphänomen einer Walze, welche die benachbarte Stuhlung zum Schwingen anregt, erkannt und detektiert werden. Für diesen Fall bietet die Signalverteilungsanalyse der SKF @ptitude Analyst Software beispielsweise gute Hilfestellung (Bild 2). Die Konfiguration muss von einem Spezialisten anlagenspezifisch erfolgen. Zeitersparnis und Schnelligkeit in der Diagnose sind die Folge und sind nicht zuletzt ein weiterer Schritt auf dem langen Weg zur Cyberphysikalität.

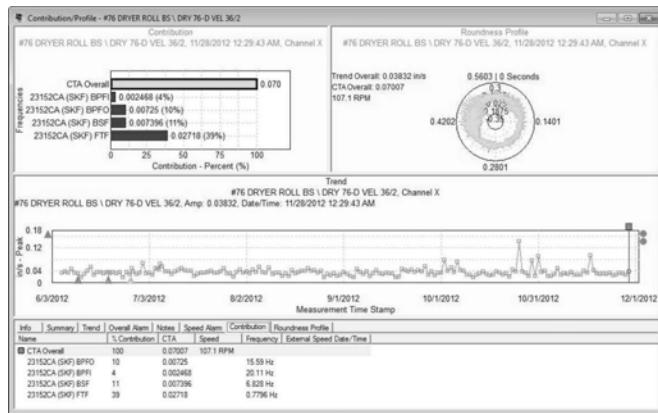


Bild 2: SKF @ptitude Analyst Signalverteilungsanalyse

Die Instandhaltungsplanung ist jedoch nicht der einzige Nutzen für einen Papierfabrikanten. Informationen des Zustandsüberwachungssystems und des Prozessleitsystems können mithilfe von Kommunikationstechnologien, wie beispielsweise Profinet, zusammengeführt und die Anlage damit zustandsorientiert betrieben werden. Zustandsüberwachungssysteme liefern auch heute schon einen Beitrag dazu, Anlagen optimal in ihren konstruktiven Grenzen zu betreiben. In der Praxis werden teilweise sogar Anlagenzustandsinformationen direkt in das Prozessleitsystem eingespeist, um die Maschine optimal in Bereichen der höchstmöglichen Maschinengeschwindigkeit, kombiniert mit hoher Papierqualität, zu betreiben. Beispielsweise wurde in einem Anwendungsfall die Maschinengeschwindigkeit durch das Schwingungsverhalten einer Walze limitiert. Das Condition Monitoring System half dabei, Resonanzen zu erkennen, kontrolliert zu durchfahren und die Maschinengeschwindigkeit in einem unbedenklichen Produktionsfenster zu halten.

4.2 Anlagenbetrieb in der Stahlindustrie

Walzgerüste in der Stahlindustrie sind rauen Umgebungseinflüssen ausgesetzt und werden nicht selten oberhalb der Grenze ihrer ursprünglichen Auslegung betrieben. Im Walzbetrieb erfahren die Lagerungen unterschiedliche Beanspruchungen, die teilweise zu temporär schädlichen Betriebsbedingungen führen. Bei der Überwachung eines Walzgerüstes wird der Fokus neben der Schadensdetektion auch auf die Ermittlung Schadensmechanismen gelegt

und bei welchen Betriebszustände diese auftreten. Schadensursachen wie Mangelschmierung, Gleitung und Überlast werden erkannt, bevor der Schaden entsteht. Im vorliegenden Beispiel kam es zu Anschmierungen und einem Ausfall der Lagerung an einem Walzgerüst (Bild 3). Der zugrundeliegende Schädigungsprozess tritt ein, sobald die Schmierung, ausgelöst durch ein Gleiten der Wälzkörper, versagt. Über eine online Schlupfmessung konnten ungünstige Betriebszustände detektiert und dann Änderungsoptionen im Walzprozess diskutiert werden. Weiterhin liefern solche Erkenntnisse wichtige Anwendungsinformationen, die eine Optimierung der bisherigen Bauteil- und Anlagenkonstruktion ermöglichen.

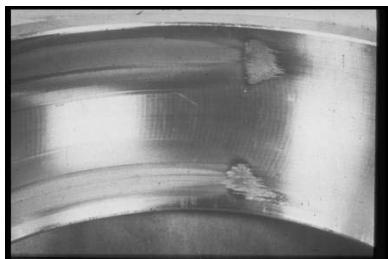


Bild 3: Anschmierung durch Gleiten, dargestellt an einem Außenring eines Pendelrollenlagers

4.3 Zustandsüberwachung als Feedbackgeber für die Getriebeentwicklung

Die Interessen und Anforderungen von Erstausrüstern (OEM) gehen im Vergleich zu denen der Anlagenbetreiber noch einen Schritt weiter. Neben der klassischen Zustandsüberwachung sind hier Gewährleistungsverlängerung und Produktoptimierung wichtige Themen. Der Hersteller kann wichtige Informationen zu dem Verhalten und Gebrauch seines Produktes sammeln, realistische Lastkollektive für die Auslegung ermitteln und Schädigungsprozesse erkennen bevor ein Schaden auftritt. Änderungen und Verbesserungen können teilweise schon vorgenommen werden, bevor der Kunde einen Ausfall beklagt. So ist die kontinuierliche Optimierung der Anlage möglich (Bild 4).



Bild 4: Optimierungskreislauf

4.4 Verknüpfung von Zustandsinformationen und Ersatzteilbeschaffung

Bei einer Verbesserung der Verlässlichkeit der automatischen Diagnosen rückt auch die automatisierte Ersatzteilbeschaffung in realistische Nähe. Kinematik- und Bauteilinformationen sowie Lagertypen werden ohnehin in einem Zustandsüberwachungssystem hinterlegt. Bei der Meldung eines Defektes an einer Komponente kann eine Verknüpfung mit dem ERP System hergestellt und anhand verschiedener Kriterien eine automatisierte Bestellung des Ersatzteils ausgelöst werden.

4.5 Anlagenverfügbarkeit und Sicherung bei vorhandener Schädigung

Auf dem Weg zur autonomen cyberphysikalischen Produktionsstätte gibt es nicht selten den Fall kurzfristiger und überraschender Schäden. Wird ein Schaden an einer Anlage erkannt, stellt sich oft die Frage, ob ein weiterer Betrieb der Anlage ohne Folgeschäden möglich ist. Nicht zuletzt geht es darum trotz Schädigung die notwendige Anlagenverfügbarkeit zu erreichen und den sicheren Betrieb zu ermöglichen. In solch einem Fall ist es möglich ein mobiles online System temporär zu installieren und so wichtige physikalische Messgrößen, die eine Aussage über die Schadensstadien zulassen, zu erfassen. Die Messdatenauswertung muss instantan erfolgen und das Auswertegerät direkt mit dem Prozessleitsystem verbunden werden um gegebenenfalls eine Notabschaltung zu initiieren. Erfahrungsgemäß lässt sich der Zustand und die Restlebensdauer der Komponente durch eine installierte Überwachung wesentlich besser einschätzen. Weiterhin erhöht dies die Sicherheit der Anlage erheblich. Je nach Kritikalität sollte die Maschinenabschaltung redundant ausgeführt werden. Im konkreten Fall wurde hier der Transferantrieb mit einem Lagerschaden an einer Automobilpresse überwacht. Die Anlage konnte sicher bis zum nächsten geplanten Stillstand betrieben werden.

Die optimale Umsetzung von Industrie 4.0 zielt auf eine bessere Planbarkeit von Fertigung und Instandhaltung ab und unterstützt so die Unternehmensziele in Zukunft auch ohne diese kurzfristigen Einsätze zu realisieren.

- [1] Frauenhofer Institut für Optronik, Systemtechnik und Bildungsauswertung,
<https://www.iosb.fraunhofer.de/servlet/is/51237/>
- [2] SEW Eurodrive, <https://www.sew-eurodrive.de/unternehmen/>
- [3] Bundesministerium für Bildung und Forschung (BMBF), www.bmbf.de
- [4] Gesellschaft für Informatik, <https://www.gi.de/service/>

Condition Monitoring an instationär betriebenen Prozessanlagen

Dipl.-Ing. **Wilfried Geibel**, Dr. **Edwin Becker**,
Prüftechnik Condition Monitoring GmbH, Ismaning

Kurzfassung

In der Vergangenheit wurde im Condition Monitoring unterschieden zwischen Schwingungs-transmittern, Schutz-Überwachungssystemen und diagnostischen Überwachungs-Systemen. Je nach Ausführung lieferten die Systeme kennwertproportionale Ausgangssignale, digitale Kennwerte in unterschiedlichen Protokollen und/oder Alarmmeldungen. Anschließend erfolgten dann mit unterschiedlichsten Werkzeugen tiefergreifende Auswertungen in eigenen Datenbanken, meist jedoch begrenzt auf stationär betriebene Anlagen.

Mit dem Internet der Dinge (IoT) werden nun Forderungen laut alle diese Informationen zukünftig sinnvoll aufbereitet so weiterzugeben, so dass mit den Daten und deren Verknüpfung zusätzliche, oder neue Funktionen und Nutzen für Prozessanlagen realisiert werden können.

Im Bericht wird beschrieben, welche Anforderungen mit intelligenten Überwachungslösungen für die unterschiedlichen betriebenen Anlagen zu erfüllen sind, um daraus weitere sinnvolle Schnittstellen und Anwendungen zu anderen Systemen zu ermöglichen. Insbesondere geht es um das schnelle, parallele und synchrone Erfassen von sinnvollen Kennwerten zur Weitergabe an PLS-Systeme zur Optimierung des Betriebs, zur diagnostischen Bewertung von Zustands- und Verschleißkenngrößen und letztendlich auch um die übersichtliche Visualisierung und Steuerung von Instandhaltungsmaßnahmen (Arbeitssteuerung, Rückmeldung, etc.).

1. Einleitung

Die Zustandsüberwachung mit Hilfe von Schwingungsanalysen erlebt derzeit eine äußerst dynamische Entwicklung bedingt durch verschiedene katalytisch wirkende Faktoren. Installationen in der Industrie werden zunehmend über TCP/IP-basierte Netzwerke miteinander verbunden. Die drahtlose Daten-Übertragung wird kontinuierlich günstiger und leistungsfähiger. Die digitale Speicherung großer Datenmengen stellt längst keine kostspielige Hürde mehr dar. Cloud- und Edge-Computing erlauben das systematische vernetzte Bearbeiten

von Daten. Ingenieure und Techniker setzen in ihrer täglichen Arbeit bereits bei vielen Tätigkeiten intuitiv bedienbare mobile Tablets und Smartphones ein.

Entscheider aber auch, denn auch sie wollen zeitnah über Istzustände und Veränderungen ihrer Prozessanlagen informiert werden. Wie die Struktur einer modernen Fernüberwachung aussehen kann, wird in Bild 1 gezeigt.

Auch bei der Datenverarbeitung sind neue Techniken wie zum Beispiel Data Mining, Analytics und maschinelle Lernverfahren im Kommen. Damit lassen sich in kurzer Zeit gewaltige Datenmengen durchforsten und Muster und Zusammenhänge erkennen, die bisher im Verborgenen lagen.

Im Folgenden wird chronologisch beschrieben, welche Technologien sich im ersten wichtigen Schritt, nämlich bei der Datengewinnung einsetzen lassen, um bessere und effizientere Aussagen zum Zustand der Prozessanlagen und insbesondere an den rotierenden Maschinen zu erhalten.

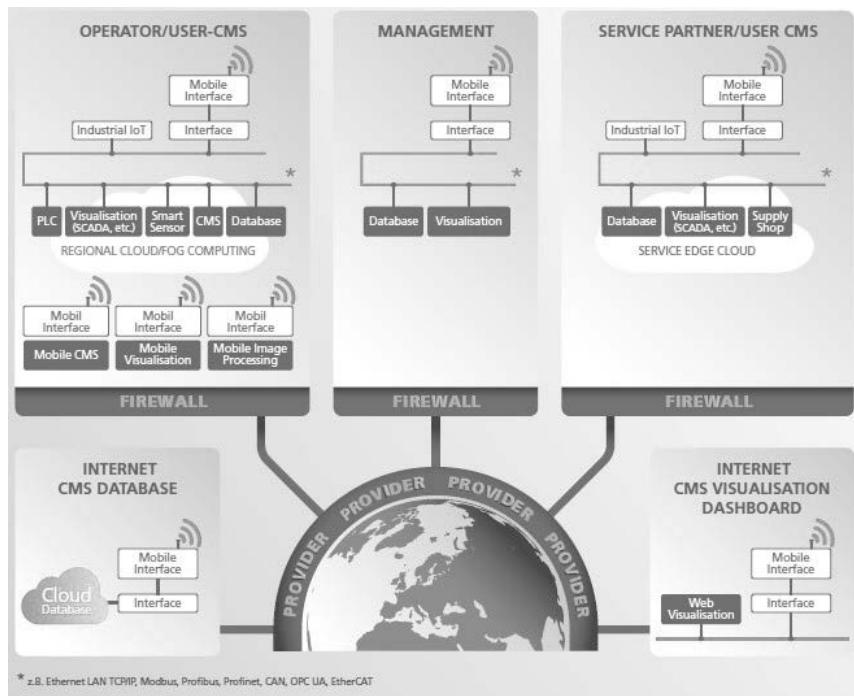


Bild 1: Systemarchitektur moderner umfassender Überwachungssysteme

2. Die Herausforderung: „Moderne Anlagentechnik“ bedingt immer komplexere Maschinenführung und Betriebsweisen

Schauen wir zurück auf den Stand der Technik früherer Prozessanlagen, so wurden Produktionsanlagen meist mit konstanten Drehzahlen und Leistungen gefahren. Die Gesamt-Auslegung wurde im Wesentlichen auf einen bestimmten Betriebspunkt optimiert.

Dies hatte für die Instandhaltung den positiven Effekt, dass sich Veränderungen im Maschinenzustand direkt und unmittelbar im Laufverhalten der Maschinen erkennen ließen und damit auch direkt überwachbar waren. Zur Überwachung genügten einfache Kenngrößen, wie der Summenkennwert der Schwinggeschwindigkeit v_{eff} zur Erkennung der Beanspruchungen der Maschinen und bei Bedarf noch Wälzlager-, oder Summen-Beschleunigungskennwerte zur Beurteilung des Wälzlagerzustands. Damit ließen sich frühzeitig unzulässige Schwingbeanspruchungen, oder Veränderungen der Maschine erkennen.

Unter diesen Bedingungen lieferten die Summenkennwerte auch unmittelbare Information für die Betriebsführung. Prozessbedingte Einflüsse wurden damit genauso gut erkannt, wie Veränderungen in den Maschinen selbst, wie zum Beispiel Vergrößerungen der Unwucht z.B. auf Grund von Belagsbildungen an den Laufrädern von Ventilatoren.

Die Situation in moderner Anlagentechnik hat sich in den letzten Jahren aber gewaltig verändert. Flexiblere Produktionsanlagen und komplexere Maschinen benötigen heute eine weitaus differenziertere Herangehensweise an dieses Thema. Schauen wir deshalb zunächst auf die unterschiedlichen Maschinentypen-Gruppen, die sich aus Sicht der Erfordernisse zur Zustandsbeurteilung ergeben.

3. Anlagen-Gruppen in Bezug auf die Betriebsart

3.1 Standard-Maschinen mit konstanten Betriebsbedingungen

Hierunter fallen alle Standard-Maschinen, die bei konstanter Drehzahl betrieben werden und deren Verhalten keine, oder keine nennenswerten Abhängigkeiten von Betriebsparametern aufweisen.

Bei solchen Maschinen genügt es, die entsprechenden Kennwerte (Maschinenschwingung und Wälzlagerzustand) fortlaufend zu erfassen und zu überwachen. Die Informationen zur diagnostischen Beurteilung von Unwucht, Ausrichtfehlern, elektrischen Fehler, Wälzlagerzustand können zyklisch (zeitgesteuert) und zusätzlich alarm-getriggert gewonnen werden.

Sinnvoll kann es aber auch bereits bei solchen Maschinen sein, Anfahr- und Abfahrvorgänge, oder Stillstände als besondere Betriebszustände zu erkennen, um dann die Bildung der diagnostischen Trend-Daten in diesen instationären Betriebszuständen zu unterdrücken. Für eine einfache Trendbetrachtung (Erkennung von Veränderungen) sind diese Informationen in der Regel nicht erforderlich oder sogar hinderlich, weil sie die Zustands-Trendverläufe verfälschen, oder unübersichtlich machen.

Andererseits können Abfahrvorgänge bei bestimmten Maschinen wertvolle diagnostische Informationen liefern. Insbesondere für Turbomaschinen gibt es deshalb bereits seit vielen Jahren spezielle diagnostische Überwachungssysteme, die auch die instationären Betriebsbedingungen als Informationsquelle nutzen. Erwähnt sei an dieser Stelle, dass auch neue digitale und intelligente Condition Monitoring-systeme zwischenzeitlich viele der für Turbomaschinen früher entwickelten Funktionalitäten beinhalten.

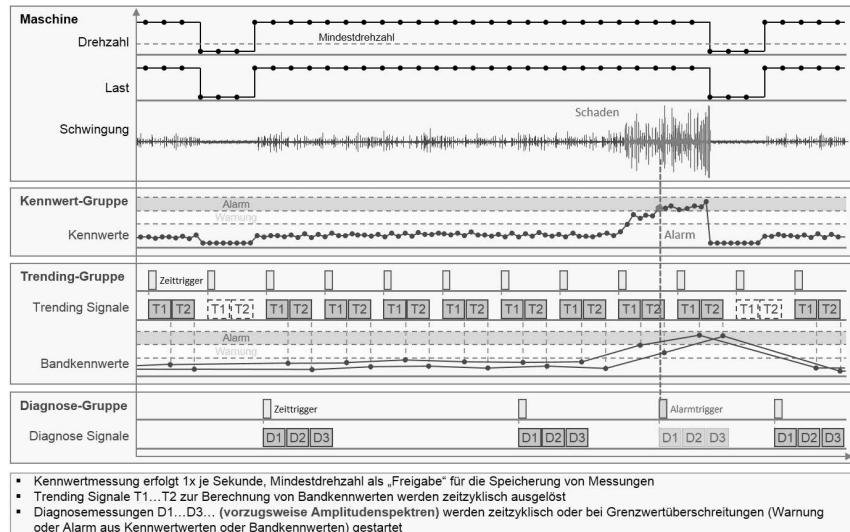


Bild 2: Überwachungs-Konzept für die Maschinengruppe 3.1 Standardmaschinen mit konstanten Betriebsbedingungen

3.2 Standard-Maschinen mit variabler Last und/oder Drehzahl

Hierunter fallen alle Standard-Maschinen, die unter Betriebsbedingungen mit unterschiedlichen Drehzahlen und/oder Lasten betrieben werden und deren Verhalten nicht vernachlässigbare Abhängigkeiten von Betriebsparametern aufweist.

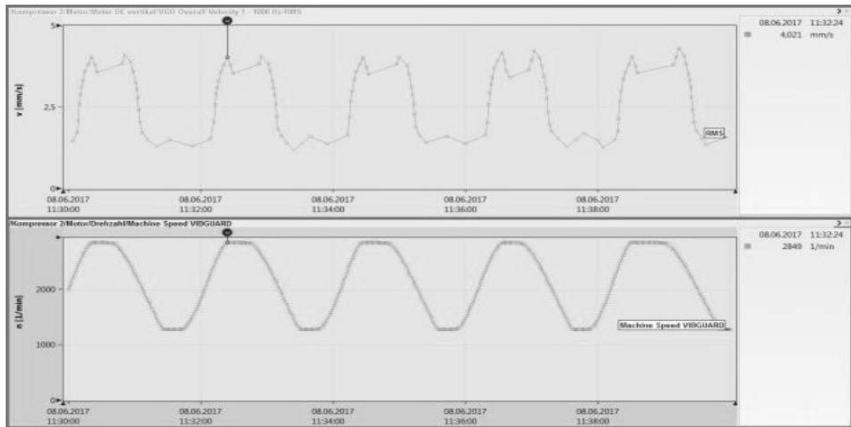


Bild 3: Typische Abhängigkeit der Summenschwingungen (oben) von der Betriebsdrehzahl (unten) an einem Kompressor, der abhängig vom Anlagendruck mit unterschiedlichen Drehzahlen gefahren wird.

Bei diesen Maschinen können Veränderungen im Zustand nur dann zuverlässig erkannt werden, wenn immer nur solche Daten verglichen und visualisiert werden, die unter gleichen Randbedingungen gewonnen wurden. Dazu müssen Überwachungssysteme in der Lage sein, frei konfigurierbare Betriebsparameter-Gruppen („OS“ = Operating States) zu bilden, die dann noch miteinander verknüpfbar sind.

Um die Darstellung und Überwachung der diagnostischen Signale (Tiefendiagnose) einfach und überschaubar zu halten, empfiehlt sich bei solchen Maschinen das Arbeiten mit Ordnungsspektren. Nur mit echten Ordnungsspektronen (Drehwinkelsynchrone Abtastung, Digitalisierung und Mittelung im Zeitbereich) lassen sich bei stark schwankenden Betriebsdrehzahlen „saubere“ Signale ohne Verschmierungs- und Verschleppungserscheinungen erzeugen. Die Skalierung der Frequenzachse erfolgt dann als Ordnungssachse zur jeweils bei der Messung vorgelegenen Drehzahl, sodass zum Beispiel die Unwuchtschwingungen im Diagramm immer bei der 1. Ordnung (der Drehzahl) zu sehen sind.

Dadurch lassen sich ohne Mühe auch Diagramme bei unterschiedlichen Drehzahlen vergleichen. Die „erzwungenen Schwingungen“ verursacht durch rotierende Maschinenteile befinden sich auf der „ordnungsbasierten Achse“ immer an der gleichen Stelle. Auch bei der Analyse der freien Schwingungen mit der Hüllkurvenanalyse lassen sich dann die Trendbänder für die typischen Wälzlagenschäden in Ordnungen definieren, auch diese Bänder liegen dann immer auf der gleichen Achsenposition.

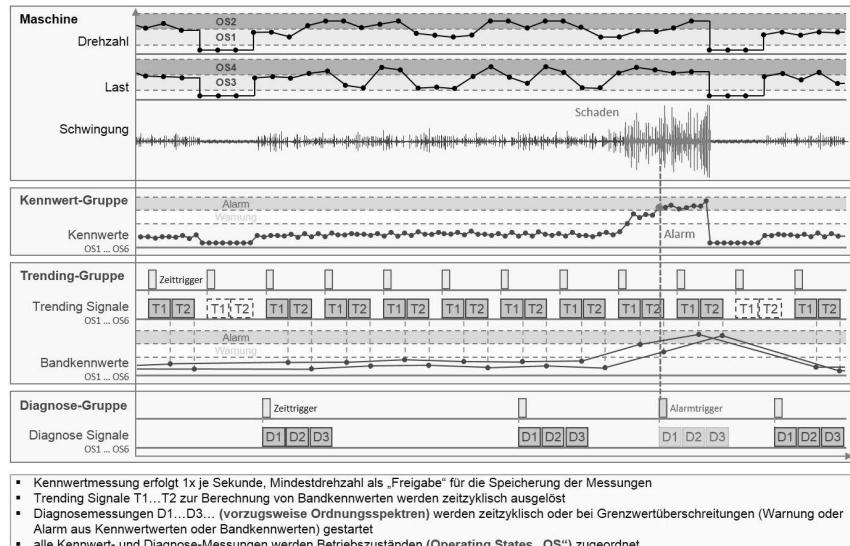


Bild 4: Überwachungskonzept für die Maschinengruppe 3.2 Standard-Maschinen mit variabler Last und Drehzahl

3.3 Maschinen in zyklischem Betrieb mit variabler Drehzahl und Last

In diese Gruppe fallen vor allem Maschinen mit periodischen und nicht-periodischen Arbeitszyklen, die in Bezug auf das Condition Monitoring zumindest zeitweise geeignete Betriebszustände beinhalten. Typische Vertreter dieser Gruppe sind dynamische Prüfstände, Werkzeugmaschinen, Hebevorrichtungen, Walzwerksanlagen und Robotikanwendungen.

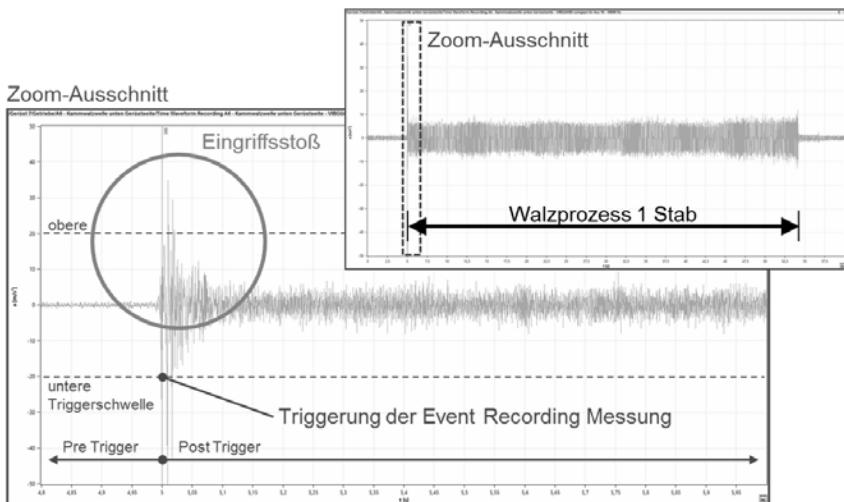


Bild 5: Beispiel für den Zeitsignalverlauf der Schwingbeschleunigung a_p an einem Drahtwalzwerksgtriebe mit typischem Einlaufstoss am Anfang des zyklischen Prozesses.

Auch bei diesen Maschinen macht es Sinn, zunächst die maximalen Schwingungskennwerte fortlaufend zu erfassen und zu überwachen. Wenn aber zu bestimmten Zeitpunkten (z.B. während des Einlaufstoßes bei Walzgerüsten, oder im Anfahrstoß bei Hebewerken) nicht vermeidbare große Stoßanregungen stattfinden, müssen diese Signalanteile bei der diagnostischen Beurteilung und Alarmgenerierung sinnvoll ausgeblendet werden.

Für diese Aufgabe ist ein Steuersignal von der Automatisierung erforderlich, das den Beginn und das Ende des zyklischen Vorgangs abbildet (Signal: „Betrieb“). Ab Meldung der Triggerschwelle „Betrieb“ werden Alarne erst nach einer zusätzlich wählbaren Verzögerungszeit (notwendig zur Unterdrückung der prozessbedingten Stoßsignale) an die „Diagnosegruppe“ weitergeleitet. Die Verzögerungszeit muss dann so bemessen werden, dass die Stöße innerhalb der Zeit abgeklungen sind.

Jetzt können unter den für den Prozess üblichen „normalen“ Bedingungen die aussagekräftigen Kennwerte überwacht werden.

Die Signalverarbeitung zur diagnostischen Überwachung kann dann solange freigegeben werden, wie der normale Prozess läuft (gesteuert über die Triggerschwelle „Betrieb“ und die Verzögerungszeit). In der Diagnosegruppe lassen sich dann die diagnostischen Informationen in den „zulässigen Signalabschnitten“ gewinnen.

Entfallen die Voraussetzungen für die diagnostische Bewertung (Bandkennwerte aus FTTs und HK-FFTS) durch Rücksetzung der Triggerschwelle „Betrieb“, wird die diagnostische Bewertung an dieser Stelle abgebrochen und nicht vollendete Auswertungen werden verworfen. Die diagnostische Bewertung wird erst dann wieder an der zuletzt durchgeföhrten Aufgabe fortgesetzt, wenn die Randbedingungen in einem Folgezyklus erfüllt sind.

So wird sichergestellt, dass auch alle geforderten Auswertungen (z.B. FFT-Analyse der Schwinggeschwindigkeit, FFT-Analyse der Schwingbeschleunigung und Hüllkurven-FFT-Analyse) vollständig abgearbeitet und die gewünschten Bandkennwerte daraus berechnet werden.

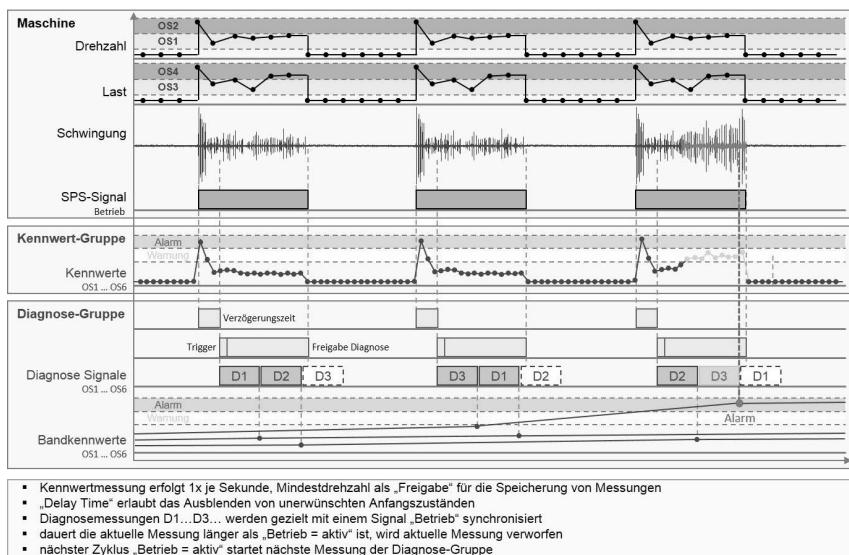


Bild 6: Überwachungskonzept für die Maschinengruppe 3.3 Maschinen in zyklischem Betrieb mit variabler Drehzahl und Last

3.4 Maschinen in instationärem Betrieb mit variabler Drehzahl und Last

Hierunter fallen die Maschinen, deren Betriebsregime je nach Aufgabe, Einsatzbereich, oder Produkt völlig unterschiedlich ausgeprägt sein kann.

Wie bei allen Gruppen macht es auch hier Sinn, zunächst die Schwingungskennwerte fortlaufend zu erfassen und zu überwachen (Schutzfunktion).

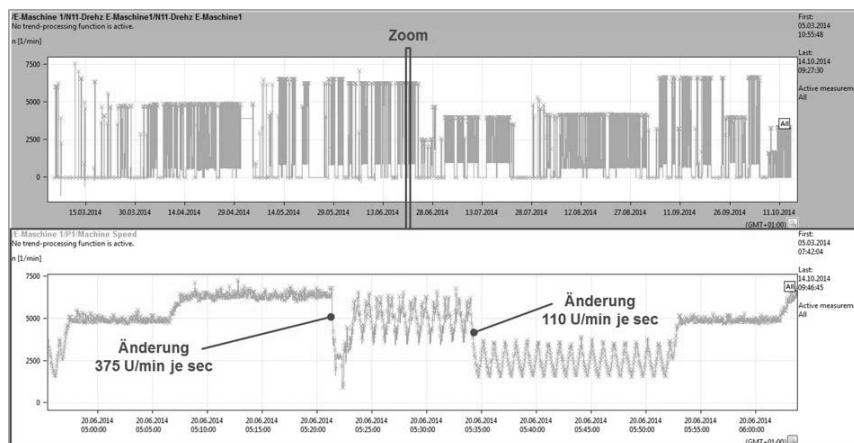


Bild 7: Beispiel für einen dynamischen Drehzahlverlauf an einen stationären Getriebeprüfstand (gemessen am Bremsgenerator). Die Betriebszustände wie z.B. Last und/oder Drehzahl variieren je nach Prüfling und Prüfprogramm, es gibt keine periodischen Zyklen.

Die Herausforderung für die Gewinnung der zusätzlich geforderten Condition Monitoring Daten liegt darin, dass es im Betriebsverhalten dieser Gruppe keine festen Zyklen gibt. Somit kann bei solchen Anwendungsfällen auch nicht im CM-System vorausbestimmt werden, wann zu messen ist. Hier müssen im Vorfeld Untersuchungen angestellt werden, mit dem Ziel, solche für die Diagnose geeigneten Zustände zu definieren.

Eine Lösungsmöglichkeit ist, dass ein Steuersignal aus der Automatisierung bereitgestellt wird, das zunächst den Beginn und das Ende des Betriebs abbildet (Signal: „Betrieb“). Zusätzlich sind unter Berücksichtigung weiterer Führungsgrößen Zeitfenster zu definieren, die

für eine Diagnose geeignet sind. Da nur die Maschinensteuerung alle Führungsgrößen kennt, muss dieses zusätzliche Freigabesignal dort gebildet werden.

Beispiel: Max. Drehzahl erreicht und konstant und keine Laständerung oder keine Anfahr- oder Stoppvorgänge in x-,y-,z-Richtung, die zu Stoßanregungen führen.

Kann die geforderte Diagnosemessung innerhalb der beiden notwendigen Voraussetzungen „Betrieb“ und „geeignete sonstige Randbedingungen“ nicht abgeschlossen werden, muss die Messung verworfen und bei der nächsten Freigabe solange erneut gestartet werden, bis ein vollständiger Messdatensatz abgelegt werden kann.

Unter diesen Voraussetzungen lassen sich dann sukzessive alle notwendigen Kenngrößen zum Condition Monitoring bilden, als Trend darstellen und überwachen.

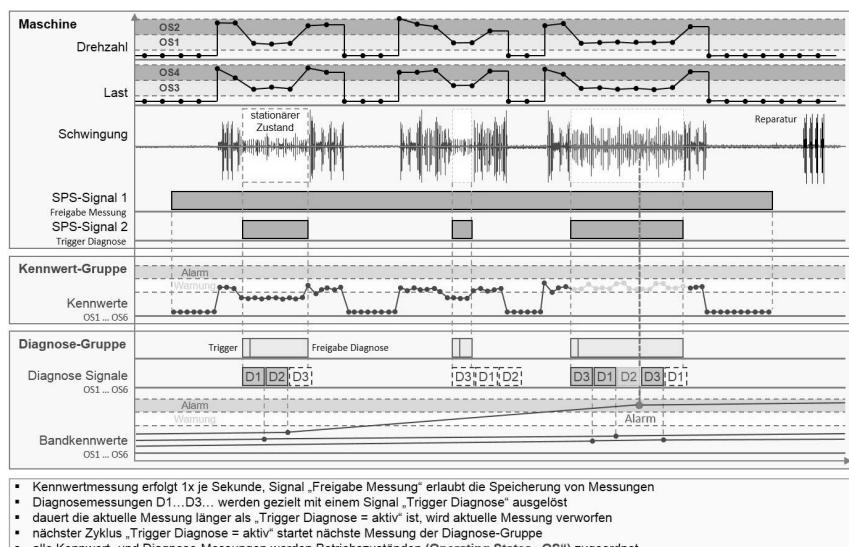


Bild 8: Überwachungskonzept für die Maschinengruppe 3.4 Maschinen in instationärem Betrieb mit variabler Drehzahl und Last

3.5 Maschinen in instationärem Betrieb mit variabler Drehzahl und Last - Sonderfälle

Lassen sich bei Maschinen im instationären Betrieb Betriebsabschnitte zur Beurteilung des Maschinenzustandes nicht automatisch definieren, kann man geeignete Betriebsbedingungen in sogenannten „Prüfläufen“ erzeugen. In diesen Phasen lassen sich dann Messungen zur Trendbetrachtung der üblichen Maschinen- und Verschleißkenngroßen durchführen.

Bei der Beurteilung rotierender Maschinen (-elemente) wären das Zustände mit konstanter Drehzahl und Last. Bei der Beurteilung von oszillierenden Bewegungen die Simulation der Bewegungen ohne weitere instationäre Einflüsse.

Beispiel: Achsenbewegung eines Roboters oszillierend in einer Achse (X-,Y-,oder Z-Achse).

Die neuen Entwicklungen im Condition Monitoring bieten zwischenzeitlich aber auch Möglichkeiten, Veränderungen im Maschinenzustand bereits im laufenden Betrieb zu erkennen. Dazu können, neben den üblichen Effektivwerten der Schwinggeschwindigkeit und der Schwingbeschleunigung, zum Beispiel auch fortlaufend Spitzenwerte der Schwingungssignale aus dem Zeitsignal online gebildet und bewertet werden.

Insbesondere bei Maschinen mit häufigem Start-Stopp-Verhalten und / oder Betrieb mit ständiger Richtungsumkehr der Bewegungen lassen sich über die Spitzenwerte der Schwinggeschwindigkeit oder der Schwingbeschleunigung verschleißbedingte Spiele in Führungen, Gelenken und Kupplungen erkennen.

Bei der Definition der Messstellen und Messrichtungen ist zu beachten, dass signifikante Bewegungsrichtungen vollständig erfasst werden.

Achtung: Die Spitzenwerte müssen direkt aus dem Zeitsignal der Schwinggeschwindigkeit und der Schwingbeschleunigung gebildet werden. Eine nachträgliche Berechnung der Spitzenwerte aus den Spektren (FFT-Analysen) ist nicht geeignet, da, anders als bei der Effektivwertbildung, beim Spitzenwert die Phasenlage der Teilschwingungen berücksichtigt werden muss. Bei der FFT-Analyse gehen in den Leistungsspektren die Phasen-Informationen verloren, so dass berechnete Spitzen-Werte damit zur Beurteilung absolut ungeeignet sind.

4. Welche Daten werden wo benötigt?

Mit den Ausführungen zu den Anlagengruppen wird deutlich, dass es Sinn macht, zwischen den aktuellen Merkmalen (Schwingungskennwerte) und diagnostischen Merkmalen zu unterscheiden.

4.1 Aktuelle Summen-Kennwerte

Eine fortlaufende Messung und Kontrolle der Schwingungskennwerte (aktuelle Merkmale) ist zwingend erforderlich, um die Belastungen von Maschinen und deren Komponenten abzubilden. Belastungen beeinflussen wesentlich die Lebensdauer aller Komponenten. Zur Vermeidung von Folgekosten ist es daher empfehlenswert, die Schwingbeanspruchungen möglichst klein zu halten. Nur so lassen sich frühzeitige Maschinenschäden effektiv vermeiden.

Die anfallenden Belastungen hängen in den meisten Anwendungen von den regel- oder steuerbaren Betriebsparametern (Führungsgrößen) im Prozess ab, es gibt aber auch Prozesse, wo sich Belastungsunterschiede und Einflüsse über die zu verarbeiteten Produkte (z.B. Rohstoff-Qualitätsschwankungen) ergeben.

Will man die Belastungen automatisiert überwachen, sollten die relevanten Betriebsparameter bei der Definition der Warn- und Alarmgrenzen berücksichtigt werden. Das kann in einfacher Weise durch die Berücksichtigung der Operating States (OS) bei der Überwachung erfolgen. Voraussetzung dafür ist, dass die Betriebsparameter bekannt und dem Condition Monitoring System zugänglich sind. Wegen der heute bereits üblichen Verbreitung der kostengünstigen LAN-gebundenen Kommunikation wird diese Art der Kommunikation in den meisten Fällen die Brücke zwischen den CM-Systemen und der Prozesswelt (SPS) bilden.

Mit dieser intelligenten Verknüpfung können Abweichungen vom bisher bekannten Verhalten der Maschinen bezüglich der Betriebsparameter sofort erkannt werden. Gleichzeitig können die damit erkannten Grenzwertüberschreitungen zur automatisierten Gewinnung von wichtigen Diagnosedaten bei Grenzwertverletzungen eingesetzt werden (z.B. Speicherung von "post mortem" Daten zur Störfallanalyse).

Der Nutzen:

Abweichungen vom Normalverhalten werden direkt erkannt. Es wird alarmiert und zur späteren Ursachenanalyse lassen sich komplette Diagnose-Datensätze generieren. Während die dabei gewonnenen Diagnose-Datensätze für die Instandhaltung und die Schwachstellen-Analyse von Interesse sind, liefern die Veränderungen der einfachen Kennwerte (Belastung) wichtige Information für den Anlagenbetrieb und den Produktionsprozess.

Diese einfachen Belastungskennwerte lassen sich in einfacher Weise nutzen, um Zusammenhänge zwischen Maschinenausfällen und Betriebsparametern (und ggf. Produkteigenschaften) im Bereich BIG DATA zu analysieren. Hier schlummern noch viele Potentiale und Ansätze zur Auswertung, die dann zum Beispiel auch die Belastungsdauer oder Anzahl von Belastungsspitzen bei der Analyse sinnvoll berücksichtigen können.

4.2 Diagnostische Daten zur Zustandsbeurteilung und Verschleißerkennung

Im Gegensatz zur Überwachung der Maschinenbelastungen, die ja unmittelbar durch den Prozess beeinflusst werden, ist die Beurteilung von Abnutzung und Verschleiß nicht vorrangig auf den aktuellen Summenkennwert (Effektivwert) fixiert, sondern schaut immer auf Veränderungen und Entwicklungen weiterer Diagnosemerkmale.

Um Veränderungen dieser Merkmale bereits im Frühstadium zuverlässig erkennen zu können, ist es wichtig, dass die dazu benutzten Messdaten unter vergleichbaren Betriebsbedingungen gewonnen werden.

Welche Maßnahmen bei welchen Maschinen zur Gewinnung geeigneter Diagnosedaten notwendig sind, wurde im Abschnitt 3 beschrieben. Dabei wurde deutlich, dass abhängig von der Komplexität der Maschinen oder der Prozesse, Führungsgrößen zur Gewinnung der Merkmale aus den Schwingungssignalen benötigt werden. Wegen der zum Teil sehr großen Dynamik müssen diese Führungsgrößen immer direkt bei der Datengewinnung berücksichtigt werden, damit überhaupt sinnvolle Auswertungen im diagnostischen Bereich möglich sind.

Maschinen mit extrem variablen Bewegungsabläufen und nicht vorhersehbaren Belastungsgrößen stellen in dieser Hinsicht eine besondere Herausforderung dar.

Einen neuen Ansatz bieten dort die online berechneten Spitzenwerte aus den Zeitsignalen des Schwingweges und der Schwingbeschleunigung, die in diesen Fällen als Diagnosemerkmale genutzt werden können. Bild 9 zeigt einen solchen Beispielplot.

Eine eventuell nachträgliche Gewinnung solcher Merkmale im Big-DATA-Bereich ist weder technisch machbar noch sinnvoll, da die notwendigen Rohdaten viel zu komplex und zu speicherintensiv wären.

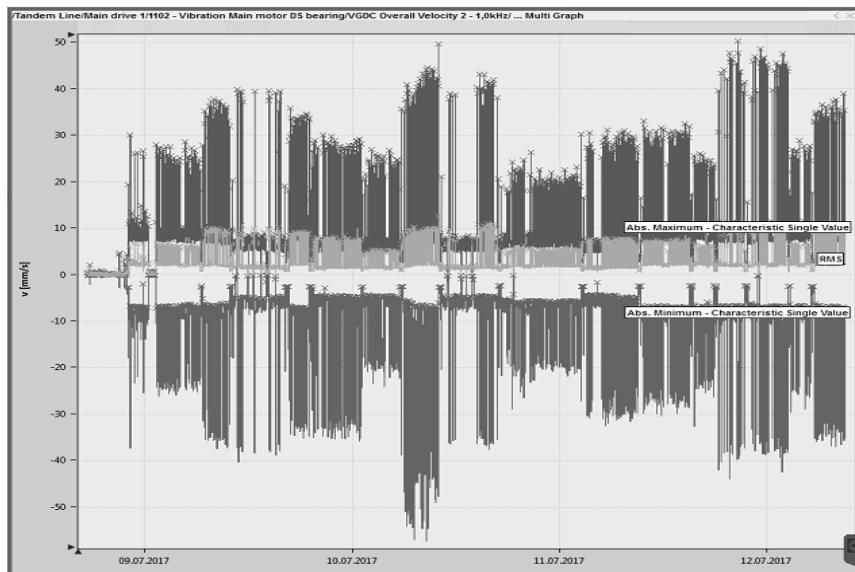


Bild 9: Kontinuierliche Überwachung einer instationär betriebenen Prozessanlage auf Basis von Maximum- und Minimum-Werten in Ergänzung zum Effektivwert (orange) ermittelt aus den Zeitsignalen der Schwinggeschwindigkeit

Das heißt aber nicht, dass „diagnostische Daten“ im Bereich BIG-DATA nichts zu suchen haben.

Die Nachverfolgung von Abnutzungserscheinungen und von Schäden in Zusammenhang mit weiteren Produktions- und Produktdaten kann durchaus weitere Einblicke in die Belastung und Lebensdauer von Maschinen und Maschinenkomponenten gewähren.

Das funktioniert aber nur, wenn die Verschleißdaten zuvor in der richtigen Art und Weise ermittelt und entsprechende einfache Verschleißparameter generiert werden. Zur Gewinnung von Merkmalsparametern werden deshalb leistungsfähige Condition Monitoring Systeme, mit diagnostischen Analyseverfahren wie FFT-Analyse und Hüllkurven-FFT-Analyse auch zukünftig ihre Berechtigung haben.

Ziel dabei ist es, den Verschleiß unabhängig von den Betriebsführungsgrößen abzubilden, um ihn dann mit den Betriebsparameter-Kollektiven im Bereich BIG DATAa korrelieren zu können.

Im Condition Monitoring stecken aber auch für die Zukunft noch große Potentiale darin, dass man die Belastungen der Maschinen nicht nur über die einfachen Summenkennwerte fortlaufend beurteilt, sondern zum Beispiel auch spezielle Belastungen durch Unwucht oder Ausrichtfehler automatisch analysiert und überwacht. Werden diese „Fehler“ in der diagnostischen Überwachung gesondert berücksichtigt, ergeben sich Chancen, diese korrigierbaren Belastungen möglichst schnell zu reduzieren, um damit die Maschinen vor frühzeitigem Verschleiß zu schützen.

Hier können Anbindungen der Condition Monitoring-Systeme an Instandhaltungs-Steuerungs-Systeme neuen Nutzen bringen. Korrektive Maßnahmen ließen sich damit automatisch anstoßen und zwischen der Produktion und der Instandhaltung abstimmen, wenn es der Prozess zulässt.

Fazit: Die Anbindung von instationär betriebenen Prozessanlagen mit intelligenten Condition Monitoring Systemen an das IoT ist bereits heute technisch möglich und ermöglicht gerade für diese oft auch sehr produktionswichtigen Anlagen neue Möglichkeiten zur automatisierten Beurteilung und Reaktion auf Veränderungen. Die Zukunft hat bereits begonnen.

Schwingungsbasiertes, frequenzselektives Condition Monitoring mit der SPS

Dr.-Ing. Jörg Deckers, Siemens AG, Voerde

Kurzfassung

Schwingungsbasiertes, frequenzselektives Condition Monitoring war bis dato die Domäne von hochspezialisierten Anbietern aus dem Bereich der Messtechnik und des Industrie- und Maschinendiagnoseservice, nahe am Maschinenbau. Mit den Vernetzungsvorteilen von Industrie 4.0 ist die Zukunft des Condition Monitoring im Automatisierungsumfeld zu sehen. Die Vorteile liegen auf der Hand: Wesentliche Prozessparameter, die helfen, die Güte der Schwingungsdiagnose zu optimieren liegen bereits im Automatisierungssystem vor; die Zukunft gehört der Datenhaltung und Diagnose in der Cloud. Zudem ist Condition Monitoring mehr als nur Schwingungsüberwachung. Doch wie kann man mit einer SPS, die Zykluszeiten nicht unter einer Millisekunde zulässt, Verzahnungsdefektfrequenzen oder Lagerschadenssymptome von mehreren Kilohertz messen und frequenzselektiv überwachen? Und wie kann man sicherheitskritische Steuerungsnetzwerke von Cloud- und Remote-Diensten trennen? Die Siemens Lösung hierfür ist ein neues Technologiemodul, welches mit 46 kSamples/s Schwingbeschleunigungssignale erfasst und analysiert und das an eine SPS Steuerung angereiht werden kann. Informationsverdichtete Schwingungsdaten und Alarminformationen werden über den Rückwandbus an die Steuerung weiterleitet.

Im Rahmen des Vortrages werden am Beispiel einer Industriegertriebeüberwachung die technologischen Besonderheiten des neuen Moduls mit derzeit einzigartigen Features in Verbindung mit der SPS erläutert. Die Architektur erlaubt beispielsweise eine strikte Trennung des industriellen Produktionsnetzwerks vom Condition Monitoring Netzwerk, was Sicherheitsbedenken zerstreut und den Remote Monitoring Service besonders einfach macht. Die Analysefunktionen reichen von einfacher, kennwertebasierter Überwachung, über grundlegende, im Modul integrierte und per Web-Server parametrierbare, frequenzselektive Überwachung bis hin zu mächtigen und komplexen Analyseverfahren wie zum Beispiel der Ordnungsanalyse mithilfe eines zusätzlichen Industrie-PCs. Hiermit wird auch die Überwachung kurzzyklischer oder transienter Vorgänge ermöglicht. Auch dem Thema Remote Monitoring und Cloud-basiertem Asset Analytics wird ein Kapitel gewidmet.

1. Einleitung

Condition Monitoring (CM) an Maschinen und Anlagen wird von vielen Betreibern seit Jahrzehnten erfolgreich praktiziert und stellt seine Tauglichkeit unter Beweis [1, 2, 3]. Immer besser werdende Analytik und ein großer Schatz an Diagnoseerfahrungen ermöglicht nun auch Predictive Maintenance. Potentielle Anwender dieser Technologien nähern sich diesem Thema aus unterschiedlichen Domänen. Eine Domäne ist der klassische Maschinenbau, repräsentiert durch den Mechanik-Instandhalter, dessen Interesse es ist, die Lager, Wellen, Verzahnungen und Strukturauteile fehlerfrei am Laufen zu halten. Eine andere Domäne ist die Automatisierungstechnik, repräsentiert durch den Automatisierer, dessen Fokus darin liegt, IT- und Produktionsnetzwerke zu schützen, Regelungs- und Automatisierungssysteme im optimalen Zustand zu halten und alle wichtigen Informationen den Anlagenbedienern, Instandhaltern und Produktionsplanern transparent und im ausreichenden Umfang zur Verfügung zu stellen. Mit diesen Domänenerfahrungen bringen die Anwender unterschiedliches Wissen über Funktionen und Möglichkeiten von CM und unterschiedliche Erwartungen an die Systeme mit. Vielen Automatisierern ist die Komplexität der nötigen technischen Diagnostik z.B. eines modernen Industriegetriebes nicht bewusst. Der maschinenbaulich geprägte Ingenieur hat hingegen häufig nicht das Wissen für die informationstechnischen Möglichkeiten und Risiken moderner Automatisierungstechnik. Mit dem in diesem Bericht vorgestellten Überwachungssystem werden die Belange dieser Domänen zusammengeführt.

2. Grundlegendes zur Schwingungsüberwachung an rotierenden Antrieben

Zustandsüberwachung an rotierenden Antrieben dient dazu, Schäden so frühzeitig zu erkennen, dass eine geplante Reparatur zu einem Zeitpunkt durchgeführt werden kann, der planbar in optimalen Zeiträumen liegt, bevor ein Schaden zu ungeplanten Produktionsausfällen führt und hohe Folgeschäden oder -kosten hervorruft. Je nach Komplexität der zu überwachenden Maschinen reicht es in der Regel nicht aus, nur einen globalen Schwingungskennwert wie etwa die effektive Schwinggeschwindigkeit nach DIN ISO 10816 zu überwachen. Wenngleich hierdurch eine Möglichkeit gegeben ist, einzuschätzen, ob die Schwingungen einer Maschine eher hoch, eher normal oder niedrig sind, werden sich in diesem Kennwert beginnende Schadensmerkmale, die meist energiearm sind, nicht zeigen. Betrachtet man bei der Signalauswertung jedoch den hochfrequenten Bereich, unterstützt durch geeignete Filterung und Signalanalyse, sind übliche Schäden an Wälzlagern oder Verzahnungen jedoch sehr treffsicher und auch sehr frühzeitig erkennbar [3]. Aber auch auf die Messrichtung der Schwingungen sowie die Position der Sensoren in Bezug zur Körperschallquelle kommt es an. Bild 1 zeigt hierzu ein Beispiel:

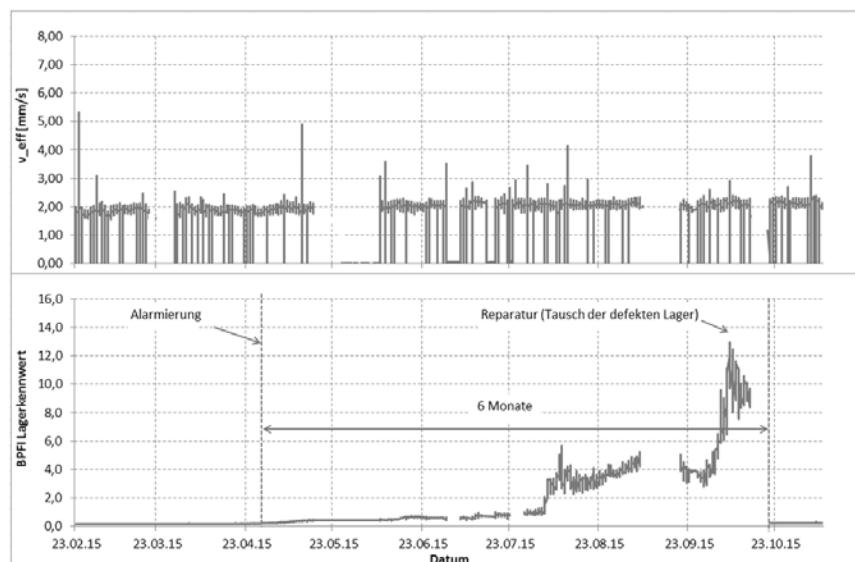


Bild 1: Vergleich des Verlaufs von effektiver Schwinggeschwindigkeit zu frequenzselektivem Schadenstrend eines Lagerdefekts. Nur im frequenzselektiven Hüllkurventrend zeigt sich der Defekt im Frühstadium

Hieraus ergeben sich folgende grundlegende Voraussetzungen für die Schwingungsüberwachung von Industriegetrieben:

- Möglichst hohe Abtastrate, Minimum 24 kHz oder höher
- Möglichst hohe A/D-Wandler-Auflösung, 16 bit oder höher
- Skalierbarkeit der Messkanalanzahl
- Zeitsynchronität der Schwingungsmessung mehrerer Kanäle, speziell bei transienten Vorgängen
- Möglichkeit der Signalvorverarbeitung wie Signalkonditionierung, Verstärkung, Filtrierung, Spektralanalyse, Schmalbandüberwachung

Aufgrund der beschränkten Zykluszeiten einer SPS schließen die o.g. Grundvoraussetzungen den Einsatz von SPS zur frequenzselektiven Zustandsüberwachung eigentlich aus. Zur Lösung des Problems hat Siemens das Modul SM1281 als Technologiemodul zum Anreihen an eine S7-1200 CPU (Central Processing Unit) entwickelt, welches im Folgenden näher erläutert wird.

3. S7-1200 und das Technologiemodul SM1281, CMS1200

Die S7-1200 CPUs sind SPS-Zentraleinheiten aus einer Basisfamilie von Controllern. Es gibt sie in unterschiedlicher Leistungsausprägung und Anzahl an integrierten Analog- und/oder Binäreingängen. Ergänzt werden können die CPUs durch Anreich-Module, wie Kommunikations-, Signal- oder Sondermodule. An die CPU 1212C können bis zu zwei, an leistungsfähigere CPUs wie die CPU 1217C können bis zu acht Baugruppen angeschlossen werden. Das SM1281 Modul nutzt den von der S7-1200 CPU zur Verfügung gestellten Adressbereich maximal aus. Da für die On Board Peripherie der S7-1200 CPU ebenfalls ein Adressbereich zur Verfügung gestellt werden muss reduziert sich die maximale Anzahl an anreichbaren SM1281 auf sieben Module, wodurch der Anschluss von bis zu 28 Beschleunigungssensoren pro System ermöglicht wird. Zusätzliche analoge oder digitale Signale können mit den Eingängen der S7 CPU oder zusätzlichen Signalmodulen erfasst werden. Eine funktionelle Zusammenstellung aus S7 CPU, Kommunikationsmodulen, Signalmodulen und SM1281 Modulen mit der Hauptfunktion Condition Monitoring wird CMS1200 genannt. Bild 2 zeigt eine beispielhafte Konfiguration mit CPU, Funktionsmodulen und Anbindung an ein Prozessleitsystem, PLC.

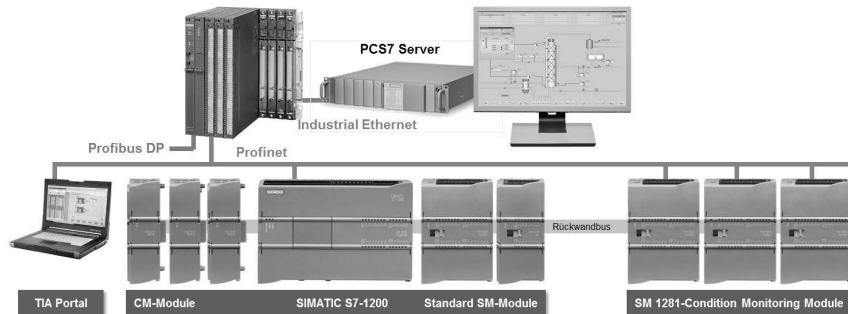


Bild 2: Typische Aneinanderreihung von Kommunikationsmodulen, CPU, Signal- und Sonderbaugruppen sowie Anbindung an eine PLC

Das Condition Monitoring Modul SM1281 zählt zu den Sonderbaugruppen. Es besitzt die technischen Eigenschaften gemäß Tabelle 1. Mit den SM1281 Modulen werden also einerseits die Belange der Automatisierer erfüllt, da die grundlegende Bedienphilosophie und Parametrierung, im Automatisierungs-Jargon „Engineering“ genannt, in der den Automatisierern bekannten TIA Umgebung geschieht. Es bietet andererseits dem Maschinendiagnostiker die nötigen technischen Voraussetzungen für eine hochqualitative technische Diagnostik und führt damit beide Domänen einen weiteren Schritt zusammen. Frequenzselektive Kennwerte

aus Schwingungsmessungen können so im Automatisierungssystem visualisiert und überwacht werden.

Tabelle 1: Technische Eigenschaften des SM 1281 Moduls

Beschleunigungssensor-Eingäge	4 Schwingbeschleunigungssensoren (IEPE),
Drehzahlsensoreingang	1 Drehzahlsensor (24V Impulseingang, Bero)
Frequenzbereich	0,05 Hz – 20 kHz
Abtastfrequenz max.	46,875 kHz
Funktionsweise	Synchrone Bearbeitung aller 4 Kanäle pro Modul
Speicher	800 MByte zur Datenaufzeichnung von <ul style="list-style-type: none"> ▪ Rohdaten (max. 30 Aufzeichnungen a 90sec.) ▪ Trendverlauf (10 Jahre) ▪ Fingerprints (Spektren: max. 100)
Kommunikation	PROFINET (Steuerung), Ethernet (SM 1281), Rückwandbus S7-1200, Webserver HTTP, E-Mail über S7-1200, Filetransfer via FTP oder WebDAV, Streaming zu X-Tools
Parametrierung Engineering Visualisierung	TIA-Portal/ Anwenderprogramm: <ul style="list-style-type: none"> ▪ HW-Konfiguration (modul- u. kanalspezifisch), Kennwerte ▪ Web-Browser SM1281: <ul style="list-style-type: none"> ▪ Spektren, Down-/ Upload von Konfiguration-/ Datenfiles
Stromversorgung	DC 24 V
Verlustleistung	Typ. 4,8 W



Bild 3: Sensoranschlüsse am SM1281 Modul

In der Regel erhält das SM1281 Modul die Drehzahlinformation aus der Simatic-CPU. Sollte dies nicht möglich sein, besitzt jedes SM1281 Modul einen Anschluss für einen Implussensor (Bero) zur Drehzahlerfassung, sowie vier Anschlüsse für Schwingbeschleunigungssensoren nach IEPE Standard, Bild 3. In der Maximalausstattung von 7 SM1281 Modulen können in einem System damit 28 Schwingbeschleunigungssignale erfasst werden. Da jedes Modul einen eigenen Drehzahleingang hat, sind bis zu sieben verschiedene Antriebsstränge mit einem System überwachbar. Jedes Modul besitzt zwei Ethernet Schnittstellen, wodurch das Netzwerk ohne zusätzlichen Switch von Modul zu Modul durchgeschliffen werden kann.

4. Datenanalytik

Jedes SM1281 Modul verfügt über einen eigenen Rechenkern, mit dessen Hilfe analytische Berechnungen der gemessenen Schwingungssignale auf dem Modul möglich sind. Des Weiteren ist auf jedem Modul ein Web-Server implementiert, so dass bei Anschluss eines PCs mit Web-Browser über Ethernet eine Konfiguration der Analyseaufgabe, Visualisierung der Mess- und Berechnungsergebnisse sowie ein Filetransfer gemessener Daten möglich sind. Damit ist eine zuverlässige frequenzselektive Überwachung einfacher Maschinen wie Motoren, Pumpen, Lüftern, Rollgängen oder vergleichbaren Maschinen bereits nur mit einem SM1281 Modul und einer S7 CPU möglich. Folgende Analysemethoden sind je Modul implementiert, Tabelle 2:

Tabelle 2: Analyseverfahren im SM 1281

Analyse	Frequenzbereich / Auflösung
v_{RMS} (DINISO10816-3)	2/10 - 1000 Hz
v_{RMS}	Grenzfrequenzen parametrierbar
a_{RMS}	Grenzfrequenzen parametrierbar
Schwinggeschwindigkeitsspektrum $v(f)$	2 - 1000 Hz / 0,3 Hz
Schwingbeschleunigungsspektrum $a(f)$	2 - 10000 Hz / 3 Hz
Hüllkurvenspektrum	2 – 1000 Hz / 0,3 Hz
Trendanalyse frequenzselektiver Schwellwertbänder mit festen Grenzen	Grenzfrequenzen parametrierbar
Trendanalyse frequenzselektiver Schwellwertbänder, drehzahlabhängig	Grenzfrequenzen parametrierbar
Rohdatenaufzeichnung	Manuell / Event-getriggert
Übergabe skalarer Trenddaten, Alarmmeldungen und Modulzustandsdaten über Rückwandbus an S7-1200 CPU	

Reichen die im Modul implementierten, teils parametrierbaren Analyseverfahren nicht aus, so bestehen Möglichkeiten der nachgeschalteten Analyse der Zeit-Rohdaten mittels der leistungsfähigen Analysesoftware CMS X- Tools. Rohdaten können, getriggert durch manuelle Auslösung oder programmierbare Bedingungen der SPS auf dem Flash Speicher der Module abgelegt werden. Von dort können die Rohdatenfiles im Wave-Format über die Ethernet Schnittstelle z.B. über FTP-Push Mechanismus oder per WebDAV auf die Festplatte eines angeschlossenen Analyse-PCs übertragen werden. Da auf Industrie PCs mit entsprechender

Analysesoftware der Analysetiefe kaum Grenzen gesetzt sind (z.B. Linienanzahl einer Fast-Fourier-Transformation, FFT), können hier auch komplexere Analysen wie Ordnungsanalysen oder Hoch- und Auslaufanalysen berechnet werden.

Ein meist vernachlässigbarer Nachteil ist, dass die Analysen nicht in Echtzeit mit der Erfassung erfolgen können. Die Roh-Daten der Signale eines Moduls sind zwar je Modul zeitsynchron, jedoch sind die Module untereinander nur grob zeitsynchron, so dass transiente Vorgänge, die mit unterschiedlichen Modulen gemessen wurden, nur schwer zeitlich synchronisiert werden können. Diesen Nachteil wird die so genannte Streaming-Schnittstelle an die CMS X-Tools Software beseitigen, die für Herbst 2017 mit einem Firmware update geplant ist. Wie bereits vom CMS2000, einem Schwestерprodukt aus der SIPLUS CMS Familie bekannt ist, können dann die Rohdaten über Ethernet direkt an einen PC mit der X-Tools Software übertragen werden. Die Zeitstempelung geschieht dann im PC, wodurch die Zeitsynchronität aller angeschlossenen Signale gegeben ist und anspruchsvolle Analysen in Echtzeit berechnet werden können. Darüber hinaus sind mit dem Firmware-Update zusätzliche Kennwerte für die Analyse geplant

Neben der lokalen Datenanalyse im SM1281 Modul oder einem angeschlossenen Industrie-PC bietet das CMS1200 die Möglichkeit der Datenübertragung an die MindSphere, das cloudbasierte offene IoT-Betriebssystem. Da die S7-1200 CPU an die MindSphere angeschlossen werden kann, können auch die von den SM1281 per Rückwandbus und die S7-1200 übertragbaren Daten in die Cloud hochgeladen werden. Hier können dann weitere Analysen ablaufen, wie Data Analytics mit selbstlernenden Verfahren, Flottenmanagement oder Bildung von übergeordneten Zustandsindikatoren. Die zuvor beschriebenen Datenanalysemöglichkeiten werden nachfolgend in Form von Vernetzungs- und Anwendungsszenarien erläutert.

5. Vernetzungsmöglichkeiten, Anwendungsszenarien und Remote Service im Produktionsumfeld

5.1 Szenario: Kennwerteüberwachung mit der SPS

In Bild 4 ist ein einfaches Anwendungsbeispiel gegeben wo das CMS1200 über Profinet an eine PLC (hier S7 400) angeschlossen ist. Berechnete Schwingungskennwerte, Drehzahlen und Alarne aus den SM1281 Modulen werden über den S7-1200 Rückwandbus an die S7 CPU übertragen und von dort per Profinet der PLC zugeführt, wo sie weiterverarbeitet und visualisiert werden können. Hiermit wird ein schwingungsbasierter Maschinenschutz reali-

sierbar. Anstelle der S7 400 oder PCS 7 könnten die Daten auch z. B. über ein Operator Panel visualisiert werden. Die Projektierung der Kennwerteerfassung erfolgt über TIA-Portal.

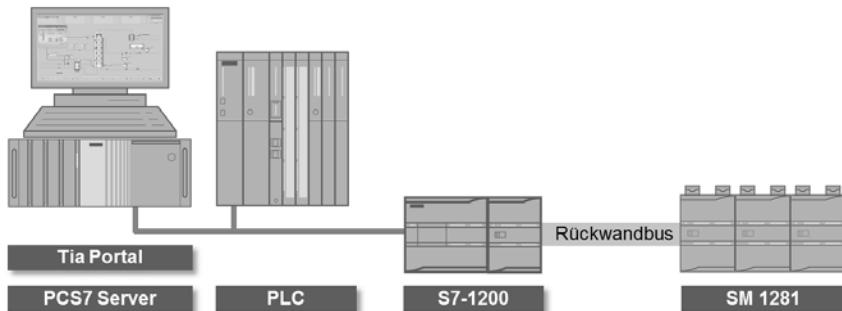


Bild 4: Verwendung des CMS1200 im lokalen Produktionsnetzwerk, zur Berechnung von Schwingungskennwerten und Übergabe an das Leitsystem

5.2 Szenario: Kennwerteüberwachung und frequenzselektive Überwachung mit SM1281 und SPS

Bild 5 zeigt ein zu 5.1 ähnliches Szenario, jedoch wird hier ergänzend die Web-Server-Funktionalität der SM1281 Module genutzt, um gezieltere Schwingungsdiagnosen und Zustandsüberwachung durchzuführen.

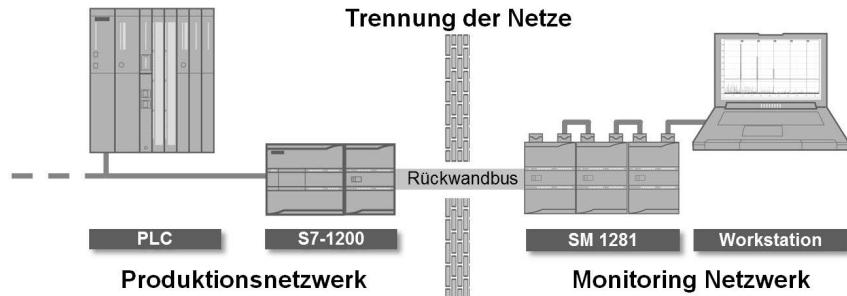


Bild 5: Verwendung des CMS1200 im lokalen Produktionsnetzwerk, zur Berechnung von Schwingungskennwerten und Übergabe an das Leitsystem. Physikalisch getrenntes Condition Monitoring Netzwerk zur einfachen frequenzselektiven Überwachung, lokal oder remote

Eine über Ethernet angeschlossene Workstation dient zur Parametrisierung der Messaufgaben sowie Visualisierung der lokal in den Modulen errechneten und gespeicherten Analysen und Alarmmeldungen. Produktionsnetzwerk (PLC) und Maintenance-Netzwerk (SM1281) können dabei getrennt aufgebaut werden. Über den Rückwandbus bekommt die Produktionsseite weiterhin sämtliche Kennwerte und Statusmeldungen in Form von Ampelinformationen, so dass in der Produktion immer der aktuelle Maschinenzustand bekannt ist.

5.3 Szenario: Offline-Datenanalyse von Rohdaten mit CMS X-Tools

Auf eine bildliche Darstellung dieses Szenarios wird hier verzichtet, da die Netzwerkstruktur dem Bild 5 entspricht. Es sei jedoch darauf hingewiesen, dass die SM1281 Module in der Lage sind, Schwingbeschleunigungs-Rohzeitdaten im Wave-Format lokal abzuspeichern. Trigger hierfür kann eine Auslösung per S7 CPU, manuell über die Weboberfläche des SM1281 Modules, oder über ein Überwachungsereignis der Schwingungsüberwachung sein. Die Wave-Files können per FTP-Push im Netzwerk an einen PC übertragen oder manuell heruntergeladen werden, um sie einem Diagnoseexperten zur Tiefendiagnose zu übermitteln. Die Tiefendiagnose erfolgt beispielsweise mit der leistungsfähigen Expertensoftware CMS X-Tools. Entsprechende Dienstleistungen zur Remote Diagnose der Offline-Daten werden angeboten.

5.4 Szenario: Online-Datenanalyse über Streaming-Schnittstelle mit X-Tools

Das vierte Szenario gemäß Bild 6 baut auf Szenario 5.2 auf, wobei das CMS-System durch einen leistungsfähigen Industrie PC (IPC) ergänzt wird, auf dem weitere Analysen ablaufen. In dieser Variante dienen die SM1281 als Digitalisierungs-Frontend und streamen die Schwingungssignale an den PC. Schranken im Hinblick auf FFT-Linienzahl, Speichertiefe und Analyseabläufen in den SM1281-Modulen werden hierdurch obsolet, sodass auch komplexeste Analyse- und Überwachungsaufgaben realisierbar sind und die Überwachung nicht nur auf einfache Maschinen beschränkt bleibt. Die Daten können natürlich lokal verbleiben, aber diese Variante ist für den Remote-Monitoring-Service prädestiniert, indem der IPC an ein Remote-Service-Netzwerk angeschlossen wird. Die Trennung zwischen Produktionsnetzwerk und Monitoring-Netzwerk bleibt dabei erhalten.

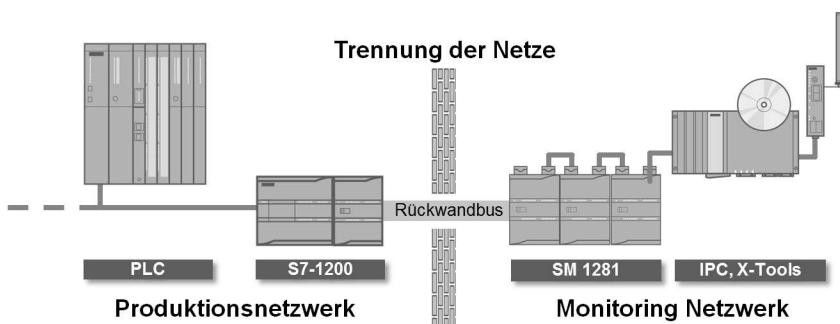


Bild 6: Verwendung des CMS1200 im lokalen Produktionsnetzwerk, zur Berechnung von Schwingungskennwerten und Übergabe an das Leitsystem. Physikalisch getrenntes Condition Monitoring Netzwerk mit Streaming an X-Tools zur komplexen frequenzselektiven Überwachung, lokal oder remote

5.5 Szenario: Cloud Überwachung

Das fünfte Szenario beschreibt die Überwachung über die Cloud, Bild 7. Hierbei wurde in diesem Szenario die Trennung der Netzwerke aufgehoben, da erwartet wird, dass zukünftig auch Prozessdaten in der MindSphere gespeichert, weiterverarbeitet und visualisiert werden. Im vorliegenden Beispiel wird eine Mindconnect Nano Hardware zur Anbindung an die MindSphere vorgesehen, welche die Daten per OPC-UA vom Industrie PC, hier einem Microbox-PC, in Empfang nehmen.

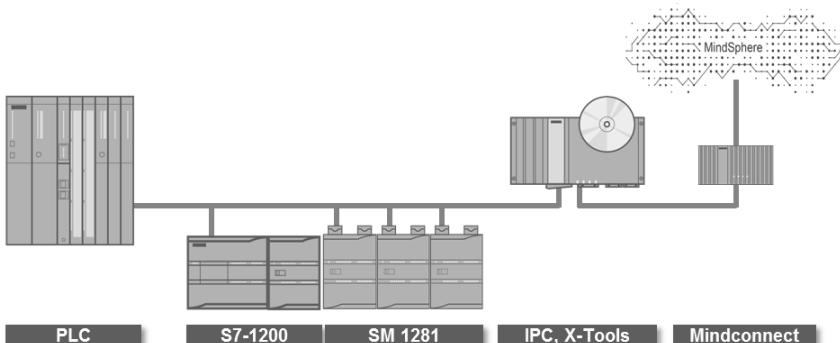


Bild 7: Datenanalyse in der Cloud

In absehbarer Zeit kann die zusätzliche Hardware entfallen, da MindSphere Konnektivität in viele Siemens Produkte direkt implementiert wird, so auch in die CMS X-Tools Software. Im Mindsphere Ecosystem wird es dann zukünftig geeignete APPs geben, welche zum Beispiel datengetriebene Analysemethoden (Big Data) bereitstellen.

6. Zusammenfassung und Ausblick

Im Kontext von Industrie 4.0 wird Condition Monitoring als einer der wichtigsten Anwendungsfälle angesehen. Dies schließt die Schwingungsüberwachung an rotierenden Antrieben eindeutig mit ein. Industrie 4.0 wird im Wesentlichen durch die Automatisierungstechnik getrieben. In dieser Domäne spielte die Schwingungsüberwachung auf Basis hochfrequenter Schmalbandanalysen jedoch bislang eine untergeordnete Rolle, da Steuerungen nicht in der Lage waren, Schwingungssignale mit der nötigen Abtastrate und Signalkonditionierung zu erfassen und zu verarbeiten. Das in diesem Bericht vorgestellte preiswerte, steuerungsintegrierte Condition Monitoring System CMS1200 schlägt die Brücke zwischen Automatisierung und Schwingungsdiagnostik. Es wird zukünftig dazu beitragen, die cloudbasierte Analyse von Daten sowie Überwachung des Prozess- und Anlagenzustandes stark zu vereinfachen.

7. Literaturverzeichnis

- [1] Deckers, J.: Entwicklung und Betrieb von Industriegetrieben im Kontext zunehmender Digitalisierung der Industrie. In: Tagungsband anlässlich des DMK 2015, Seite 611 – 620, TUDpress, 2015
- [2] Deckers, J., Uebbing, D.: *Multiple Drive for Vertical Rolling mills - Example for Integrated Drive Systems*. In: Tagungsband anlässlich der International Conference on Gears, VDI-Berichte 2255.1, Seite 127 – 137, VDI Verlag, Düsseldorf, 2015, ISBN-13: 978-3-18-092255-3
- [3] Deckers, J.: *Erfahrungen mit schwingungsbasiertem Condition Monitoring und Remote Service im Automatisierungsumfeld*. In: Tagungsband anlässlich des AKIDA 2012, AS-RE, Band 81, Seite 59 – 70, Verlag R. Zillekens, 2012

Drehschwingungssimulation am Antriebsstrang

Variantenbeherrschung im Nutzfahrzeug

M.Sc. **Christina Braun**, Univ.-Prof. Dr.-Ing. habil. **Alexander Lion**,
Universität der Bundeswehr, Institut für Mechanik, München;
Dr.-techn. Dipl.-Ing. **J. Fleischhacker**,
MAN Truck & Bus AG , München

Kurzfassung

Die besondere Schwierigkeit im Umgang mit Antriebsstrangschwingungen ist bei Nutzfahrzeugen der großen Anzahl der Fahrzeugvarianten geschuldet. Abstimmungen des Schwingungssystems werden generell an repräsentativen Stichproben durchgeführt, da dies über die Breite der Produktpalette im Versuch aus Zeit- und Kostengründen nicht durchführbar ist. Parameteränderungen durch Varianten wirken sich aber meist signifikant auf das Schwingungsverhalten des Antriebsstrangs aus, woraus sich viele nicht ideal abgestimmte Fahrzeugkonfigurationen ergeben können. In Abhängigkeit von den elastodynamischen Eigenschaften des Triebstrangs und verschiedenen Anregungsmechanismen kann eine störende Schwingungsausprägung an unterschiedlichen Stellen der Schwingungskette lokalisiert sein. Die stetige Reduktion von Reibung im Triebstrang und die daraus resultierende Entdämpfung hat in den letzten Jahren zu immer sensitiveren Konfigurationen geführt. Die simulative Untersuchung von Konfigurationen ist heute eine der wenigen Möglichkeiten, eine bedarfsgerechte und effiziente Abstimmung zu erreichen. Um dies für die gesamte Produktpalette zu realisieren, wird im Folgenden ein durchgängig anpassbares Modell für Antriebsstränge gezeigt, welches es zudem zulässt, seinen Detaillierungsgrad problemorientiert anzupassen.

1. Einleitung

Der Antriebsstrang eines Fahrzeugs ist ein komplexes Schwingungssystem. Angeregt durch die Antriebseinheit, die Straße oder parameterinduzierte Mechanismen innerhalb des Antriebsstrangs und angrenzender Systeme, bilden sich unterschiedliche Schwingungssphänomene aus. Die resultierenden Schwingungseffekte nehmen Einfluss auf das Fahrverhalten und den Fahrkomfort, die Akustik und die Bauteillebensdauer des Fahrzeugs.

Jedes Schwingungssphänomen ist durch die Eigenschaften des gesamten Schwingungssystems bedingt. Schon kleine Änderungen, z.B. die Elastizität oder Viskosität betreffender Pa-

rameter, können weitreichende Veränderungen im Schwingungsverhalten des Systems verursachen. Im Nutzfahrzeug können solche Änderungen besonders umfassend auftreten. Die Einsatzbereiche, die im Nutzfahrzeugsektor abgedeckt werden, erstrecken sich von Fern- und Verteilverkehr über Traktionsanwendungen bis hin zum Personentransport. Zusätzlich gibt es Sonderlösungen für Spezialanwendungen, wie zum Beispiel Löschfahrzeuge oder Schwertransporter. Die verschiedenen Anforderungen dieser Einsatzbereiche erfordern eine starke Anpassung der Fahrzeuge an ihre Aufgaben. Unterschiedliche Radstände, Achsanzahlen und Antriebsachsen oder Motorleistungen verursachen dabei auch signifikante Veränderungen im Aufbau des Antriebsstrangs. Traditionell wird das Verhalten des Triebstrangs im Versuch analysiert und abgesichert. Da die im Produktpool vorhandenen Fahrzeugvarianten aber so vielfältig sind, kann nicht jede Fahrzeugkonfiguration auf diese Weise abgedeckt werden. Auch Veränderungen im Schwingungsverhalten, die sich durch Toleranzen besonders sensibler Parameter ergeben, können durch Messungen an Prototypen nicht immer identifiziert werden. Zur Unterstützung von Versuch und Prototypenbau wird in der Automobilindustrie deshalb schon seit geraumer Zeit die physikalische und mathematische Abbildung sowie die Simulation genutzt.

Auch in der Simulation ist die Beherrschung der Variantenvielfalt der Fahrzeuge eine Herausforderung. Im Folgenden wird ein Ansatz erläutert, der die Modellierung des hochdynamischen Schwingungssystems „Antriebsstrang“ einer großen Fahrzeugpalette zum Ziel hat. Dabei liegt ein besonderer Fokus auf der effizienten Abbildung dynamischer Phänomene.

2. Modulare Systemmodellierung

In der Literatur finden sich unterschiedliche Ansätze zur Modellierung dynamischer Systeme. Dabei stehen entsprechend unterschiedliche Ziele im Fokus. In Anlehnung an Mason [1] werden die Modellansätze in drei Gruppen zusammengefasst und erläutert: Modellierung als Einzelkonfiguration, Modellierung auf Basis von Elementbausätzen und modulare Ansätze.

Die Modellierung von Einzelkonfigurationen dient der Abbildung und Simulation eines spezifischen Systems. Wiederverwendbarkeit und Konfigurierbarkeit des Modells stehen nicht im Vordergrund. In der Simulation von Schwingungsphänomenen im Antriebsstrang werden solche Modelle oft genutzt, um relevante Parameter zu identifizieren und damit die Ursachen und Zusammenhänge der Schwingung zu klären. Von Centea et al. [2] wird ein Modell dieser Art mit definierter Struktur für die Abbildung von Kupplungsrufen verwendet. Die zentrale Aussage der Arbeit ist die Abhängigkeit der Rupfnneigung von der Abnahme des Reibkoeffizienten über der relativen Reibgeschwindigkeit in der Kupplung, von der Triebstrangdämpfung und von der Anpresskraft. Diese Art der Modellierung erlaubt Systemänderungen

durch Parameteranpassung. Für Änderungen im Aufbau der Modelle müssen hingegen meist aufwändiger Varianten erstellt und verwaltet werden.

Die zweite Gruppe der Modellansätze beinhaltet Modelle, die aus Elementbausteinen zusammengesetzt werden und geht damit schon in Richtung Modularisierung des Systems. Die Bausteine werden auf der Basis von Punktmassen bzw. -trägheiten gebildet. Ein Element umfasst dabei eine punktförmig konzentrierte Masse oder Trägheit und deren Verbindung zum nächsten Element. Die Verbindungen können dabei z.B. direkt, übersetzend, verzweigt, etc. sein und enthalten Steifigkeits- und Dämpfungseigenschaften. Diese Art der Modellierung wird z.B. von Crowther et al. [3] oder Wu und Chen [4] verwendet. Schwingungsmodelle verschiedenster Art können so aufgebaut und variiert werden. Für Systeme, die sehr viele Elemente enthalten, ist der Aufwand von Strukturanpassungen dennoch hoch. Zudem muss die Systemkenntnis sehr ausgeprägt sein, um bei hoher Elementanzahl nicht den Überblick zu verlieren. Eine Konfiguration bleibt Aufgabe eines Modellexperten.

In der dritten Gruppe findet die Modularisierung auf Systemebene statt. Die Module können dabei Baugruppen, wie Motor oder Getriebe sein. In vielen Anwendungen wie im Artikel von Jennings und Rangan [5] werden auch Kontrollstrukturen als gleichwertige Module definiert. Entsprechend ist der Anwendungsbereich der Modelle konkret spezifiziert. Die Module haben ein weniger breites Einsatzspektrum als die Elementbausteine der zweiten Gruppe. In der Arbeit von Mason [1] werden den Modulen Strukturtemplates und Parametervorlagen hinterlegt. Damit wird sichergestellt, dass die Schnittstellen mit den weiteren Modelleinheiten eingehalten werden. Die Modelle sind damit effizient konfigurierbar und können sowohl parametrisch als auch strukturell einfach verändert werden. Der Fokus liegt bei vielen dieser Modelle auf Verbrauchs-, Emissions- und Performanceuntersuchungen. Stevens et al. [6] stellen eine Methode vor, deren Hauptaugenmerk auf besonderer Flexibilität in der Modellkonfiguration liegt. Die Systematik lässt Simulationen sowohl für Personenkraftwagen (PKW) als auch Nutzkraftwagen (NKW) zu, um deren Verbrauchseinsparungspotenziale auch als Hybridvarianten zu analysieren. Auch Emirler et al. [7] präsentieren eine Methodik zur modularisierten Modellierung von NKW Antriebssträngen in Hinblick auf Verbrauch und Performance. Oft wird die modulare Struktur dafür verwendet neue Antriebsstrangkonzepte zu evaluieren und hybride oder elektrifizierte Varianten mit konventionellen Gegenstücken zu vergleichen. Wipke et al. [8] und Mohan et al. [9] zeigen modulare Ansätze, die für Verluste, Effizienz und Reichweitenanalysen herangezogen werden.

Für die modularisierten Modelle bietet sich zudem der Einsatz eines Bedienerwerkzeugs an. Damit eröffnet sich die Nutzung der Modelle auch für Anwender, die keine tieferen Modellie-

rungskenntnisse haben. Von den oben genannten wurde in [1], [7] und [8] eine solche Benutzerebene umgesetzt.

Zur letzten Gruppe von Modellansätzen gehören auch die Modellbibliotheken, die kommerziell als fertige Pakete angeboten werden, wie zum Beispiel von Picarelli, Dempsey und Roberts in [10] und [11] vorgestellt. Das Ziel dieser Bibliotheken ist ein möglich breites Anwendungsspektrum für möglichst viele unterschiedliche Nutzer. Detaillierungsgrad und Anwendungsspektrum sind für die Minimierung des Aufwands allerdings konkurrierende Aspekte. Je tiefer der Detaillierungsgrad wird, desto größer werden die Unterschiede in den Anwendungen. Vor allem die Simulation von Nutzfahrzeugantriebssträngen ist nicht in allen Konfigurationen durch die Bibliotheken abbildbar.

3. Modularer Aufbau des Antriebsstrangmodells

Bekannt ist, dass die Modellierungstiefe eines Modells immer mit dem Simulationsziel abgestimmt sein muss. Um den modularisierten Ansatz mit Hilfe einer Benutzeroberfläche für unterschiedliche Modellierungsziele einsetzen zu können, müssen sowohl die Module anpassbar sein, als auch deren Komplexität. Das hier vorgestellte Modell ist ein Mehrkörpersimulationsmodell. Das Modell ist dreidimensional, d.h., damit können nicht allein die rotatorischen Phänomene im Antriebsstrang abgebildet werden, sondern auch translatorische Schwingungen über Kopplungen von Effekten an Lagerstellen und Gelenken. Für die Modularisierung des Modells wurden sechs Gruppen gebildet (siehe Bild 1): Antrieb, Kupplung, Übersetzung, Übertragung, Achse(n) und Reifen. Die ersten drei Gruppen unterscheiden sich für konventionelle Antriebsstränge primär in der Variante ihrer Elemente. Beim Antrieb sind das z.B. unterschiedliche Leistungsprofile, Massen- und Schwerpunktseigenschaften. Die übrigen drei Gruppen unterscheiden sich zusätzlich zu ihrer Ausprägung in ihrer Anzahl. Für eine unterschiedliche Anzahl von angetriebenen Achsen von einer bis hin zu fünf ändert sich die Antriebsstrangkonfiguration entsprechend mit Verteilergetrieben und zusätzlichen Antriebsachsen. Der Radstand des Fahrzeugs kann zudem ein- bis dreiteilige Hauptgelenkwellenstränge erfordern, um die biegekritische Länge der Rohre nicht zu überschreiten. Die letzte Spalte der Tabelle zeigt die Hauptstruktur, oder Umgebung der Einzelmodule. Damit ist in erster Linie eine Rahmenstruktur gemeint, die noch weitere Informationen, wie zum Beispiel Biege- und Torsionseigenschaften enthalten kann, im Bild mit „RAH“ abgekürzt. Zur Abbildung konkreter Manöver, beispielsweise zur Untersuchung einer Hindernisüberfahrt und deren Einfluss auf den Triebstrang, kann der Rahmen in ein Fahrzeug („FZG“ im Bild) eingebaut werden. Um einzelne Komponenten in stark vereinfachtem Kontext zu untersuchen, gibt es aber

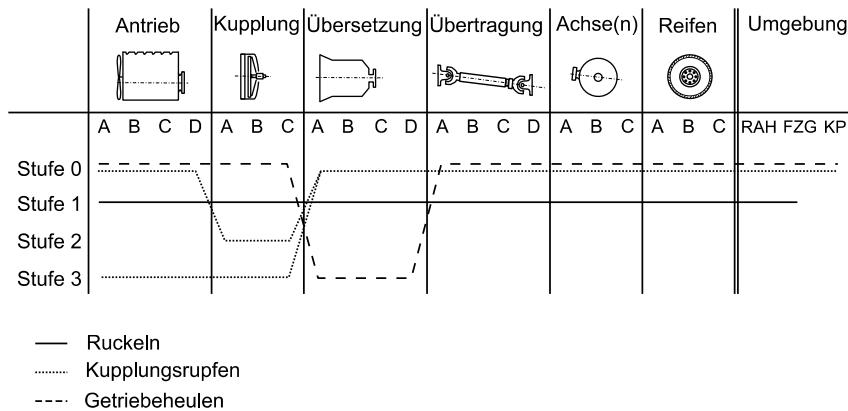


Bild 1: Modularer Aufbau des Antriebsstrangmodells mit Vorselektion für bestimmte Phänomene

auch virtuelle Komponentenprüfstände, die ausgewählt werden können. Diese sind im Bild unter „KP“ zusammengefasst.

In Bild 1 sind unterschiedliche Varianten der Komponenten beispielhaft mit den Großbuchstaben „A“ bis „D“ symbolisiert. In den Zeilen der Tabelle sind zudem Stufen von 0 bis 3 für die Modellierungstiefe aufgetragen. Stufe 0 bedeutet, dass die Komponente nicht separat ausmodelliert ist, sondern als reduzierte Größe mit weiteren Komponenten zusammengefasst ist, z.B. zu einer einzelnen Trägheit mit entsprechender Steifigkeit und Dämpfung. In den höheren Stufen sind die Komponenten zunehmend genauer aufgelöst. So bedeutet die höchste Stufe für das Übersetzungselement, dass für den Zahneingriff eine über dem Drehwinkel variierende Zahnsteifigkeit modelliert ist.

Mit diesem modularen Aufbau können beliebige Konfigurationen zusammengestellt werden. Die Abbildung bestimmter Schwingungsphänomene erfordert dabei bestimmte Voraussetzungen in der Detaillierung. Um einem Anwender die Auswahl der Komponenten mit den ausschlaggebenden Parametern zu erleichtern, wurde eine Auswahlhilfe mit Phänomenbezug geschaffen. In der Hilfe ist hinterlegt, welche Modellgenauigkeit mindestens erfüllt sein muss, um das gewünschte Schwingungsphänomen abilden zu können. In Bild 1 sind drei Beispiele eingezeichnet. Für das Phänomen „Ruckeln“ kennzeichnet eine durchgezogene Linie die nötigen Stufen für die jeweilige Komponente. Da diese Schwingung dem ersten Torsionsmode des globalen Systems entspricht, sind vor allem die korrekten Einzelträghei-

ten und -steifigkeiten ausschlaggebend. Dass sich diese in verschiedenen Gängen ändern, muss im Übersetzungsmodul berücksichtigt werden. Die gepunktete Linie zeigt den Detaillierungsgrad, der für die Simulation von Kupplungsrufern eingehalten werden muss. Da dieses Schwingungsphänomen unterschiedlich erregt werden kann, muss in der Modellierung noch einmal unterschieden werden. Soll eine parametrische Erregung aus dem Reibbelag untersucht werden, so muss in der Kupplungskomponente eine Änderung des Reibkoeffizienten, sowie ein Öffnungs- und Schließmechanismus vorgesehen werden. Soll die geometrische Erregung im Fokus stehen, z. B. die Schwankung der Anpresskraft in Folge einer Biegeschwingung der Kurbelwelle, so muss eine hohe Genauigkeit in der Modellierung des Antriebs vorliegen. Zudem muss ein variabler Kontakt im Kupplungsmodell darstellbar sein. Für das dritte Beispiel, das Getriebeheulen (gestrichelte Linie), ist vor allem eine hohe Genauigkeit in der Modellierung der Verzahnung im Übersetzungsmodul nötig. Da es sich um ein akustisches Phänomen handelt, ist die Ausbreitung der Schwingung stark von Struktur- und Fluidschwingungseigenschaften abhängig. Der Erregungsmechanismus selbst kann also durch die Berücksichtigung von variabler Zahnsteifigkeit erfasst werden, für Aussagen über die Akustik nach außen ist dann im Weiteren eine Koppelung mit Fluid- und FE-Simulationswerkzeugen nötig.

Damit das modulare System funktionieren kann, müssen die Schnittstellen der Module für alle Varianten und Detaillierungsstufen gleich sein. Auch die Parameter, die mit den anderen Modulen oder der Hauptstruktur ausgetauscht werden, müssen die Austauschbarkeit der Modelle zulassen.

4. Simulationsbeispiel lastwechselinduziertes Ruckeln

Eines der grundlegendsten Schwingungsphänomene, das zur Auslegung von Fahrzeugantriebssträngen berücksichtigt werden muss, ist eine niederfrequente Schwingung im Antriebsstrang, die sich auf die Längsbewegung des Fahrzeugs übertragen kann. Die Schwingung wird meist als Ruckeln bezeichnet und entsteht im Antriebsstrang, z.B. durch einen Lastwechsel. Das System schwingt dabei in seiner ersten Torsionseigenform. Der Lastwechsel kann beispielsweise durch schnelle Zu- oder Abnahme des Motormoments herbeigeführt werden.

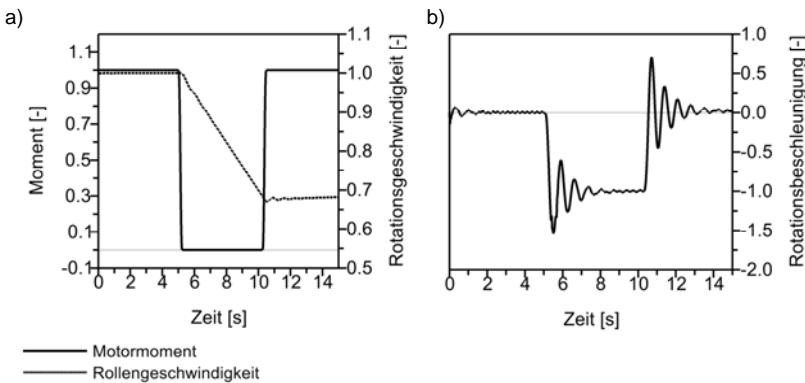


Bild 2: Simulation des Ruckelns einer Antriebsstrangkonfiguration; a) Normierter Verlauf von Motormoment und Rollengeschwindigkeit der Rolle; b) Normierter Verlauf der Rotationsbeschleunigung der Rolle

Zur Simulation des Phänomens müssen vor allem die Parameter berücksichtigt werden, die die erste Torsionseigenform des Antriebstrangs beeinflussen. Dazu gehören alle wichtigen Trägheits-, Steifigkeits- und auch Dämpfungseigenschaften des Systems. Starke Nichtlinearitäten in den Steifigkeiten, wie z.B. in der Kupplung, müssen zur richtigen Abbildung des Effekts ebenfalls modelliert werden. Wenn in Folge der Lastumkehr Kollisionen in spielbehaf- teten Bauteilen stattfinden, können eine Verstärkung des Phänomens und die Anregung wei- terer Schwingungen auftreten. Zur Abbildung dessen muss folglich die zusätzliche Modellie- rung von Spiel berücksichtigt werden.

Entsprechend der vorgestellten Modellierungsstruktur aus Bild 1 wird für eine Fahrzeugkon- figuration ein Modell zusammengestellt, das die Anforderungen zur Simulation des Ruckelns erfüllt. Als Umgebungsstruktur wird ein Rahmenmodell mit Hinterachse und Reifen auf einer Rolle verwendet. Anhand der Drehgeschwindigkeit der Rolle können so ersetztweise die re- sultierenden Fahrzeuggängsschwingungen dargestellt werden. Die Modellergebnisse sind in Bild 2 dargestellt. In Bild 2.a) ist als durchgezogene Linie das Motormoment eingetragen. Das System wird mit einer steilen Abnahme und Wiederaufnahme des Motormoments zwis- chen einem Nominalwert und dem Wert Null beaufschlagt. Die Rollengeschwindigkeit der Rolle ist als gestrichelte Linie eingezeichnet. In Bild 2.b.) ist die Rollbeschleunigung der Rolle aufgetragen. Jeweils zum Zeitpunkt der beiden Laständerungen sind die resultie- rende Änderung in der Beschleunigung und die induzierte Schwingung erkennbar. Die

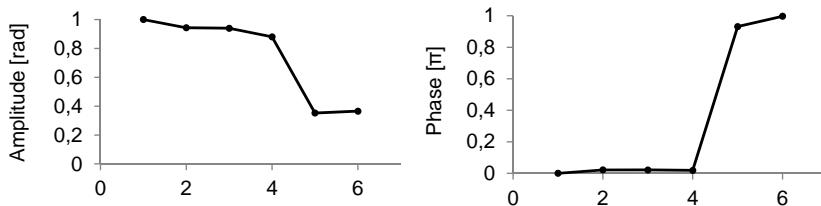


Bild 3: Eigenform des ersten Torsionseigenwertes der Triebstrangkonfiguration

Schwingfrequenz entspricht der ersten Torsionseigenfrequenz des Triebstrangs, die zugehörige Eigenform des im Lastpunkt linearisierten Systems ist in Bild 3 in Amplitude und Phase dargestellt. Die Zahlen 1 bis 6 auf der Horizontalachse bezeichnen die konzentrierten Massenpunkte, in die das Triebstrangsystem zerlegt ist. Es beinhaltet Kurbelwelle (1), Kupplung (2), Getriebe (3), Gelenkwelle (4), Differential (5) und die Rolle (6). Am Verlauf der Phase ist zu erkennen, dass der hintere Teil des Systems mit einer Phasenverschiebung bis zu π und damit gegenseitig zur Motorseite schwingt.

Um die Einflüsse der Parameter des Modells auf dessen Ruckelneigung zu untersuchen, wurde das Modell einer Sensitivitätsanalyse unterzogen. Exemplarisch wurden am gezeigten Beispiel Steckwellensteifigkeit und die Dauer der Laständerung variiert. Die Ergebnisse sind in Bild 4 dargestellt. Da die Steckwellensteifigkeit die geringste im System ist, verschiebt ihre Änderung die Frequenz der ersten Torsionseigenform und damit die Frequenz des Ruckelns. Die Dauer der Laständerung wirkt sich insbesondere auf die Amplitude des Ruckelns aus. Je schneller die Laständerung stattfindet, desto höher ist die Systemantwort.

Die gewonnene Information über den Einfluss der Steigung des Motormoments kann so beispielsweise in eine Regelung für das Motor- oder Retardermoment einfließen. Insbesondere unter der Prämisse, dass die Dämpfung des Antriebsstrangs effizienzbedingt so gering wie

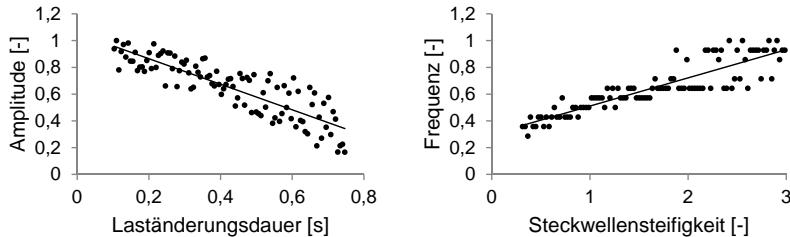


Bild 4: Sensitivitätsanalyse der Ruckelneigung einer exemplarischen Antriebsstrangkonfiguration

möglich sein soll, kann damit an einer Stellschraube gedreht werden, die sich nicht auf generelle Verbrauchs- und Performanceeigenschaften des Fahrzeugs auswirkt. Auch für die Regelung des Motormoments im Kontext der Schaltstrategie können so gangspezifische Optimierungen erzielt werden, insbesondere im Hinblick darauf, dass sich die Torsionseigenschaften des Triebstrangs mit der Gangwahl ändern. Das Modell kann auch verwendet werden, um das maximal zulässige Spiel im Triebstrang festzulegen, um keine Phänomene wie z.B. das Rasseln hervorzurufen.

Auch die Notwendigkeit und der Benefit des Einsatzes zusätzlicher Schwingungsdämpfer oder -tilger kann untersucht werden. Mit der variablen Modellkonfiguration kann eine Untersuchung über die ganze Produktpalette durchgeführt und dann in Abhängigkeit der Konfiguration bewertet werden.

5. Diskussion und Zusammenfassung

Bei der Simulation von Antriebssträngen konkurrieren vor allem beim Nutzfahrzeug die beiden Aspekte Variantenvielfalt und Rechenaufwand hochdetaillierter Modelle miteinander. Um die Modellvarianten zusammen mit den unterschiedlichen Schwingungsphänomenen beherrschen zu können, ist eine effiziente Methodik erforderlich. In dieser Arbeit wird eine Modellierungsstrategie vorgestellt, die sowohl eine Modularisierung in Fahrzeugvarianten als auch die entsprechende Detaillierungstiefe bietet. So können Modellkomponenten zu einem frühen Entwicklungszeitpunkt aufgebaut und daraus beliebige Konfigurationen zusammengestellt werden. Dies bedeutet zwar einen hohen Erstmodellierungsaufwand, aber damit große Flexibilität in der resultierenden Modellstruktur. Mit Hilfe eines Anwenderwerkzeugs wird der Nutzen dahingehend erhöht, dass zusätzlich zur freien Auswahl eine Möglichkeit zur Vorselektion der Module gegeben wird. Dabei wird unter Angabe des zu untersuchenden Schwingungsphänomens die mindestens einzuhaltende Detaillierungsstufe der Modellkomponenten vorgegeben.

In einem Beispiel wird mit der vorgestellten Modellierungsstruktur ein Modell zusammengestellt, das lastinduziertes Triebstrangruckeln abbilden kann. Eine daran angeschlossene Sensitivitätsanalyse zeigt die Anwendungsmöglichkeit in der Analyse von Toleranzen oder der Verwendung von Parametern, z.B. zur Ausregelung von Schwingungen in den Triebstrangkomponenten.

Auf der Methodik aufbauend können auch Untersuchungen der dynamischen Schwingungseinflüsse nichtkonventioneller Triebstrangkomponenten, wie z.B. elektrifizierter Antriebseinheiten, durchgeführt werden. Dazu müssen zukünftig entsprechende Modelle zum Baukasten hinzugefügt werden.

Referenzen

- [1] Mason, B.: Reconfigurable Modelling of Physically Based Systems, Dynamic Modelling and Optimisation for Product Design and Development Applied to the Automotive Drivetrain System. University of Bradford eThesis. 2009
- [2] Centea, D., Rahnejat, H., Menday, M.T.: The influence of the interface coefficient of friction upon the propensity to judder in automotive clutches. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, 213, 1999. 245-258
- [3] Crowther, A., Zhang, N., Liu, D.K., Jeyakumaran, J.: A finite element method for dynamic analysis of automatic transmission gear shifting. Proceedings of the Sixth International Conference on Motion and Vibration Control, 1, 2000. 514-519
- [4] Wu, J.-S., Chen C.-H.: Torsional vibration analysis of gear-branched systems by finite element method. Journal of Sound and Vibration, 240(1), 2001. 159-182
- [5] Jennings M., Rangan, R.: Managing Complex vehicle System Simulation Models for Automotive System Development. Journal of Computing and Information Science in Engineering, 4, 2004. 372-378
- [6] Stevens, G., Murtagh, M., Kee, R., Early, J., Douglas, R.: Development of a Vehicle Model Architecture to Improve Modeling Flexibility. SAE Int. J. Engines, 10(3), 2017. 1358-1367
- [7] Emirler, M.T., Ünver, B., Guvenc, L.: Modular Heavy Duty Vehicle Modelling and User Interface Development. IFAC, 48(15), 2015. 354-360
- [8] Wipke, K.B., Cuddy, M.R., Burch, S.D.: ADVISOR2.1: A User-Friendly Advanced Powertrain Simulation Using a Combined Backward/Forward Approach. IEEE Transactions on Vehicular Technology, 48(6), 1999. 1751-1761
- [9] Mohan, G., Assadian F., Longo, S.: An Optimization Framework for Comparative Analysis of Multiple Vehicle Powertrains. Energies 2013, 6, 2013. 5507-5537
- [10] Picarelli, A., Dempsey, M.: Investigating the Multibody Dynamics of the Complete Powertrains System. Proceedings 7th Modelica Conference, 2009. 423-433
- [11] Roberts, N., Dempsey, M., Picarelli, A.: Detailed Powertrain Dynamics Modelling in Dymola – Modelica. 7th IFAC Symposium on Advances in Automotive Control, 2013. 434-439

Dynamisches Modell für Drehmomentwandler mit Überbrückungskupplung und Torsionsdämpfer

Untersuchung des Drehmomentwandlers als schwingungsmindernde Vorrichtung unter Berücksichtigung dynamischer Effekte

M.Sc. Christian Pihuave, Daimler AG, Stuttgart;
Prof. Dr.-Ing. habil. Alexander Fidlin,
Karlsruher Institut für Technologie (KIT), Karlsruhe

Kurzfassung

Vorgestellt werden ein dynamisches Modell eines Drehmomentwandlers für Automatikgetriebe und seine Auswirkungen als Schwingungsminderung. Ausgehend von den strömungsmechanischen Erhaltungsgleichungen werden die Bewegungen der Pumpe, Turbine, des Leitrades und des durchströmenden Fluides berechnet. Ergänzt ist das System um eine Überbrückungskupplung, in der die Axialdynamik beim Schließen abgebildet ist, und ein Torsionsdämpfer.

Vergleichsrechnungen sind für folgende Subsysteme durchgeführt: alleinstehender Drehmomentwandler (DMW), DMW mit schlupfender Kupplung und DMW mit haftender Kupplung und Torsionsdämpfer. Die Simulationen wurden an einem 5-Freiheitsgrad-Modell des Restantriebsstrangs mit vorgegebener Motoranregung durchgeführt. Anhand Zughochläufe werden die Isolationsgrade der verschiedenen Systemkonstellationen verglichen.

1. Einleitung

Die Berechnung und Simulation von Drehmomentwandlern erfolgt oft lediglich durch Eingabe seiner Kennlinien über diskrete Funktionen (zum Beispiel aus Messungen) und einer linearen Interpolation zwischen den einzelnen Werten. Daraus werden die Ausgangsdrehzahl und das Ausgangsdrehmoment berechnet. Bei dieser Methode werden allerdings das dynamische Verhalten und die Wechselwirkung zwischen dem Fluid und den restlichen Komponenten vernachlässigt. Diese Modelle sind sehr eingeschränkt und können nur bestimmte Fahrsituationen (zum Beispiel nur den sogenannten Vorwärtsfluss) abbilden.

Aus diesem Grund wird in dieser Arbeit ein dynamisches Modell eines Drehmomentwandlers hergeleitet, implementiert und mit den Ergebnissen von Hrovat et al. [10] und Banerjee et al. [5] validiert.

2. Modellerstellung und -validierung

2.1 Trilok-Wandler

Als erstes wird der Trilok-Wandler, bestehend aus Pumpe, Turbine, Leitrad und dem durchströmenden Fluid, modelliert. Es werden die Bewegungsgleichungen für den Fall hergeleitet, dass die Pumpe die Turbine antreibt (positiver Fluss: Zughochlauf beziehungsweise Beschleunigung). Danach werden die Gleichungen für den Fall angepasst, dass die Turbine schneller als die Pumpe dreht (negativer Fluss: Schubbetrieb beziehungsweise Motorbremse). Die Herleitung orientiert sich an Hrovat et al. [10].

Annahmen

- Die 3D-Strömung wird mit Hilfe der Stromfadentheorie in eine 1D-Strömung vereinfacht.
- Der Kreislauf ist geschlossen, das heißt, der Volumenstrom Q ist konstant über den Querschnitt.
- Die Strömung ist vollständig entwickelt.
- Der Abstand zwischen den Rädern und die Schaufeldicke werden vernachlässigt.
- Thermische Effekte werden nicht berücksichtigt.

Erhaltungsgleichungen

Mit den eingeführten Annahmen reduziert sich die Anzahl der Freiheitsgrade des Trilok-Wandlers auf vier:

1. die Winkelgeschwindigkeit der Pumpe ω_p ,
2. die Winkelgeschwindigkeit der Turbine ω_t ,
3. die Winkelgeschwindigkeit des Leitrads ω_s und
4. den Volumenstrom Q .

Aus den Drehimpulserhaltungsgleichungen der drei Räder und der Leistungsbilanz des Gesamtsystems werden die vier zugehörigen Bewegungsgleichungen hergeleitet.

Der Drehimpulssatz für die Pumpe und das dadurch fließende Fluid lautet

$$\begin{aligned} \mathbf{M}_p &= I_{p,m} \dot{\omega}_p + \frac{D}{Dt} \iiint_{V_p} \rho (\mathbf{r} \times \mathbf{v}_{abs}) dV \\ &= I_{p,m} \dot{\omega}_p + \iiint_{V_p} \rho \frac{\partial (\mathbf{r} \times \mathbf{v}_{abs})}{\partial t} dV + \iint_{A_p} \rho (\mathbf{r} \times \mathbf{v}_{abs}) (\mathbf{v}_{abs} \cdot \mathbf{n}) dA. \end{aligned} \quad (1)$$

Dabei bezeichnen (vergleiche Abbildung 1):

- \mathbf{M}_p das äußere Moment,
- $I_{p,m}$ das polare Massenträgheitsmoment der Pumpe,
- ρ die Fluiddichte,

- \mathbf{r} den Richtungsvektor zu jedem Punkt der Strömung (1D),
- \mathbf{v}_{abs} den Vektor der absoluten Geschwindigkeit an jedem Punkt der Strömung,
- V_p das Kontrollvolumen und A_p die zum Kontrollvolumen V_p zugehörige Randfläche.

Zunächst wird die absolute Geschwindigkeit an jedem Punkt der Strömung in Abhängigkeit der vier Freiheitsgrade ausgedrückt. Sie kann aus der Drehung der Pumpe und der relativen Geschwindigkeit des Fluides zu den Schaufeln \mathbf{v}_{rel} berechnet werden

$$\mathbf{v}_{abs} = \omega_p \times \mathbf{r} + \mathbf{v}_{rel}. \quad (2)$$

Die relative Geschwindigkeit \mathbf{v}_{rel}^B an einem beliebigen Punkt zwischen Pumpeneintritt und -austritt kann gemäß Abbildung 2 zu

$$\mathbf{v}_{rel}^B = v_{ax} (\mathbf{e}_r^B + \tan(\alpha) \mathbf{e}_\phi) \quad (3)$$

berechnet werden. α bezeichnet dabei den Schaufelwinkel relativ zu der Ebene in Abbildung 2 und v_{ax} die Geschwindigkeit des Volumenstroms, das heißt,

$$v_{ax} = \frac{Q}{A}. \quad (4)$$

Beide Integrale im Drehimpulssatz (1) werden getrennt gelöst. Das erste Integral entspricht der zeitlichen Änderung des Drehimpulses und das zweite Integral berücksichtigt die Drehimpulsströme, die in das Kontrollvolumen V_p hinein- und herausfließen. Einsetzen von Gleichungen (2) und (3) in (1) und Vereinfachen liefern die Bewegungsgleichung der Pumpe

$$I_p \dot{\omega}_p + \rho S_p \dot{Q} = -\rho \left(R_p^2 \omega_p + R_p \frac{Q}{A} \tan(\alpha_p) - R_s^2 \omega_s - R_s \frac{Q}{A} \tan(\alpha_s) \right) Q + M_p. \quad (5)$$

Dabei bezeichnen:

- $I_p = I_{p,m} + \iiint_{V_p} \rho r^2 dV$ das Massenträgheitsmoment der Pumpe,
- $S_p = \int_0^{L_p} r \tan(\alpha) dL$ eine Geometriegröße, die von der Krümmung der Schaufeln abhängt und
- α_p und α_s die Austrittswinkel der Pumpe und des Leitads jeweils relativ zum Fluss Q .

Analog zur vorherigen Herleitung können die Bewegungsgleichungen der Turbine und des Leitads formuliert werden zu

$$I_t \dot{\omega}_t + \rho S_t \dot{Q} = -\rho \left(R_t^2 \omega_t + R_t \frac{Q}{A} \tan(\alpha_t) - R_p^2 \omega_p - R_p \frac{Q}{A} \tan(\alpha_p) \right) Q + M_t, \quad (6)$$

$$I_s \dot{\omega}_s + \rho S_s \dot{Q} = -\rho \left(R_s^2 \omega_s + R_s \frac{Q}{A} \tan(\alpha_s) - R_t^2 \omega_t - R_t \frac{Q}{A} \tan(\alpha_t) \right) Q + M_s. \quad (7)$$

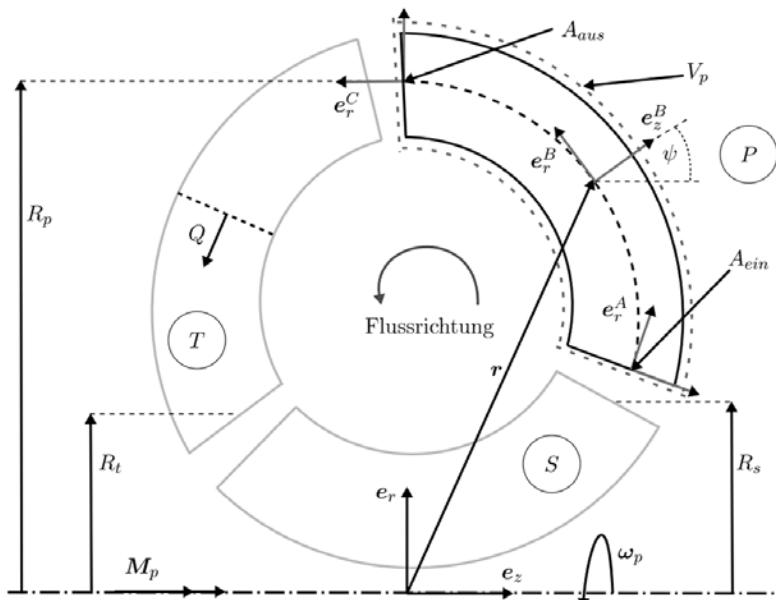


Bild 1: Querschnitt durch den Drehmomentwandler. P: Pumpe, T: Turbine, S: Leitrad (Stator), R_i : die mittleren Austrittsradien der Räder, A_{ein} , A_{aus} : die Ein- und Austrittsflächen zum Kontrollvolumen. Koordinatensysteme: Ursprung: an der Drehachse, A: am Pumpeneintritt, B: an einem Punkt zwischen A und C, C: am Pumpenaustritt.

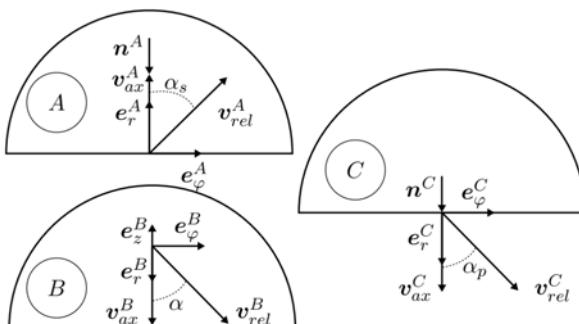


Bild 2: Ansicht von oben auf die Pumpe mit den Geschwindigkeitsvektoren v_{rel} und v_{ax} für drei verschiedene Positionen: A: Pumpeneintritt, B: Punkt zwischen A und C und C: Pumpenaustritt. n^A , n^C : Normalvektoren der Ein- und Austrittsflächen jeweils.

Die vierte Bewegungsgleichung resultiert aus folgender **Leistungsbilanz**

$$P_{ein} = \frac{dE}{dt} + P_{Verlust}. \quad (8)$$

Die in das System eingehende Leistung P_{ein} ist gegeben durch das Produkt aus den Momenten und den Winkelgeschwindigkeiten der drei Räder

$$P_{ein} = M_p \omega_p + M_t \omega_t + M_s \omega_s. \quad (9)$$

Die kinetische Energie E des Systems berechnet sich aus der Drehung der drei Räder und der Bewegung der Strömung

$$E = \frac{1}{2} (I_{p,m} \omega_p^2 + I_{t,m} \omega_t^2 + I_{s,m} \omega_s^2) + \frac{1}{2} \rho \iiint_{V_p + V_t + V_s} \mathbf{v}_{abs} \cdot \mathbf{v}_{abs} dV. \quad (10)$$

Als letztes sind die Verluste zu definieren. Nach Hrovat et al. [10] dominieren die Verluste infolge der Reibung im Kanal und der Stöße an den Übergängen zwischen den Komponenten im Wandler. Für ihre Abschätzung werden semi-empirische Ausdrücke aus Hrovat et al. [10] verwendet. Diese sind gegeben durch

$$P_{Reib} = \frac{1}{2} \rho C_f (v_{rel,p}^2 + v_{rel,t}^2 + v_{rel,s}^2) |Q|, \quad (11)$$

$$P_{Sto\beta} = \frac{1}{2} \rho C_s (v_{Sto\beta,s-p}^2 + v_{Sto\beta,p-t}^2 + v_{Sto\beta,t-s}^2) |Q|. \quad (12)$$

Dabei bezeichnen C_f und C_s die Reib- und Stoßfaktoren, die in der Regel experimentell bestimmt werden und $v_{rel,i}^2$ die Beträge der relativen Geschwindigkeit an den Schaufeln am Austritt der Räder

$$v_{rel,i}^2 = (1 + \tan^2(\alpha_i)) \left(\frac{Q}{A} \right)^2, \quad i \in \{p, t, s\}. \quad (13)$$

Die Stoßgeschwindigkeiten sind für die drei Komponenten folgendermaßen definiert

$$v_{Sto\beta,s-p} := R_s (\omega_s - \omega_p) + \frac{Q}{A} (\tan(\alpha_s) - \tan(\beta_p)), \quad (14)$$

$$v_{Sto\beta,p-t} := R_p (\omega_p - \omega_t) + \frac{Q}{A} (\tan(\alpha_p) - \tan(\beta_t)), \quad (15)$$

$$v_{Sto\beta,t-s} := R_t (\omega_t - \omega_s) + \frac{Q}{A} (\tan(\alpha_t) - \tan(\beta_s)). \quad (16)$$

Dabei bezeichnen die $\beta_i, i \in \{p, t, s\}$ die Eintrittswinkel relativ zum Fluss Q . Einsetzen dieser Beziehungen in die Leistungsbilanz (8) und Vereinfachen ergeben

$$\rho \frac{L_f}{A} \dot{Q} + \rho (S_p \dot{\omega}_p + S_t \dot{\omega}_t + S_s \dot{\omega}_s) = g_p \omega_p + g_t \omega_t + g_s \omega_s - p_v, \quad (17)$$

$$p_v = \frac{1}{2} \rho (C_f (v_{rel,p}^2 + v_{rel,t}^2 + v_{rel,s}^2) + C_s (v_{Sto\beta,s-p}^2 + v_{Sto\beta,p-t}^2 + v_{Sto\beta,t-s}^2)) \text{sign}(Q). \quad (18)$$

Für eine bessere Übersicht werden folgende Hilfsvariablen eingeführt

$$g_p := \rho \left(R_p^2 \omega_p + R_p \frac{Q}{A} \tan(\alpha_p) - R_s^2 \omega_s - R_s \frac{Q}{A} \tan(\alpha_s) \right), \quad (19)$$

$$g_t := \rho \left(R_t^2 \omega_t + R_t \frac{Q}{A} \tan(\alpha_t) - R_p^2 \omega_p - R_p \frac{Q}{A} \tan(\alpha_p) \right), \quad (20)$$

$$g_s := \rho \left(R_s^2 \omega_s + R_s \frac{Q}{A} \tan(\alpha_s) - R_t^2 \omega_t - R_t \frac{Q}{A} \tan(\alpha_t) \right). \quad (21)$$

Damit lassen sich die vier **Bewegungsgleichungen** in Matrizen-Schreibweise wie folgt zusammenfassen

$$\begin{pmatrix} I_p & 0 & 0 & \rho S_p \\ 0 & I_t & 0 & \rho S_t \\ 0 & 0 & I_s & \rho S_s \\ \rho S_p & \rho S_t & \rho S_s & \rho \frac{L_f}{A} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \dot{\omega}_p \\ \dot{\omega}_t \\ \dot{\omega}_s \\ \dot{Q} \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} 0 & 0 & 0 & g_p \\ 0 & 0 & 0 & g_t \\ 0 & 0 & 0 & g_s \\ -g_p & -g_t & -g_s & 0 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \omega_p \\ \omega_t \\ \omega_s \\ Q \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ p_v \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} M_p \\ M_t \\ M_s \\ 0 \end{pmatrix}. \quad (22)$$

Diese Matrixengleichung beschreibt ein nichtlineares Differentialgleichungssystem erster Ordnung in den vier Freiheitsgraden des Systems.

Bemerkung: Der Freilauf am Leitrad wurde als gleitender elastischer Anschlag modelliert.

Rückwärtsfluss

In Situationen wie zum Beispiel im Schubbetrieb tauschen Pumpe und Turbine die Rollen.

Diese Änderung wird wie folgt in den Bewegungsgleichungen berücksichtigt:

$$g_p^* := \rho \left(R_p^2 \omega_t + R_p \frac{Q}{A} \tan(\beta_t) - R_s^2 \omega_p - R_s \frac{Q}{A} \tan(\beta_p) \right), \quad (23)$$

$$g_t^* := \rho \left(R_t^2 \omega_s + R_t \frac{Q}{A} \tan(\beta_s) - R_p^2 \omega_t - R_p \frac{Q}{A} \tan(\beta_t) \right), \quad (24)$$

$$g_s^* := \rho \left(R_s^2 \omega_p + R_s \frac{Q}{A} \tan(\beta_p) - R_t^2 \omega_s - R_t \frac{Q}{A} \tan(\beta_s) \right). \quad (25)$$

Weiterhin ändern sich die Relativgeschwindigkeiten in den Verlusten zu

$$v_{rel,i}^{*2} = (1 + \tan^2(\beta_i)) \left(\frac{Q}{A} \right)^2, \quad i \in \{p, t, s\}. \quad (26)$$

Bei kleinen Volumenströmen gewinnen die viskosen Kräfte an Bedeutung, weil die Trägheitskräfte kleiner werden. Die Modellierung dieses Strömungszustands liegt außerhalb des Rahmens dieser Arbeit. Aus diesem Grund wird über den positiven und negativen Lösungsanteil lediglich glatt interpoliert.

Validierung

Das Modell des Trilok-Wandlers wurde anhand der Ergebnisse von Banerjee et al. [5] validiert. Abbildung 3 zeigt gute Übereinstimmung mit den Kurvenverläufen in [5].

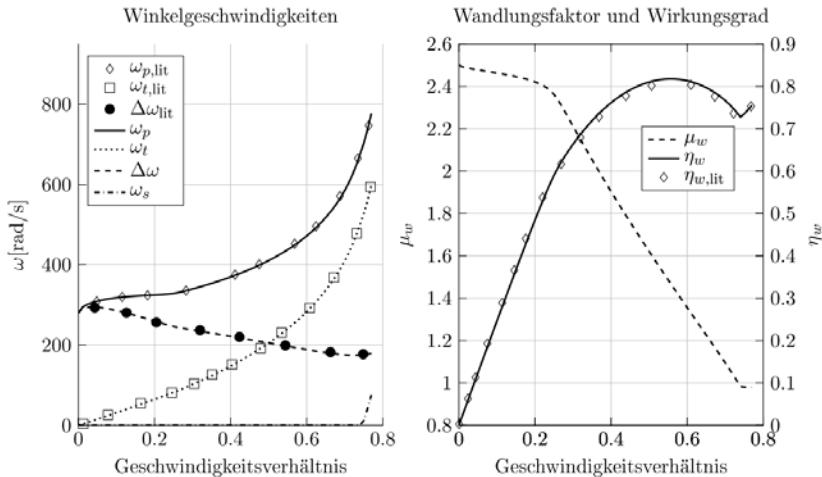


Bild 3: Simulationsergebnisse des eigenen Modells (durchgezogene Linien) verglichen mit Ergebnissen in [5] (diskrete Punkte).

2.2 Wandlerüberbrückungskupplung

Die Überbrückungskupplung wird zwischen Pumpe und Turbine eingebaut. Das stationär zu übertragende Moment M_c einer nass laufenden Kupplung lautet nach Kirchner [11]

$$M_c = F_N \cdot z_c \cdot \mu(\omega_{rel}) \cdot r_m. \quad (27)$$

Dabei bezeichnen F_N die Normalkraft im Reibkontakt, z_c die Anzahl der Reibflächen, $\mu(\omega_{rel})$ den Reibungskoeffizienten in Abhängigkeit der relativen Winkelgeschwindigkeit ω_{rel} und r_m den mittleren Reibradius.

Für die Berechnung des variablen Reibungskoeffizienten $\mu(\omega_{rel})$ wird das *LuGre*-Modell mit der Anpassung nach Aberger et al. [1] verwendet. Dieses dynamische Reibungsmodell wurde ursprünglich von Canudas de Wit et al. [6] eingeführt und berechnet die Reibkraft aus der relativen Geschwindigkeit im Reibkontakt.

Die Modellgleichungen lauten nun

$$\begin{aligned} \frac{dz}{dt} = \dot{z} &= \omega_{rel} \left(1 - \text{sign}(\omega_{rel}) \frac{z}{g(\omega_{rel})} \right) \\ \sigma_0 g(\omega_{rel}) &= \mu_c + (\mu_s - \mu_c) e^{-\left(\frac{\omega_{rel}}{\omega_s}\right)^2} \\ \Rightarrow \mu(\omega_{rel}) &= \sigma_0 z + \sigma_1 \dot{z} + \sigma_2 \omega_{rel}. \end{aligned} \quad (28)$$

Dabei wurden die Zustandsvariable z und 6 Parameter eingeführt. μ_c und μ_s bezeichnen jeweils den Gleit- und Haftreibungskoeffizienten. Die Wahl der übrigen Parameter (σ_i und ω_s) richtet sich nach den Vorschlägen von Olsson [12] und Aberger et al. [1].

Längsdynamik

Aufbauend auf der Konstruktion einer realen Überbrückungskupplung (dargestellt in [11]) wurde das Modell in Abbildung 4 hergeleitet. Es besteht aus Kolben, Tellerfeder, Reibbeläge und Reiblamelle. Zur Erzeugung der erforderlichen Normalkraft F_N werden die Elemente der Überbrückungskupplung über den Druck und die Federvorspannung aneinander gepresst. Es gibt zwei Reibkontakte im Modell: zwischen Pumpe und Reiblamelle (die mit der Turbine verbunden ist) und zwischen Reiblamelle und Kolben. Das Modell bringt zwei zusätzliche Freiheitsgrade ein: der Lamellen- und der Kolbenweg (x_L und x_K). Sie werden über den Druck $p(t)$ gesteuert. In offener Stellung sind die Federkraft und die Druckkraft im Gleichgewicht, sodass es keine Drehmomentübertragung stattfindet ($F_N = 0$). Sinkt der Druck, so verschiebt sich der Kolben nach links und drückt den Reibbelag gegen die Lamelle.

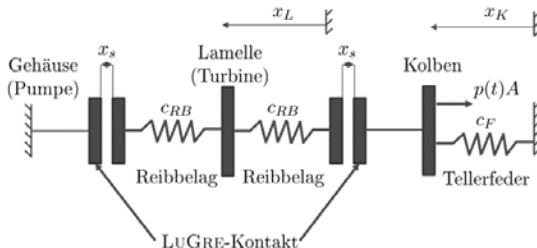


Bild 4: Längsdynamik der Kupplungskomponenten

Qualitativer Vergleich mit Literatur

Die Wandlerüberbrückungskupplung wurde in das Trilok-Wandler-Modell integriert und die Simulationsergebnisse mit dem Modell von Asl et al. [2] verglichen. Bei $t = 10\text{s}$ wurde der Druck an der Kupplung innerhalb von 300ms abgebaut. Die Simulationen stimmen qualitativ sehr gut überein, siehe Abbildung 5.

2.3 Torsionsdämpfer

Der Torsionsdämpfer wird als ein lineares Feder-Dämpfer-System modelliert und zwischen Reiblamelle (Kupplung) und Turbine angeordnet. Er wird so konstruiert, dass er keinen Kontakt zur Außenschale hat. Auf diese Weise erzeugt die Fliehkraft keine Reaktionskraft und die effektive Steifigkeit bleibt von der Drehzahl unabhängig.

2.4 Antriebsstrang

Basierend auf Dresig [7], Fidlin [8] und [9] wurde ein Antriebsstrang-Modell mit fünf Freiheitsgraden bestehend aus Trägheiten und Feder-Dämpfer-Systemen konzipiert. Dieses Modell wurde auf Eigenfrequenzen und -formen untersucht mit dem Ziel, die Ergebnisse mit Literaturangaben (Albers [3]) zu vergleichen und damit eine Plausibilisierung der Parameterwahl zu ermöglichen. Die Eigenfrequenzen lagen innerhalb der erwarteten Bereiche und das qualitative Aussehen der Eigenformen stimmte mit der Literatur überein.

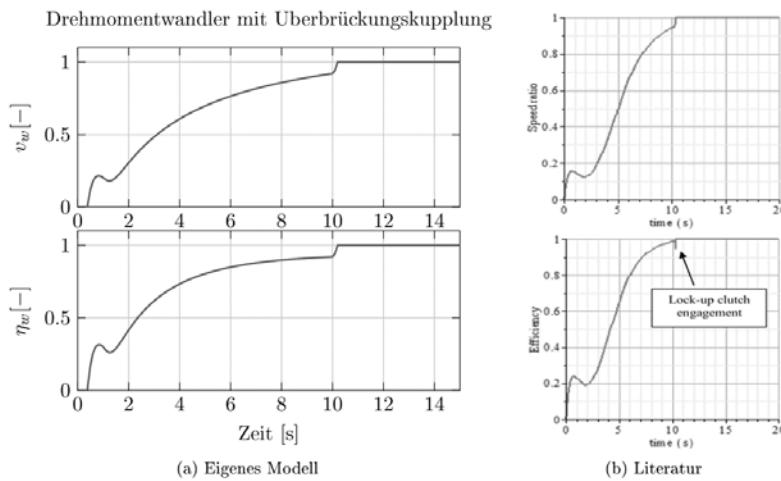


Bild 5: Qualitativer Vergleich des eigenen Kupplungsmodells mit [2]

2.5 Motormoment und Fahrwiderstand

Die verwendete Motoranregung entspricht einem 4-Zylinder-Dieselmotor. Dabei wurden die zweite, vierte, sechste und achte Ordnung und die Drehzahl- und Kurbelwellenwinkelabhängigkeit berücksichtigt. Das Lastmoment resultiert aus dem Luftwiderstand, der proportional zum Quadrat der Fahrzeuggeschwindigkeit angenommen wird.

3 Untersuchungen zum Gesamttriebsstrangverhalten

Zughochläufe wurden für den gesamten Antriebsstrang mit folgenden Systemkonstellationen simuliert:

1. Trilok-Wandler,
2. Trilok-Wandler mit schlupfender Kupplung und
3. Trilok-Wandler mit haftender Kupplung und Torsionsdämpfer.

In der zweiten Modellvariante kommt zusätzlich zum Trilok-Wandler die Überbrückungskupplung mit einem PI-Regler zum Einsatz, der einen Schlupf von 50 U/min zwischen Pumpe und Turbine gewährleistet. Auf diese Weise wird die dämpfende Eigenschaft des Systems erzeugt. Bei geringen Geschwindigkeiten ist eine Drehmomenterhöhung erwünscht, deswegen greift die Kupplung erst bei größeren Drehzahlen ein und der Trilok-Wandler wird aus Effizienzgründen überbrückt.

Das Verhältnis der Pumpen- und Turbinendrehzahlen sowie das Verhältnis von Motor- und Getriebedrehmomenten werden als Maß für den Isolationsgrad herangezogen. In Abbildung 6 sind diese Verhältnisse für die drei Modellvarianten über der Pumpendrehzahl aufgetragen. Die beste Isolationswirkung erreicht der alleinstehende Trilok-Wandler mit einer Restschwankung von nur 5% in der Drehzahl und unter 3% im Drehmoment. Das System mit dem Torsionsdämpfer weist den nächstbesten Isolationsgrad mit unter 55% Schwankung in der Drehzahl und unter 20% Schwankung im Drehmoment. Die Erklärung für die relativ schlechte Isolation beruht darauf, dass die verwendeten Geometrieparameter für den Drehmomentwandler zu klein für die Motoranregung sind und somit eine entsprechend kleine Rotationsträgheit zwischen Motor und Getriebe vorhanden ist. Mit dem eingestellten Schlupf von 50 U/min liefert das System mit der schlupfenden Kupplung ähnliche Ergebnisse.

Mischbereiche

Die Leistungsübertragung erfolgt im Falle der schlupfenden Kupplung sowohl reibschlüssig als auch hydrodynamisch, da der Volumenstrom Q nicht verschwindet. In Abbildung 7 sind der Ölfloss im Trilok-Wandler und im Trilok-Wandler mit schlupfender Kupplung gegenübergestellt. Der Volumenstrom des alleinstehenden Wandlers ist ungefähr zwei- bis dreimal größer als der des überbrückten Wandlers mit Schlupfregelung. Das heißt, dass nur ein kleiner Teil der Leistung hydrodynamisch übertragen wird.

Wird in der dritten Modellvariante im ersten Gang die Kupplung innerhalb von 100ms geschlossen, so erfolgt der Wechsel auf reibschlüssige Leistungsübertragung nicht sofort, sondern relativ langsam aufgrund der Trägheit des Fluides, siehe Abbildung 8. Als Referenz für

den Ölfluss ist eine Simulation im sechsten Gang, in dem die Kupplung stets geschlossen bleibt, ebenfalls dargestellt.

4 Zusammenfassung und Ausblick

Ein dynamisches Berechnungsmodell eines Drehmomentwandlers mit Überbrückungskupplung und Torsionsdämpfer wurde erfolgreich hergeleitet und in *Simulink* implementiert. Der Trilok-Wandler weist bei weiterem die beste Isolationswirkung auf, gefolgt vom Wandler mit haftender Kupplung und Torsionsdämpfer. Mit dem eingestellten Schlupf von 50 U/min erreicht der Wandler mit schlupfender Kupplung ein ähnliches Ergebnis.

Die Ergebnisse dieser Arbeit haben gezeigt, dass sich ein Mischbereich zwischen hydrodynamischer und reibschlüssiger Leistungsübertragung bei bestimmten

Verhältnisse der Drehzahlen- und Drehmomentenamplituden

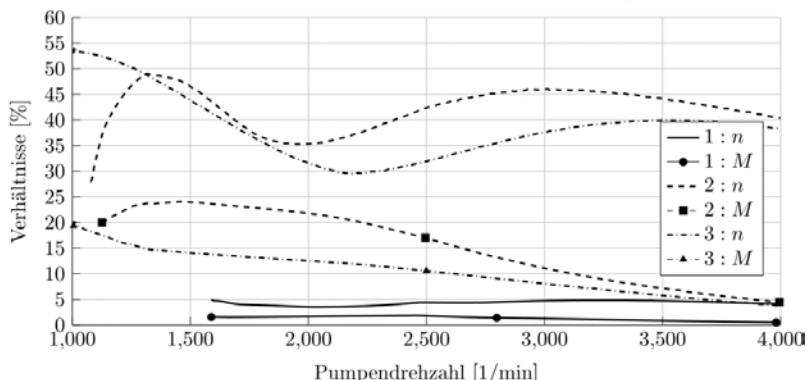


Bild 6: Verhältnis der Pumpen- und Turbinendrehzahlen und der Motor- und Getriebedrehmomente für die drei Subsysteme. 1: Trilok-Wandler, 2: Wandler mit schlupfender Kupplung, 3: Wandler mit haftender Kupplung und Torsionsdämpfer.

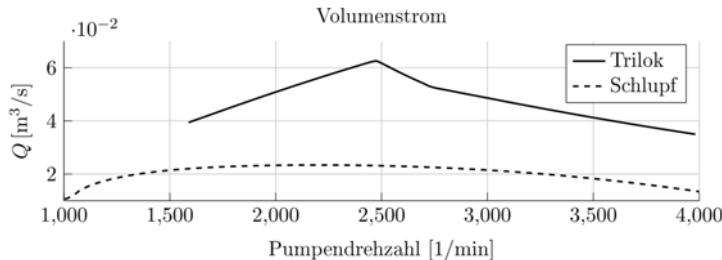


Bild 7: Volumenströme der beiden Subsysteme: Trilok-Wandler und Trilok-Wandler mit schlupfender Kupplung.

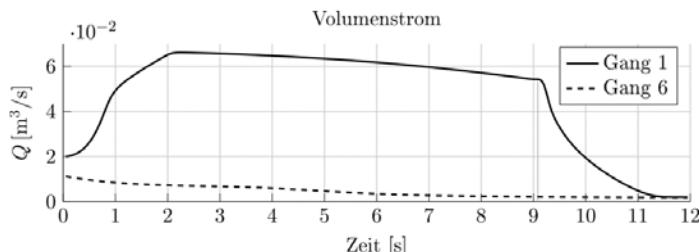


Bild 8: Volumenstrom des Fluides im ersten und sechsten Gang. Die senkrechte Linie bezeichnet das Schließen der Kupplung ($t \approx 9\text{s}$).

Fahrssituationen bilden kann. Mit diesem Modell können diese Übergangsbereiche (beispielsweise auf Einflussfaktoren) genauer untersucht werden. Die Auswertung der Ergebnisse kann um die Leistungsverluste erweitert werden, da es lediglich eine Aussage über die Isolationswirkung getroffen wurde. Für den Einsatz in der Praxis muss das Modell zur vollständigen Validierung mit realen Messdaten verglichen werden. Um aussagekräftigere Ergebnisse zu erzielen, soll ein vollständiger Parametersatz aus ausschließlich einem Antriebsstrang verwendet werden.

Literaturverzeichnis

- [1] Aberger, M.; Otter, M.: Modeling friction in Modelica with the Lund-Grenoble friction model. Proc. of 2nd International Modelica Conference, March 18-19, 2002, S. 285-294
- [2] Adibi Asl, H.; Lashgarian Azad, N.; McPhee, J.: Modeling Torque Converter Characteristics in Automatic Drivelines: Lock-up Clutch and Engine Braking Simulation. In: ASME 2012 International Design Engineering Technical Conferences and Computers and Information in Engineering Conference, Sunday 12 August 2012, S.359
- [3] Albers, A.: Fortschritte beim ZMS-Geräuschkomfort für moderne Kraftfahrzeuge,5.1994
- [4] Asl, H. A.; Azad, N. L.; McPhee, J.: Math-based torque converter modelling to evaluate damping characteristics and reverse flow mode operation. In: International Journal of Vehicle Systems Modelling and Testing 9 (2014), Nr. 1, S. 36. ISSN 1745-6436
- [5] Banerjee, J. M.; McPhee, J. J.: Graph-theoretic Modeling and Dynamic Simulation of an Automotive Torque Converter. IFAC Proceedings Vol.45, S.1219-1224.ISSN 14746670
- [6] Canudas de Wit, C.; Olsson, H.; Astrom, K., Lischinsky, P.: A new model for control of systems with friction. IEEE Transactions on Automatic Control 40 (1995), S. 419-425.
- [7] Dresig, H.; Fidlin, A.: Schwingungen mechanischer Antriebssysteme: Modellbildung, Berechnung, Analyse, Synthese. 3., überarb. u. erw. Aufl. 2014. Berlin Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 2014. ISBN 978-3-642-24116-1
- [8] Fidlin, A.; Mall, P.: On the effect of the distributed friction in the arc spring on the dynamic behavior of the automotive transmission. Proceedings ICoEV 2015. Ljubljana
- [9] Fidlin, A.; Seebacher, R.: Simulationstechnik a. Beispiel des ZMS. LuK Koll.2006,55-71
- [10] Hrovat, D.; Tobler, W. E.: Bond graph modeling and computer simulation of automotive torque converters. Journal of the Franklin Institute 319 (1985), Nr. 1-2, S. 93-114.
- [11] Kirchner, E.: Leistungsübertragung in Fahrzeuggetrieben: Grundlagen der Auslegung, Entwicklung und Validierung von Fahrzeuggetrieben und deren Komponenten. Berlin and New York: Springer, 2007 (VDI). ISBN 9783540352884
- [12] Olsson, H.: Control Systems with Friction, Diss., 01/01/1996

Selbsterregte Gesamtfahrzeugschwingungen

Analyse in Versuch und Simulation – Diskussion von Abhilfemaßnahmen

Self-excited full vehicle oscillations

Analysis in theory and practice – discussion of correctives

Prof. Dr.-Ing. **Dirk Engel**,
Hochschule für angewandte Wissenschaften Hamburg

Kurzfassung

In diesem Beitrag wird zunächst der Power-Hop-Effekt im Gesamtfahrzeugversuch, an einem eigens entwickelten Prüfstand und die simulationsgestützte Betrachtung und Vorhersage anhand von MKS-Gesamtfahrzeugmodellen behandelt. Anhand des Simulationsmodells wird auch die Wirksamkeit eines gezielt ausgelegten Fahrerassistenz-systems als reaktives System zur Reduktion der Schwingungen erörtert. Neben dieser reaktiven Auslegung bietet sich der Einsatz von Systemen an, die den Energieeintrag in das schwingungsfähige System vermeiden und somit das Auftreten der selbsterregten Schwingungen verhindern. Eine mögliche Variante dazu ist der Einsatz von magneto-rheologischen Lagern als Aggregatlager. Abschließend wird in diesem Beitrag der Einsatz und die Wirksamkeit solcher Lagersysteme diskutiert.

Abstract

In this article self-excited full vehicle oscillations - in this context referred to as „Power-Hop“ - and two appropriate remedies to reduce respectively prevent the self-excited oscillations will be introduced. First results of full-vehicle measurements will be shown followed by the presentation of a specially build test rig. Afterwards simulation based examinations and predictions by the mean of mbs full-vehicle models are presented. By using this simulation model the effectiveness of a specifically implemented driver assistance function as a reacting system to reduce the oscillations will be discussed. Furthermore to avoid energy input in this vibratory system the use of magneto-rheological drivetrain mounts would be a possible solution. Concluding the use and effectiveness of this type of mounting system will be presented.

1. Einleitung

Aus Gründen des Fahrkomforts wird im Automobilbereich die Motor-Getriebe-Einheit durch Elastomerlager von der Karosserie entkoppelt. Diese elastische Lagerung ermöglicht dem Aggregat Bewegungen relativ zur Karosserie. Eine der Hauptanforderungen während der Konstruktion eines Automobils stellt aber die hohe Bauraumdichte bzw. die optimale Nutzung des Bauraums unter Beachtung des Packageplans dar, denn im Betrieb darf es nicht zu Bauteilkollisionen kommen. Ein geforderter Mindestabstand darf nicht unterschritten werden oder es müssen Freiräume für eine Montierbarkeit und Austauschbarkeit von Komponenten im Service berücksichtigt werden.

Um diese Anforderungen erfüllen zu können, hat sich gezeigt, dass eine rein statische Betrachtung der Konstruktionslagen nicht ausreicht, denn aufgrund der Kopplung von Bauteilen durch elastische Lagerelemente, die der Verbesserung des Fahrkomforts dienen, und der Anregungen kann es zu einem Bewegungsverlauf der Bauteile kommen, der lediglich in einer dynamischen Betrachtung festgestellt werden kann. Die Resultate der dynamischen Freiganguntersuchungen ergeben zusammen mit der statischen Geometriehülle der Bauteile aus der CAD-Konstruktion die dynamische Geometriehülle, die im weiteren Verlauf des Produktentstehungsprozesses (PEP) dem Digital Mockup (DMU) zugeführt und dort zur Erstellung und Untersuchung des virtuellen Gesamtfahrzeugs genutzt wird.

2. Problemstellung

Nachfolgend wird die Problemstellung der selbsterregten Gesamtfahrzeugschwingungen beschreiben. Die Ergebnisse wurden mit dem in Bild 1 zu erkennenden Messfahrzeug (linkes Teilbild) ermittelt. Neben der Erfassung fahrzeuginterner Größen (CAN-Bus) wurde dieses Fahrzeug mit weiterer Messtechnik ausgestattet, wobei insbesondere auf die Vorrichtung zur Erfassung der Aggregatbewegung hingewiesen sei. Diese ist in Bild 1 im rechten Teilbild zu erkennen. Die im Folgenden gezeigten Weggrößen der Aggregatbewegung beziehen sich dabei auf den linken markierten Messpunkt. Weitere Details und Erklärungen zur Aggregatbewegungsmessung sind [1], zum Messfahrzeug und der messtechnischen Ausstattung sowie der Manöver [2] zu entnehmen.

Die Anfahrtmanöver führen bei Fahrzeugen mit Front-Quer-Motoranordnung zu Pendelbewegungen des Aggregats in Fahrzeulgängsrichtung, so dass diese Manöver den maximalen Bauraumbedarf in x-Richtung definieren. Der Versuchsablauf sieht im Allgemeinen vor, dass das Anfahrtmanöver in der Ebene wie auch an Steigungen



Bild 1: Messfahrzeug inkl. Anordnung zu Aggregatbewegungsmessung (links) und Anordnung der Seilzugpotentiometer an den beiden Messpunkten oben (rechts) [2]

durchgeführt wird, wobei im Stillstand der Fahrer den Motor mit einer Drehzahl zwischen $n = 2000$ bis 3000 min^{-1} drehen lässt, um dann schlagartig einzukuppeln.

Bei Fahrzeugen mit Automatikschaltung wird dagegen versucht, möglichst stark zu beschleunigen. Üblicherweise ist dabei das Fahrzeugstabilisierungssystem der Antriebsschlupfregelung (ASR) deaktiviert. In Bild 2 sind die zeitlichen Bewegungsverläufe eines Messpunktes in Fahrzeulgängsrichtung eines Anfahrtmanövers vorwärts dargestellt. Im Allgemeinen zeigt sich der in grau dargestellte zeitliche Verlauf, bei dem das Aggregat in positiver x-Richtung in die Anschläge der Lager geht. Unter bestimmten Bedingungen kommt es allerdings zu einem Aufschwingen des Gesamtsystems, was sich bei den Versuchen vor allem durch das Aufschwingen des Aggregats zeigt.

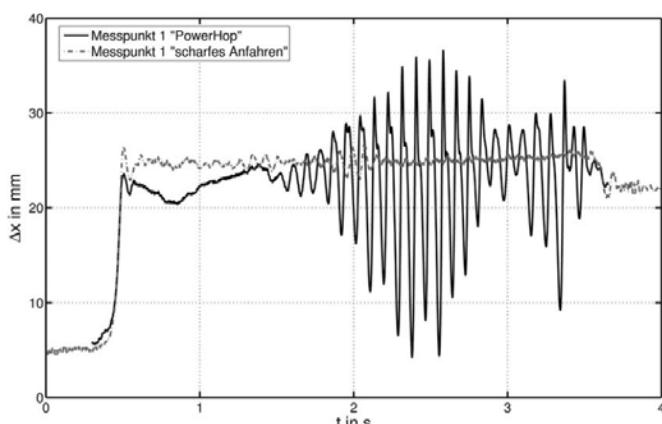


Bild 2: Bewegung eines Messpunktes am Aggregat mit und ohne Power-Hop [2]

Exemplarisch ist ein solcher Bewegungsverlauf in Bild 2 in schwarz dargestellt, wobei deutlich zu erkennen ist, dass die üblichen Bewegungsamplituden übertroffen werden, was zu einem deutlich höheren Bauraumbedarf des Aggregats führt. Dieser Effekt, auch als „Power-Hop“ bezeichnet, wird in [3] als ein vom Reifen angefachtes Schwingen des Fahrwerks und des Antriebsstrangs definiert. Aber auch mit eingeschalteten Fahrzeugstabilisierungssystemen, wie dem ASR, kann es zu diesem Aufschwingen des Aggregats kommen, mehr noch, durch den Eingriff des Systems können die Schwingungen sogar induziert werden, wie es in Bild 3 gezeigt wird.

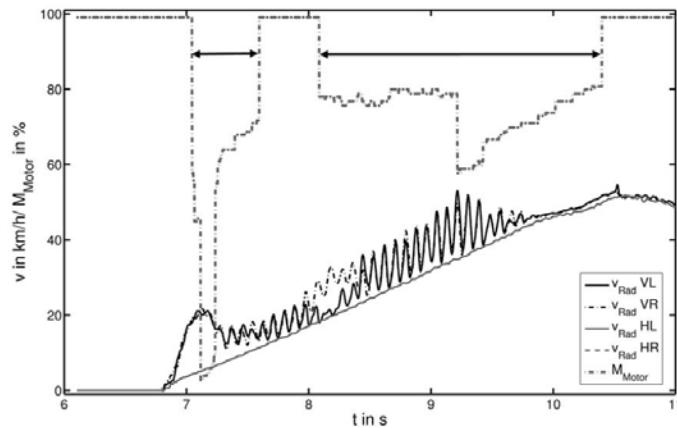


Bild 3: Gemessener zeitlicher Verlauf der Radgeschwindigkeiten bei Eingriffen des Fahrerassistenzsystems ASR [2]

Das Diagramm zeigt die Verläufe der Radgeschwindigkeiten an Vorder- (volle Linien) und Hinterachse (unterbrochene Linien) sowie strichpunktiert das CAN-Bus-Signal des ASR-Eingriffs in den Motormomentenverlauf. Ein Wert von 100% entspricht dabei dem vom Fahrer per Fahrpedalstellung vorgegebenen Motormoment. Erfolgt durch das Schlupfregelsystem ein Eingriff in das Motormanagement, so wird das abzugebende Motormoment entsprechend prozentual reduziert, diese Eingriffsphasen sind in Bild 3 durch Doppelpfeile gekennzeichnet. Zu Beginn des Anfahrmanövers wird eine größere Differenzgeschwindigkeit von Vorder- zu Hinterachse deutlich, die zu einem Eingriff des Stabilitätsregelsystems in die Motorsteuerung führt. Der Eingriff reduziert das Motormoment um etwa 95% bevor über einen Zwischenschritt das Motormoment gemäß der Pedalwertvorgabe (entspricht 100 %) abgegeben werden kann. Durch den Eingriff wird die Differenzgeschwindigkeit verkleinert, allerdings kommt es in der Folge des Eingriffs zu einem Aufschwingen der Radgeschwindigkeitssignale. Auch nach der Freigabe des Motormoments wird keine dämpfende Wirkung deut-

lich. Ein zweiter Eingriff wird aufgrund des Geschwindigkeitsunterschieds an der Vorderachse (links zu rechts) vorgenommen. Als Folge des zweiten Eingriffs schwingen beide Vorderadgeschwindigkeiten phasengleich mit größeren Amplituden. Erst nach einer dritten Reduktion des Motormoments und einer gemäßigten Rückführung klingen die Schwingungen ab. Neben den bereits erwähnten Problemen hinsichtlich des Bauraumbedarfs hat dieser Effekt auch erheblichen Einfluss auf die Fahrsicherheit, den Fahrkomfort und auch auf die Lebensdauer von Fahrwerk-, Aggregatlagerungs- und Karosseriebauteilen. Das Auftreten der Antriebsstrangschwingungen häuft sich bei feuchten bzw. nassen Fahrbahnbedingungen und kann sowohl bei Fahrzeugen mit manuellen wie auch automatisierten Getrieben beobachtet werden. Die genauere Betrachtung dieses Systemverhaltens mit den aufklingenden Schwingungen des Aggregats führt zu dem Schluss, dass es sich dabei um selbsterregte Schwingungen handelt. Diese zeichnen sich dadurch aus, dass sie im eingeschwungenen Zustand während einer Schwingungsperiode einer externen Energiequelle gerade so viel Energie entziehen, dass ihre Dämpfungsverluste ausgeglichen werden. Dabei schwingt das System dann in seiner Eigenfrequenz. Dieses Schwingungsphänomen tritt nicht nur bei Fahrzeugen mit Verbrennungsmotoren mit Front-Quer-Motoranordnung auf, sondern wird auch bei heckgetriebenen Fahrzeugen beobachtet. Ebenso kann es bei einem vergleichbaren Aggregatlagerkonzept bei Elektrofahrzeugen beobachtet werden.

3. Untersuchung im Gesamtfahrzeugversuch

Im Gesamtfahrzeugversuch konnten zunächst drei unterschiedliche Anregungsarten der Aggregatschwingungen identifiziert werden, die unter Umständen durch ein Eingreifen von Fahrerassistenzsystemen induziert werden (vgl. [2]). Die Anregungsarten werden anhand der Bewegungsmessung am Aggregat sowie unter Berücksichtigung der fahrzeuginternen Rad-drehzahlsignale unterschieden, die in Bild 4 zu erkennen sind.

Neben den subjektiven Wahrnehmungen des Fahrers äußern sich die Schwingungen durch deutlich vergrößerte Amplituden in der Aggregatbewegung bei einer Frequenz von $f \approx 11$ Hz. Das Verhalten der Radgeschwindigkeiten weist ebenfalls eine Schwingung mit einer Frequenz von $f \approx 11$ Hz aus und zeigt die Charakteristik einer Stick-Slip-Schwingung, d.h. die Radgeschwindigkeiten der Antriebsräder schwingen bis zu der Fahrzeulgängsgeschwindigkeit. Somit kann dieses Verhalten, was auch anhand von Hochgeschwindigkeitskameraaufnahmen beobachtet wurde, als ein globales Stick-Slip-Verhalten des gesamten Reifens interpretiert werden. Durch die Interpretation der Anregbarkeitsanalyse am vereinfachten Ersatzmodell eines Rotationsschwingers zeigt sich, dass die charakteristische Frequenz von $f \approx 11$ Hz der Eigenfrequenz des geschlossenen Antriebsstrangs gleichzusetzen ist. Um eine

Aussage zur Sensitivität des Systems machen zu können, werden an dem Versuchsfahrzeug Parametervariationen vorgenommen (vgl. [2]).

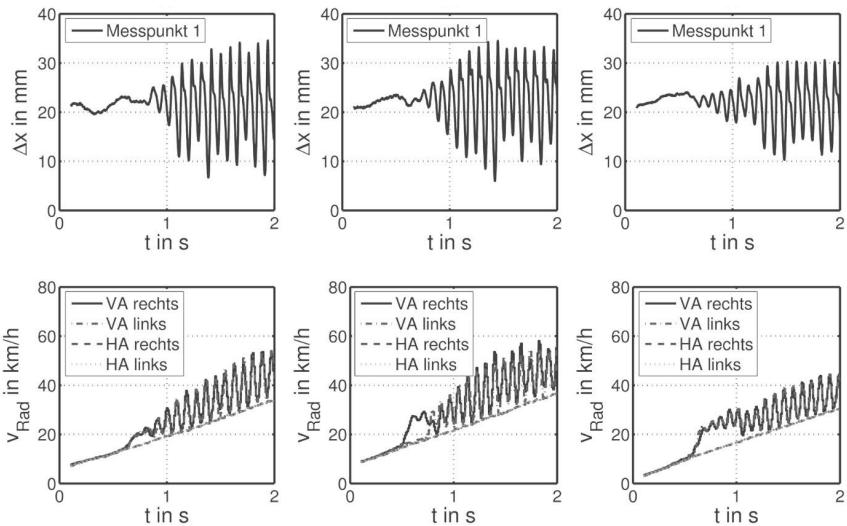


Bild 4: Übersicht der identifizierten Anregungsarten [2]

Bei Fahrversuchen mit Reifen gleicher Größe von einem anderen Hersteller treten die Aggregatschwingungen ebenso auf wie bei einer Variation des Fülldrucks der Reifen. Gleichermassen treten die Schwingungen mit einem Hauptfrequenzanteil von $f \approx 11$ Hz bei Versteifung der Pendelstütze auf. Dabei verringern sich die Bewegungsamplituden deutlich und die Rollachse des Aggregats verschiebt sich in Richtung der negativen z-Achse. Durch die Pendelstützenversteifung können lediglich die Motor- und Getriebelager eine Bewegungsmöglichkeit bieten, sodass bei einer Frequenz von weiterhin $f \approx 11$ Hz davon ausgegangen werden kann, dass diese Steifigkeiten auch bei der normalen Anordnung der Aggregatlagerung die Frequenz bestimmen. Eine qualitative Abschätzung eines negativen Gradienten nach dem maximalen Kraftschlussbeiwert im projizierten μ -S-Diagramm ergibt für Manöver, in deren Verlauf es zu ausgeprägten Antriebsstrangschwingungen kommt, einen größeren negativen Gradienten, als bei Manövern, in deren Folge es lediglich zum Durchdrehen der Räder kommt. Zusammenfassend kommt man bei Betrachtung der Gesamtfahrzeugversuche zu dem Schluss, dass das integrale Kraftschluss-Schlupf-Verhalten des Reifens die Entstehung der Aggregatschwingungen bestimmt.

4. Untersuchung an einem Längsdynamik-Prüfstand

Um die Anfahrmanöver unter reproduzierbaren Konditionen untersuchen zu können, wurde Am Institut für Fahrzeugtechnik und Antriebssystemtechnik (IFAS) der Helmut-Schmidt-Universität Hamburg ein Längsdynamikprüfstand konzipiert und aufgebaut. Der Aufbau des Prüfstands ist in Bild 5 und Bild 6 zu erkennen; die einzelnen Komponenten sind in Tabelle 1 aufgeführt. Innerhalb eines Prüfstandsrahmens wird an einem servohydraulischen Zylinder ein Aggregatrahmen angebracht, an dem das baugleiche Aggregat und die baugleiche Vorderachse im Vergleich zu dem in Kapitel 3 vorgestellten Messfahrzeug montiert sind. Nach dem Prinzip der kinematischen Umkehr bewegen die Antriebsräder eine in der Gesamtmasse auf das Versuchsfahrzeug abgestimmte Fahrbahnkonstruktion, auf der unterschiedliche Fahrbahnoberflächen angebracht werden können. Somit erlaubt der Prüfstand eine Trennung der Antriebs- und Normalkräfte der Reifen, da die Achslast durch den servohydraulischen Zylinder eingestellt wird.

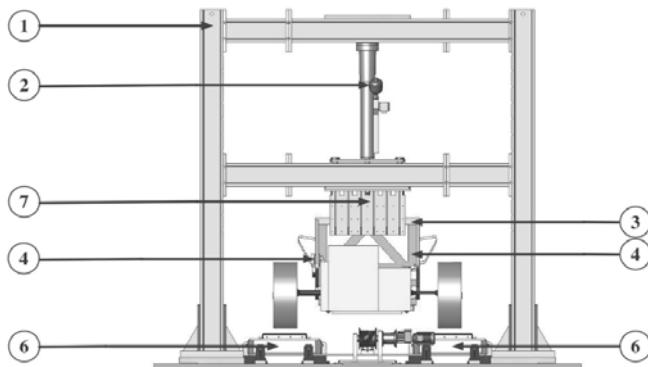


Bild 5: CAD-Modell des Längsdynamikprüfstands (Frontansicht) [2]

Zunächst konnte eine Vergleichbarkeit sowie eine Reproduzierbarkeit der Antriebsstrangschwingungen am Prüfstand zu den Schwingungen im Gesamtfahrzeugversuch nachgewiesen werden, siehe [2]. Im Weiteren wurden die Aggregatschwingungen unter Variation des Achslastniveaus und der Vorgabe des zeitlichen Verlauf der Achslast nachvollzogen (vgl. [2]). Die Untersuchungen auf den unterschiedlichen Fahrbahnoberflächen hat ebenfalls eine Reproduzierbarkeit des Effekts gezeigt. Somit kann davon ausgegangen werden, dass die Antriebsstrangschwingungen im Sinne der Power-Hop-Schwingungen in erheblichem Maße von der integralen Darstellung des Kraftschlussbeiwertes über dem Schlupf des Reifenlatschs beeinflusst wird. Insbesondere

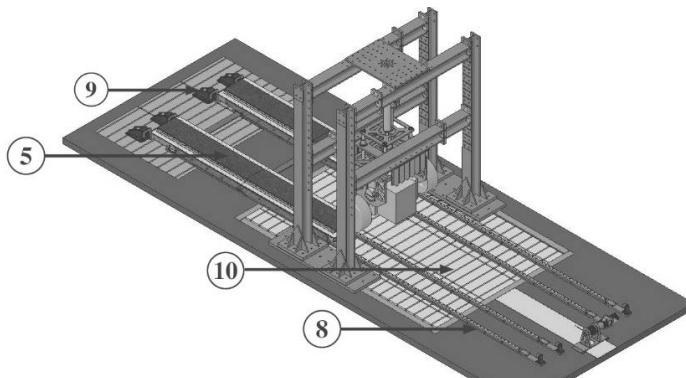


Bild 6: CAD-Modell des Längsdynamikprüfstands (isometrische-Ansicht) [2]

Tabelle 1: Komponenten und Kennwerte des Längsdynamikprüfstands

Position	Bezeichnung	Erläuterung
1	Prüfstandsrahmen	
2	Servohydraulischer Zylinder mit Kraftmessdose	$F_{Zyl,max}=16 \text{ kN}$, $s_{Zyl}=400 \text{ mm}$ $F_{max}=10 \text{ kN}$
3	Tragplatte Aggregatrahmen	
4	Seitenplatten Aggregatrahmen	
5	Fahrbahnkisten	
6	Chassisrahmen mit montierbaren Zusatzgewichten	$m_{Ges}=1120 \text{ kg}$
7	Abstützung Aggregatrahmen	
8	Linearführung	$s = 8200 \text{ mm}$
9	Industriedämpfer	
10	Spannfeld	

der negative Gradient, der sich nach dem Reibwertmaximum einstellt, begünstigt das Auftreten der Antriebsstrang- bzw. Gesamtfahrzeugschwingungen. Als Beispiel sind nachfolgend in Bild 7 die Ergebnisse von Messungen auf einer Asphalt- sowie einer Betonfahrbahnoberfläche zu erkennen. Mit diesem Prüfstand wurde weiterhin eine Möglichkeit geschaffen, den Einfluss von Komponenten auf das Gesamtsystem gezielt zu untersuchen bzw. Systeme zur Bedämpfung oder Unterdrückung der Schwingungen unter definierten Bedingungen zu testen.

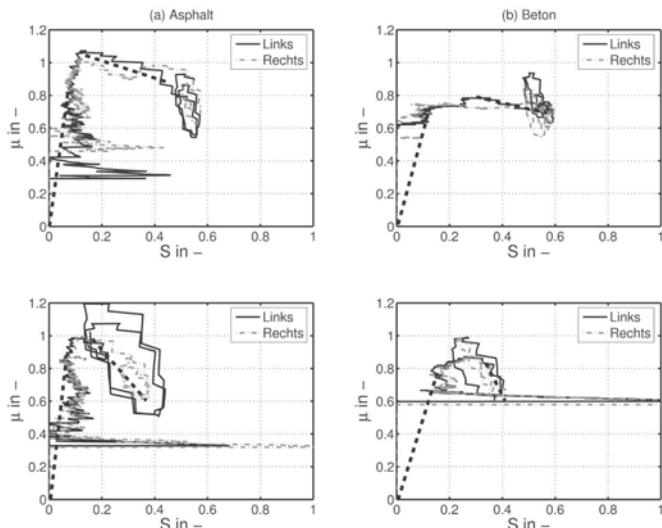


Bild 7: ermittelte μ -S-Kurven auf Asphalt (linke Spalte) und Beton(rechte Spalte) [2]

5. Untersuchung in der Simulation

Die virtuelle Untersuchung des Effekts erfolgte in [2] an einem längsdynamischen Ersatzmodell, bei dem ein Torsionsmodell eines Antriebsstrangs mit einem zweidimensionalen Gesamtfahrzeugmodell gekoppelt wurde. Zur Beschreibung des Reifenverhaltens wurden integrale Kennlinien zur Abbildung des Kraftschluss-Schlupf-Verlaufs sowie ein dreidimensionales Kraftschlusskennfeld als Funktion von Schlupf und Längsgeschwindigkeit implementiert. Dieses Zusammenwirken der Teilmodelle ist in Bild 8 nochmals grafisch dargestellt. Mit dieser Art der Modellbildung konnten die Antriebsstrangschwingungen in vergleichbarer Weise zu den Ergebnissen der Gesamtfahrzeugversuche abgebildet werden. Nach den Erkenntnissen der Gesamtfahrzeugmessungen und der Resultate am Prüfstand wurden die Kraftschlusskennungen als integrale Größen zur Beschreibung des Reifenverhaltens modelliert. Dabei stellten sich die Aggregatschwingungen in Abhängigkeit der definierten Kraftschlusskennungen vergleichbar zu denen im Gesamtfahrzeugversuch beobachteten Schwingungsmustern ein. Exemplarisch ist ein solcher Vergleich in Bild 9 dargestellt. Dabei werden die Radgeschwindigkeit sowie die Motornickbeschleunigung in Versuch (strichpunktiert) und in der Simulation (volle Linie) verglichen. Insbesondere der negative Gradient hinter dem Reibwertmaximum beeinflusst das Systemverhalten in besonderem Maße.

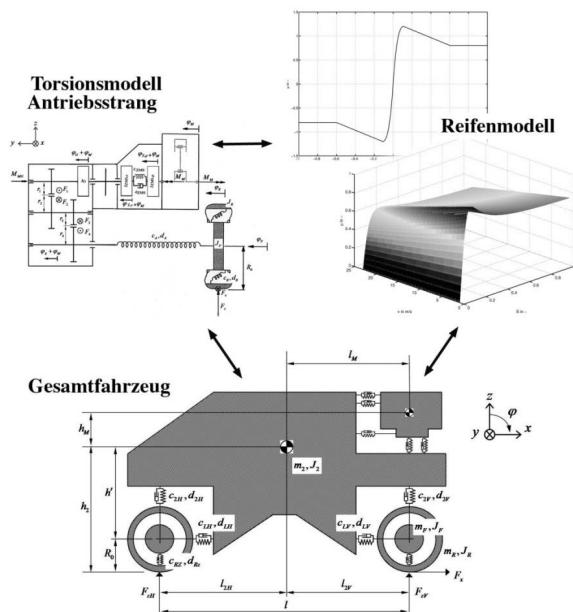


Bild 8: Zusammenhang innerhalb des längsdynamischen Ersatzmodells [2]

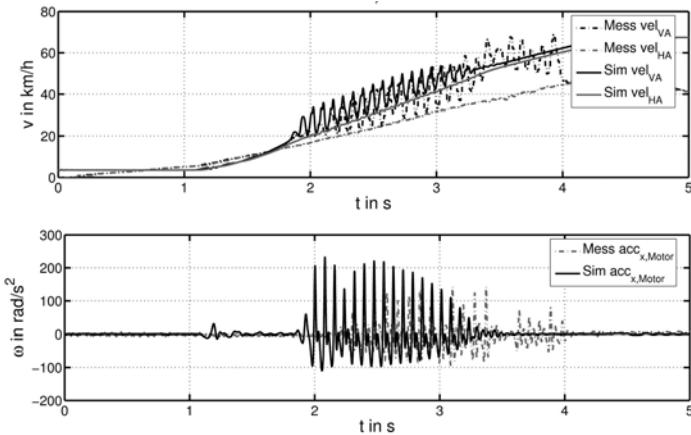


Bild 9: Vergleich gemessener und berechneter Radgeschwindigkeiten (oben) und Motornickbeschleunigung (unten) [2]

6. Diskussion verschiedener Abhilfemaßnahmen

Basierend auf den theoretischen Überlegungen zu selbsterregten Schwingungen und den vorgestellten Ergebnissen lassen sich im Wesentlichen zwei Maßnahmen definieren, die zur Reduktion bzw. Vermeidung dieses Schwingungsphänomens führen. Zum einen muss die externe Energiequelle, die zum Ausgleich der Dämpfungsverluste notwendig ist in der Energiemenge reduziert werden. Zum anderen stellt sich die Frage nach konstruktiven Maßnahmen, um ein weniger empfindliches System zu realisieren.

Zunächst wurde unter Verwendung des in Kapitel 5 vorgestellten Fahrzeugsatzmodells im Anschluss an die nachvollziehbaren Power-Hop-Schwingungen eine einfache Version eines Steueralgorithmus zur Reduktion der Schwingungen durch eine gezielte Reduktion des Motormoments erarbeitet und anhand eines Referenzzustandes in seiner Wirksamkeit untersucht.

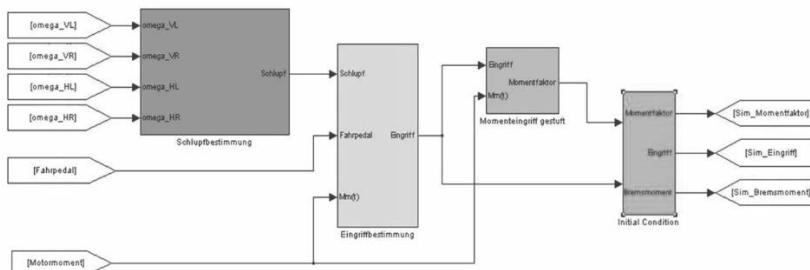


Bild 10: Blockschaltbild des Steueralgorithmus [2]

Als Eingangsgrößen, aus denen ermittelt wird, ob eine Aggregatschwingung vorliegt, dienen die Fahrpedalstellung, das Motormoment, der Schlupfwert der Antriebsachse und die Radfelgendrehbeschleunigung. Die Drehbeschleunigung des Rades wird in einem Detektionsblock zunächst mittels eines Kerbfilters gefiltert. Liegt der bestimmte Differenzwert über einer definierten Eingriffsschwelle und liegt der berechnete Antriebsschlupf gleichzeitig über einem ebenfalls festgelegten Mindestschlupf, so wird das Signal einer Eingriffsanforderung in das Motormoment weitergegeben. Ergänzend dazu kann die Eingriffsanforderung ebenfalls an die Radbremsen weitergeleitet werden, sodass dort ein Bremsmoment aufgeprägt werden kann.

Bei geeigneter Parameterwahl konnte bei Variation des Eingriffsortes (Motormoment, Radbremse) und der Eingriffsform (gestuft, linear) ein bedämpftes Systemverhalten erzielt werden. Dies ist beispielhaft im nachfolgenden Bild 11 gezeigt. Gegenüber einem Power-Hop-

Referenzzustand (grau strichpunktet) ist das Verhalten bei einem gestuften Motormomenteneingriff (schwarz). Dabei ist die Funktionalität des Algorithmus im Wesentlichen von der Eingriffsbestimmung des Fahrzeugstabilisierungssystems ASR bekannt, reagiert aber in der vorgestellten Konfiguration lediglich auf die auftretenden Aggregatschwingungen. In Abhängigkeit der Eingriffsdefinition konnte ein positiver Effekt nachgewiesen werden, der sich auch innerhalb realer Versuchsreihen einstellte.

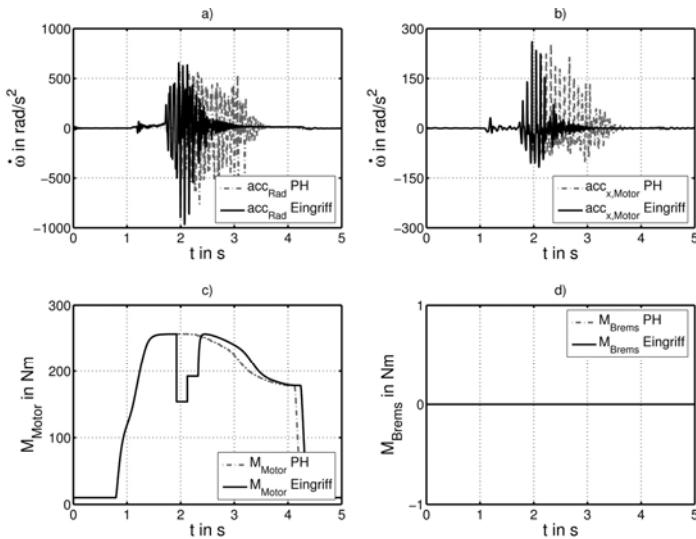


Bild 11: Nachweis der Funktionstüchtigkeit in der Simulation (Vergleich gestufter Eingriff) [2]

Eine wirksame konstruktive Maßnahmen zur Schwingungsreduktion ist zunächst relativ einfach darstellbar: in dem man das Aggregat nicht in Elastomeren lagert, sondern direkt mit der Karosserie verschraubt. Dieses aus dem Motorsport bekannte Prinzip steht aber im Konflikt mit den einleitend beschriebenen Anforderungen an den Fahrkomfort.

Eine Variation des Aggregatlagerungskonzepts mit Elastomerlagern wie z.B. der Schritt von einer Dreipunktpendellagerung zu einer Vier- oder Fünfpunktlagerung bietet ebenfalls keine Möglichkeit das Phänomen zu verhindern. Zusätzlich würden die Kosten durch den Mehraufwand in der Konstruktion höher.

Erfolgsversprechend dagegen ist eine Kombination aus den beiden Ansätzen: ein fahrmanöverabhängiges Fixieren des Aggregats. Bei schärferen Anfahrvorgängen wird das Aggregat fixiert und ansonsten im regulären Fahrbetrieb soll eine Entkopplung von Aggregat und Ka-

rosserie durch Elastomere sichergestellt werden. Diese Möglichkeit bilden schaltbare bzw. (semi-)aktive Aggregatlager. Aus Sicht eines Fahrzeugherstellers sollte bei einem wirtschaftlichen Mehraufwand aber nicht nur ein Fahrbetriebsfall behoben werden sondern möglichst weitere positive Effekte erzielt werden. Sowohl semiaktive Systeme wie zum Beispiel magneto-rheologische Aggregatlager [4] wie auch aktive Aggregatlager [5] sind bereits bei Fahrzeugen im Einsatz. Bezuglich Power-Hop sei dabei insbesondere auf das „PADM“-Lagerkonzept von Porsche hingewiesen (siehe [4]). Bei diesem System handelt es sich um ein Lagerungssystem mit zwei magneto-rheologischen Lagern (MR-Lager), die im Falle eines schnellen Anfahrens gezielt die Lager verstauen um die selbsterregten Schwingungen des Gesamtfahrzeugs zu vermeiden.

In Fahrzeugen mit Front-Quer-Motoranordnung kommen diese MR-Lagerkonzepte zur Vermeidung der selbsterregten Schwingungen aber noch nicht serienmäßig zum Einsatz. Voruntersuchungen in höherwertigen MKS-Gesamtfahrzeugsimulationen und in ersten realen Fahrversuchen haben jedoch bereits einen Hinweis auf einen positiven Einfluss aufgezeigt.

7. Zusammenfassung und Ausblick

Bei einem scharfen Anfahrtmanöver kann es, vor allem in Abhängigkeit der Fahrbahnkonditionen, zu selbsterregten Schwingungen des Antriebsstrangs und des Fahrwerks kommen. Dieser, auch als „Power-Hop“ bezeichnete, Effekt hat neben einem erhöhten Bauraumbedarf des Aggregats auch Einfluss auf die Fahrsicherheit, den Fahrkomfort und auf die Betriebsfestigkeit verschiedener Komponenten. Im Rahmen dieser Arbeit sind ganzheitliche Untersuchungen dieser Art der Antriebsstrangschwingung unter besonderer Berücksichtigung des Reifeneinflusses vorgenommen und die Ergebnisse bewertet worden. Anhand der Gesamtfahrzeugversuche konnten zunächst drei Anregungsarten der Aggregatschwingungen definiert werden, die sich vor allem durch den Verlauf der Radgeschwindigkeiten unterscheiden. Basierend auf den Versuchsergebnissen wurden ebenso die Bewegungsformen ermittelt, die die Anregung der ersten Triebstrangeigenfrequenz bestätigen.

Ein wesentlicher Nachteil der Untersuchungen im Gesamtfahrzeug stellt die starke Beeinflussung der Resultate durch die Versuchsbedingungen dar. Um den Effekt unter definierten und konstanten Umweltbedingungen untersuchen zu können, wurde ein Längsdynamikprüfstand konzipiert und in Betrieb genommen. Dieser ermöglicht neben der Reproduzierbarkeit der Schwingungen eine getrennte Einstellung der Längs- und Vertikalkräfte sowie die Berücksichtigung verschiedener Fahrbahnoberflächen. Es konnte die Vergleichbarkeit zu Ergebnissen aus dem Gesamtfahrzeugversuch und eine Reproduzierbarkeit der Resultate am Prüfstand gezeigt werden. Ebenso konnte ein Auftreten der Aggregatschwingungen bei un-

terschiedlichen Radlastfunktionen und auf unterschiedlichen Fahrbahnoberflächen nachgewiesen werden. Nach der Betrachtung der Kraftschluss-Schlupf-Kurven kann davon ausgegangen werden, dass der negative Gradient nach dem maximalen Kraftschlussbeiwert einen Einfluss auf das Auftreten der Schwingungen hat. Unter der Berücksichtigung dieser Prüfstandsergebnisse und in Anlehnung an [3] wurde in einem längsdynamischen Ersatzmodell das Reifenverhalten als globale -Schlupf-Kennung implementiert, womit das Auftreten der Schwingungen auch in der Simulation untersucht werden konnte. Die Ergebnisse der Simulation zeigen eine qualitativ sehr gute Übereinstimmung mit den Ergebnissen des Fahrversuchs, auch hinsichtlich der Abbildung des Power-Hops, sodass an diesem Fahrzeugmodell ein einfacher Steueralgorithmus zur Bedämpfung der Aggregatschwingungen getestet werden konnte.

Neben virtuellen Untersuchungen zu den (semi-)aktiven Lagerungskonzepten stellt vor allem der Längsdynamikprüfstand in zukünftigen Arbeiten ein wichtiges Hilfsmittel dar. Zum einen können Bauteile wie z.B. die Lagerung variiert und der Einfluss auf das Gesamtverhalten betrachtet werden. Zum anderen kann zusammen mit dem längsdynamischen Ersatzmodell eine Software-in-the-Loop-Testumgebung für einen Eingriffsregler aufgebaut werden und die Wirksamkeit der Regelung reproduzierbar und vielfältig untersucht werden. Darauf aufbauend ergibt sich die Möglichkeit einen integralen Regler für die Lager und den Kontrollalgorithmus zu entwickeln und zu plausibilisieren. Insbesondere auch hinsichtlich der zukünftigen Entwicklungen wie Hybridfahrzeuge und den rein elektrisch angetriebenen Fahrzeugen.

- [1] Wojke, B.; Fuhrmann, J.: Dynamische Bauraumuntersuchungen. Berechnung und Simulation im Fahrzeugbau (2002), VDI-Berichte Nr. 1701, S.495-515.
- [2] Engel, D.: Analyse selbsterregter Gesamtfahrzeugschwingungen in der dynamischen Bauraumuntersuchung. Aachen: Shaker Verlag 2010
- [3] Halbmann, W.; Hölscher,M.: Power Hop – Durch den Reifen angefachte Schwingungen von Fahrwerk und Antriebsstrang. Fortschritte der Fahrzeugtechnik, Bd. 1, Fahrzeugdynamik (1988), S.83-109.
- [4] N.N.: Porsche 911 GT3 (2009), Porsche Engineering Magazine 2/2009, S.10-13
- [5] Römling, S.; Vollmann, S.; Kolkhorst, T.: Das Aktive Motorlagerungssystem im Neuen Audi S8. MTZ Motortech Z (2013) 74: S.54-59

Multivariate Auffälligkeitserkennung zur Zustandsüberwachung von Maschinen

Schadenserkennung durch Überwachung der spektralen Gestalt

Multivariate Anomaly Detection for Machine Condition Monitoring

Defect Detection through Monitoring Spectral Shape

Dr.-Ing. Oliver Webber, FAG Industrial Services GmbH, Herzogenrath

Kurzfassung

Schwingungsbasierte Zustandsüberwachung basiert auf der Extraktion von Merkmalen aus wiederholt gemessenen Schwingungssignalen. Aus diesen Merkmalen werden Trendverläufe gebildet, die typischerweise einzeln auf Schwellwertüberschreitungen überwacht werden. Korrelationen zwischen den Trendverläufen werden üblicherweise nicht berücksichtigt. Dieser Beitrag stellt Methoden für die multivariate Überwachung von Schwingungssignalen zur Erkennung von Zustandsveränderungen vor. Die Vorgehensweise berücksichtigt im Gegensatz zu klassischen univariaten Verfahren Korrelationen zwischen den Merkmalen der Schwingungssignale, reduziert den Überwachungsaufwand und verbessert die Zuverlässigkeit der Erkennung von Auffälligkeiten.

Abstract

Vibration-based condition monitoring uses features extracted from repeatedly measured vibration signals. The feature time series are individually monitored with respect to exceeding given limit values. Correlations between the features are usually not considered. This contribution presents methods for vibration-based multivariate condition monitoring of machines. In contrast to the conventional univariate approach, feature correlations are taken into account, the effort for setting up the monitoring task is reduced and defect detection reliability is improved.

1. Einleitung

Schwingungsmessung und -analyse sind etablierte Verfahren zur Zustandsüberwachung von Maschinen. Beginnende mechanische oder elektrische Schäden führen im Betrieb zu einer Veränderung der Anregung der Maschinenstruktur und/oder zu einer Veränderung der Übertragungsstrecke zwischen Anregungsort und Sensorposition. Hieraus resultieren entsprechende Veränderungen der Schwingungssignale, die an der Maschinenoberfläche gemessen werden können.

Für eine Vielzahl von Schäden, wie z. B. Wälzlagerschäden oder Verzahnungsschäden, existieren spezielle Algorithmen mit denen sich Defekte anhand dieser Signale im Frühstadium erkennen und in ihrer Entwicklung beobachten lassen [1]. Diese Verfahren ermöglichen die rechtzeitige Planung von Instandhaltungsmaßnahmen und die Vermeidung ungeplanter Stillstände.

Zur Erkennung von Maschinenschäden für die keine speziellen Diagnoseverfahren verfügbar sind, werden üblicherweise allgemeine Eigenschaften der aufgezeichneten Schwingungssignale, wie z. B. der Effektivwert, ermittelt und überwacht. Die Überwachung erfolgt in der Regel univariat, d.h. für jedes Merkmal einzeln. Bei einer größeren Anzahl von Merkmalen und mehreren Messstellen pro Anlage führt diese Vorgehensweise in der Praxis schnell zu einem hohen Aufwand für die Festlegung und Anpassung von Alarmschwellen zur Vermeidung von Fehlalarmen.

Dieser Beitrag stellt Methoden zur multivariaten Überwachung von Schwingungssignalen mit dem Ziel der Erkennung ungewöhnlicher Veränderungen des Maschinenzustands vor. Anstelle der üblichen Zeitbereichskennwerte zur Erkennung von Zustandsveränderungen wird die Verwendung von Audiomerkmale untersucht, die die Gestalt des Schwingungssignalspektrums beschreiben. Die ausgewählten Audiomerkmale werden durch multivariate Methoden zu einem Kennwert zusammengefasst, der einfach überwacht werden kann. Die Vorgehensweise berücksichtigt im Gegensatz zur klassischen univariaten Vorgehensweise Korrelationen zwischen den Merkmalen der Schwingungssignale, reduziert den Aufwand zur Einrichtung der Überwachungsaufgabe und verbessert die Zuverlässigkeit der Erkennung von Auffälligkeiten. Die Wirksamkeit der Methoden wird an Beispielen aus der Praxis demonstriert

2. Klassische Merkmale aus Schwingungssignalen

Schäden an Maschinen mit rotierenden Komponenten lassen sich meist daran erkennen, dass das Betriebsgeräusch lauter oder stärker stoßbehaftet wird. Zur Erkennung der Änderung des Maschinenzustandes bieten sich daher Merkmale zur Beschreibung der Signalleistung oder der Signalform an, wie z. B. der Effektivwert, der Spitzenwert, der Scheitelfaktor oder die Kurtosis [1, 2].

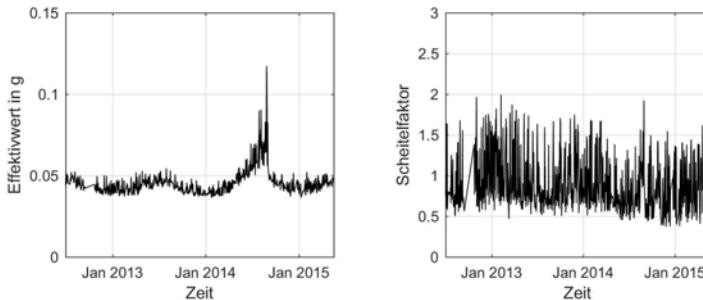


Bild 1: Effektivwert und Scheitelfaktor im Verlauf einer Schadensentwicklung gemessen an einer Windkraftanlage.

Bild 1 zeigt exemplarisch die Zeitverläufe des Effektivwertes und des Scheitelfaktors der Beschleunigung, gemessen einmal pro Tag an einer Windkraftanlage. Zu erkennen sind sowohl tägliche als auch saisonale Schwankungen. Ab Mitte 2014 ist ein Anstieg des Effektivwertes zu verzeichnen, der auf eine Änderung des Maschinenzustands schließen lässt. Die Schwankung des Effektivwertes mit den Betriebsbedingungen erschwert eine frühzeitige Detektion. Auf den Scheitelfaktor des Schwingungssignals hat der Schaden in diesem Stadium keinen erkennbaren Einfluss.

3. Audiomerkmale zur Charakterisierung der Gestalt des Spektrums

Eintretende Schäden können einerseits anhand des Zeitverlaufs derartiger Merkmale detektiert werden. Andererseits erkennt der Experte beginnende Schäden auch anhand von Änderungen der Gestalt des Spektrums (siehe Bild 2).

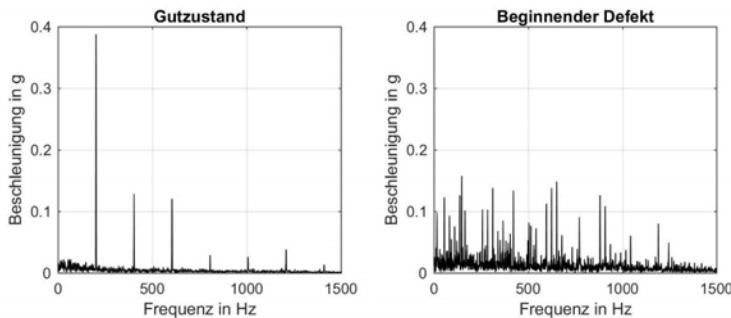


Bild 2: Hüllkurvenspektren zweier Schwingungssignale gemessen im Gutzustand (links), und bei Schadenseintritt (rechts).

Bild 2 zeigt die Hüllkurvenspektren zweier Beschleunigungssignale gemessen an derselben Messstelle im Gutzustand einer Anlage (links) und bei beginnendem Schadenseintritt (rechts). Im Gutzustand ist im Hüllkurvenspektrum klar eine Harmonischenstruktur zu erkennen, die sich auf eine benachbarte Zahnradpumpe zurückführen lässt. Mit beginnendem Defekt maskiert die zusätzliche Anregung durch den Schaden das Signal der Zahnradpumpe und das Hüllkurvenspektrum zeigt eine deutlich sichtbare Veränderung. Eine Überwachung des Effektivwertes hätte zu diesem Zeitpunkt allerdings den Schaden noch nicht erkannt.

Für die Audiosignalverarbeitung sind zahlreiche Merkmale entwickelt worden, mit denen Musikstücke klassifiziert und segmentiert werden können. Eine Gruppe dieser Merkmale dient der Beschreibung der Form des Spektrums. Die Form des Spektrums ist eng verknüpft mit der Klangfarbe, die z. B. typisch für ein Instrument ist. Die Klangfarbe charakterisiert das Signal unabhängig von Lautstärke und Tonhöhe.

Bei Maschinen mit rotierenden Komponenten variieren viele Anteile des Körperschalls hinsichtlich Leistung und Frequenz, entsprechend Laustärke und Tonhöhe, mit der Drehzahl. Diese Audiomerkmale wären somit gute Kandidaten für die Charakterisierung der Körperschallsignale mit dem Vorteil einer geringen Abhängigkeit von den Betriebsbedingungen. Eine schadensbedingte Änderung der Gestalt des Spektrums, wie in Bild 2 dargestellt, sollte sich durch eine veränderte Kombination der Audiomerkmale bemerkbar machen. Als Merkmale zur Charakterisierung der Körperschallsignale wurden die folgenden Audiomerkmale gewählt:

- Spectral Flatness
- Spectral Slope
- Time Zero Crossing Rate
- Spectral Skewness
- Spectral Centroid
- Time Predictivity Ratio
- Spectral Crest
- Spectral Decrease
- Spectral Spread
- Spectral Rolloff

Neben den spektralen Merkmalen zur Charakterisierung der Klangfarbe wurden ergänzend zwei Zeitbereichskennwerte hinzugezogen. Hinsichtlich der Definition dieser Merkmale sei auf Lerch [3] verwiesen.

4. Univariate Überwachung

Zur Erkennung einer Veränderung des Maschinenzustands werden für die Merkmale der Schwingungssignale einzelne Grenzwerte festgelegt. Schwellwertüberschreitungen lösen Warnungen oder Alarne aus und zeigen somit einen auffälligen Maschinenzustand an. Damit Einzelereignisse nicht zu Fehlalarmen führen, können Verfahren verwendet werden, die eine Alarmierung erst nach mehrmaligem Überschreiten eines Grenzwertes auslösen. Bild 3 illustriert die Alarmierung anhand der zeitlichen Entwicklung des Effektivwertes.

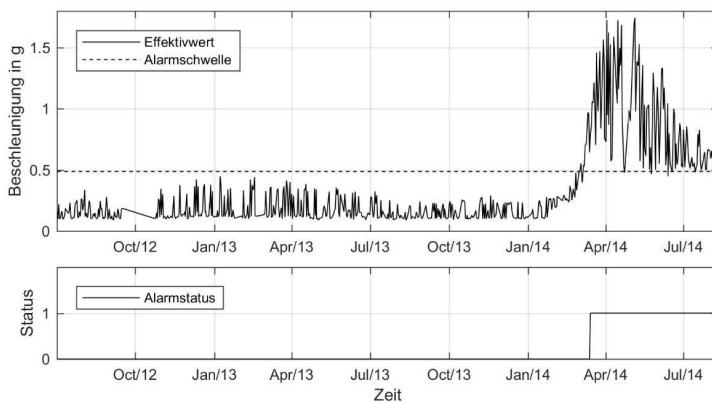


Bild 3: Zeitverlauf des Effektivwertes, Alarmschwelle und Alarmzustand

5. Multivariate Auffälligkeitserkennung

Merkmale aus Schwingungssignalen sind oft miteinander korreliert, d. h. sie variieren nicht unabhängig voneinander. Falls Merkmalsverläufe einzeln, d. h. univariat, auf Grenzwertüberschreitung überwacht werden, wird die Information, die im Zusammenhang zwischen den

Merkmals enthalten ist, zur Überwachung nicht genutzt. Bild 4 zeigt anhand eines einfachen Beispiels den Vorteil multivariater im Vergleich zu univariater Auffälligkeitserkennung.

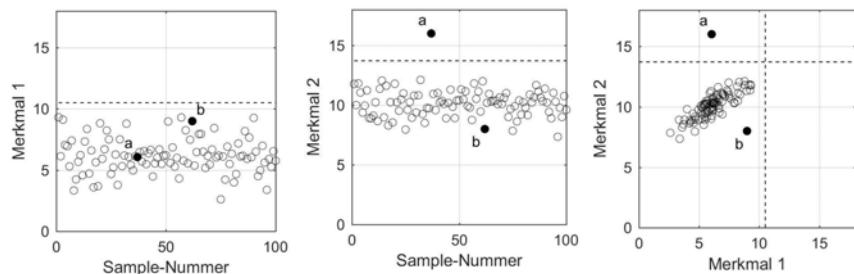


Bild 4: Univariate und multivariate Auffälligkeitserkennung im Vergleich. Kreise: Messdaten, ausgefüllte Kreise: auffällige Messdaten. Links: Merkmal 1 – keine erkennbare Auffälligkeit. Mitte: Merkmal 2 – eine erkennbare Auffälligkeit a. Rechts: Merkmal 2 über Merkmal 1: zwei erkennbare Auffälligkeiten a und b.

In Bild 4 sind die Zeitverläufe zweier Merkmale 1 und 2 (links und Mitte) sowie Merkmal 2 in Abhängigkeit von Merkmal 1 (rechts) abgebildet. In den Messdaten sind zwei auffällige Messpunkte a und b enthalten. Zusätzlich sind Grenzen im Abstand von drei Standardabweichungen vom Mittelpunkt der Stichproben eingezeichnet. In der univariaten Betrachtung von Merkmal 1 lassen sich die auffälligen Messpunkte nicht erkennen, da beide Punkte hinsichtlich Merkmal 1 unauffällig bzgl. des gesamten Streubereichs von Merkmal 1 sind. In der mittleren Grafik lässt sich Messpunkt a als Auffälligkeit erkennen, da dieser Punkt deutlich außerhalb des Streubereichs der übrigen Daten liegt. In der Merkmalsraumdarstellung (rechts) ist deutlich zu sehen, dass die Merkmale 1 und 2 miteinander korreliert sind. Darüber hinaus lassen sich beide Messpunkte a und b optisch einfach als Auffälligkeiten identifizieren. Dieser Sachverhalt kann durch multivariate Verfahren zur Verbesserung der Zustandsüberwachung genutzt werden.

Hierzu werden in einer Trainingsphase die Streubereiche unterschiedlicher Merkmale unter Berücksichtigung ihrer Korrelationen für den Gutzustand der überwachten Maschine gelernt. Durch Vergleich der Merkmale einer aktuellen Messung mit dem gelernten Gutzustand kann im Merkmalsraum der Grad der Auffälligkeit der aktuellen Messung quantitativ bewertet und zur Überwachung genutzt werden. Im Folgenden werden hierzu zwei Verfahren exemplarisch vorgestellt.

6. Multivariate Zustandsbewertung I: Mahalanobis Distanz

Ein einfaches Verfahren zum Erlernen des Normalzustandes und zur Erkennung von Auffälligkeiten nach Bild 4 ist die Überwachung der Mahalanobis Distanz [4]

$$r = \sqrt{(\mathbf{x} - \boldsymbol{\mu})^T \mathbf{S}^{-1} (\mathbf{x} - \boldsymbol{\mu})}$$

mit dem Merkmalsvektor \mathbf{x} , dem Mittelwert $\boldsymbol{\mu}$ und der Kovarianzmatrix \mathbf{S} . Kovarianzmatrix \mathbf{S} und Mittelwert $\boldsymbol{\mu}$ werden in der Trainingsphase anhand der Merkmale der Schwingungssignale bestimmt und repräsentieren die Verteilung der Merkmale für den bekannten Gutzustand der Maschine. Merkmalsvektor \mathbf{x} wird aus dem aktuellen Schwingungssignal berechnet und beschreibt die Lage des aktuellen Messpunktes im Merkmalsraum. Die Mahalanobis Distanz r der aktuellen Messung repräsentiert den euklidischen Abstand des aktuellen Messpunktes vom Mittelpunkt $\boldsymbol{\mu}$ der Verteilung der Trainingsdaten, skaliert unter Berücksichtigung der Streuung der Trainingsdaten.

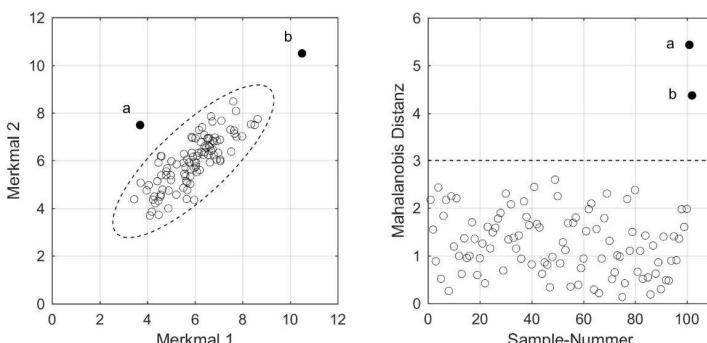


Bild 5: Links: Multivariate Normalverteilung mit eingezeichneter Ellipse für die Mahalanobis Distanz $r = 3$ und zwei auffällige Messpunkte a und b. Rechts: Mahalanobis Distanzen der Trainingsdaten und der Messpunkte a und b.

Bild 5 illustriert das Verfahren unter Annahme einer multivariaten Normalverteilung als Trainingsdatenmenge und zwei exemplarischen auffälligen Messpunkten a und b. Die gestrichelte Linie in der linken Darstellung repräsentiert die Ellipse auf der sich alle Punkte mit einer Mahalanobis Distanz von $r = 3$ bzgl. des Mittelpunktes $\boldsymbol{\mu}$ der Trainingsdaten befinden. Im eindimensionalen Fall entspräche dies dem Abstand von drei Standardabweichungen vom Mittelwert. Die rechte Grafik zeigt, dass die auffälligen Messpunkte a und b anhand der Mahalanobis Distanz deutlich von den Trainingsdaten zu unterscheiden sind. Sofern die Verteilung der Trainingsdaten sich ausreichend gut durch eine mehrdimensional verallgemeinerte

Ellipse beschreiben lässt, kann mit Hilfe der Mahalanobis Distanz eine Vielzahl von Merkmalen zusammengefasst und zur Charakterisierung der Auffälligkeit eines Messpunktes verwendet werden. Der Zeitverlauf dieses Kennwertes lässt sich mit herkömmlichen Methoden auf Grenzwertüberschreitungen überwachen und zur Detektion auffälliger Maschinenzustände verwenden.

7. Multivariate Zustandsbewertung II: *k-nearest neighbor (kNN) Score*

Das oben beschriebene distanzbasierte Verfahren berücksichtigt die Verteilung der Trainingsdaten zusammengefasst durch den Mittelwert und die Kovarianzmatrix. Bei Trainingsdatensätzen, die eine komplexere Gestalt im Merkmalsraum aufweisen, kann man die Auffälligkeitserkennung verbessern, indem lokale Eigenschaften der Verteilung berücksichtigt werden. Hierzu wurde in Anlehnung an den *local outlier factor* (LOF) [5] ein vereinfachtes Verfahren implementiert, das auf dem *k-nearest neighbour (kNN)* Ansatz beruht.

Für einen Punkt P kann die lokale Dichte als Kehrwert des mittleren Abstandes zu seinen k nächsten Nachbarn im Trainingsdatensatz bestimmt werden. Analog kann die mittlere Dichte in der Umgebung des Punktes P als Mittelwert der lokalen Dichten seiner k nächsten Nachbarn $N_{1..k}$ bestimmt werden. Verwendet man das Verhältnis der mittleren Dichte in der Umgebung des Punktes P zur lokalen Dichte im Punkt P als Kennwert *kNN Score*, so ergeben sich Werte nahe 1 für Messpunkte P , die im Bereich der Trainingsdatensetze liegen. Mit steigender Distanz des Punktes P zur Trainingsdatensetze reduziert sich die lokale Dichte in diesem Punkt und der Kennwert *kNN Score* steigt.

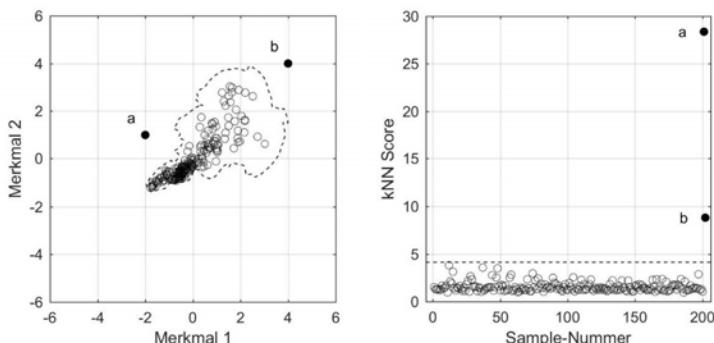


Bild 6: Links: Verteilung der Merkmale 1 und 2 eines realen Trainingsdatensatzes und zwei Auffälligkeiten a und b. Rechts: Verlauf des dichtebasierter *kNN Score*.

Bild 6 illustriert das Verfahren anhand der gemeinsamen Verteilung zweier Merkmale eines realen Trainingsdatensatzes und zwei auffälligen Messpunkten a und b. Im Merkmalsraum (links) sind die auffälligen Punkte a und b optisch gut von den Trainingsdaten zu unterscheiden. Der *kNN Score* für die Trainingsdaten (Bild 6, rechts) schwankt um den Wert 1. Die Score-Werte für die Punkte a und b heben sich deutlich von den Trainingsdaten ab. Die eingezeichnete Grenze bei einem Score-Wert von ca. 4 entspricht dem Verlauf der gestrichelten Linie im Merkmalsraum (links). Im Bereich hoher Trainingsdatendichte verläuft die Entscheidungsgrenze näher an der Trainingsdatenmenge. Im Bereich geringer Datendichte und folglich weniger Information über den Verlauf der Grenze des Gutzustands, verläuft die Grenze in größerer Entfernung. Der dichtegebasierte Ansatz berücksichtigt somit bessere die konkrete Verteilung der Trainingsdatenmenge. Analog zur Mahalanobis Distanz kann auch der Zeitverlauf des *kNN Scores* zur Erkennung von auffälligen Maschinenzuständen auf Grenzwertüberschreitungen überwacht werden.

8. Ergebnisse

Die Beurteilung der ausgewählten Verfahren erfolgte anhand von 43 Praxisbeispielen aus verschiedenen Applikationen, für die wiederholte Schwingungsmessungen über längere Zeiträume zur Verfügung standen. Zu den Schwingungssignalen wurden Hüllkurvensignale berechnet. Aus den Rohsignalen und den Hüllkurvensignalen wurden wiederum die Audiomerkmale extrahiert, Effektivwerte berechnet, und die Zeitverläufe der Mahalanobis Distanzen und des *kNN Scores* bestimmt. Die Verläufe der Effektivwerte und der Kennwerte aus den multivariaten Methoden wurden identisch auf Grenzwertüberschreitungen überwacht, um Auffälligkeiten zu detektieren. Bild 7 zeigt, getrennt nach den Ergebnissen für die Roh- und Hüllkurvensignale, eine Gesamtübersicht für die verschiedenen Methoden.

Links von der vertikalen Trennlinie sind 36 Fälle dargestellt, bei denen die Überwachungsobjekte mechanische oder elektrische Auffälligkeiten entwickelten. In den 7 Fällen rechts von der Trennlinie sind während der Überwachung keine Auffälligkeiten aufgetreten. Symbole unterhalb der horizontalen Trennlinie zeigen an, dass die zugehörige Methode keine Zustandsänderung detektiert hat. Symbole oberhalb der Trennlinie markieren die Zeitpunkte der Detektion. Keine der Methoden lieferte falsch positive Ergebnisse. Hinsichtlich der richtig positiven Ergebnisse zeigen die multivariaten Verfahren auf Basis der Audiomerkmale deutlich bessere Ergebnisse als die Überwachung des Effektivwertes.

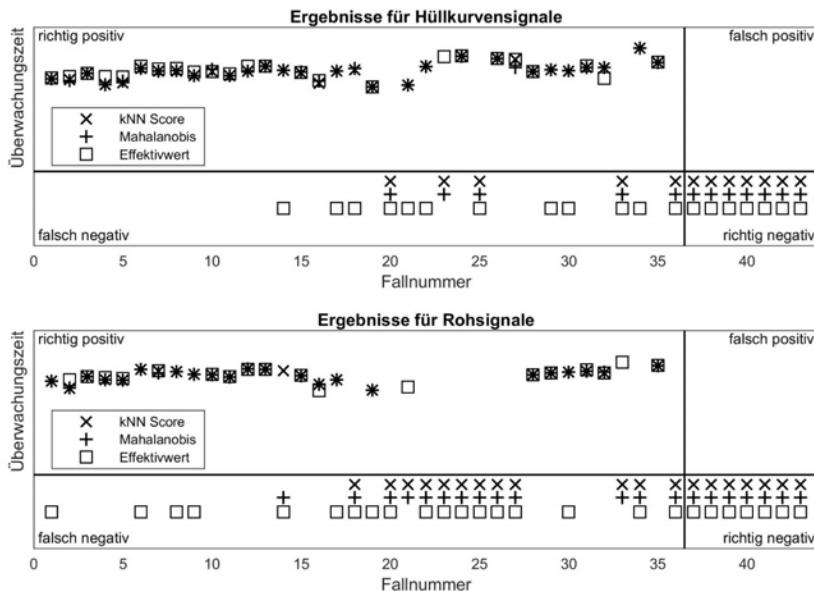


Bild 7: Gegenüberstellung der Überwachungsergebnisse. Erläuterung, siehe Text.

9. Zusammenfassung

Zustandsänderungen von Maschinen machen sich durch ein verändertes Schwingungsverhalten bemerkbar, dass anhand eines Effektivwertanstieges oder anhand eines untypischen Spektrums detektiert werden kann. Zur Überwachung der Gestalt des Spektrums werden in diesem Beitrag zehn Merkmale aus dem Bereich der Audiosignalverarbeitung zusammen mit zwei multivariaten Analysemethoden vorgeschlagen. Die multivariaten Methoden erlauben es, anhand der Audiomerkmale die Auffälligkeit des momentanen Maschinenzustandes in Relation zu einem gelernten Gutzustand zu quantifizieren. Der resultierende Kennwert kann einfach auf Veränderungen überwacht werden, um auffällige Maschinenzustände zu detektieren. Die Wirksamkeit im Vergleich zur Überwachung des Effektivwertes wird anhand von Praxisbeispielen illustriert.

10. Literatur

- [1] Randall, R. B.: Vibration Based Condition Monitoring. Wiley 2011
- [2] VDI 4550 Blatt 1:2017-04 Schwingungsanalysen – Verfahren und Darstellung der Ergebnisse – Begriffe und grundlegende Verfahren. Berlin: Beuth Verlag
- [3] Lerch, A.: An Introduction to Audio Content Analysis. Wiley 2012
- [4] Duda, R. O.; Hart, P. E.; Stork, D. G.: Pattern Classification. Wiley 2001
- [5] Breunig, M. M.; Kriegel, H.-P.; Ng, R. T.; Sander, J.: LOF: Identifying Density-Based Outliers. Proc. 2000 ACM SIGMOD International Conference on Management of Data 29 (2000) 2 S. 93-104

Softwarestrukturen und Methodiken zur automatisierten vertieften Wälzlagerdiagnose

Wälzlagerdiagnose mittels automatischer Diagnose-Software zur Entlastung der Praktiker und erfahrenen Diagnostiker in der wachsenden Datenflut

Dipl.-Ing. **Dieter Franke**, Ingenieurbüro Dieter Franke, Dresden;
Dr. Ing. **Jakob Krause**, Conimon GmbH, Dresden

1.1 Kurzfassung

Die Erkennung von Wälzlagerschäden und -fehlern ist eine Kernaufgabe der vorausschauenden Instandhaltung. Bei der hier vorgestellten Softwarelösung zur automatisierten Wälzlagerdiagnose wird anwendungsbezogen ein breiterer Ansatz verfolgt, der nicht nur auf die selbsttätige Detektion von Wälzlagerschäden nach VDI 3832 abzielt. Auch die Erkennung von verursachenden Wälzlagerfehlern wird als Ziel verfolgt, was für den Anwender langfristiger wichtiger ist um Wiederholungen von Schadensfällen zu vermeiden.

Die angewendeten Signalanalysemethodiken werden beispielhaft und anhand von Anwendungsfällen vorgestellt. Einheitlich nach VDI 3832 strukturierte Trend- und Signalanzeigemasken sollen dem Diagnostiker dabei vertiefende Einsichten in die Entscheidungsfindung der Software nach dem Modell einer „Glass-Box“ („White-Box“) ermöglichen und so den ansonsten automatisch ablaufenden Diagnoseprozess in der Diagnosesoftware nachvollziehbar und einstellbar zu machen.

Die Softwarelösung verfolgt einen universellen Ansatz und bietet dem Anwender anderer CM-Systeme die Möglichkeit über ein Importmodul Signale zur fallweisen vertieften automatisierten Wälzlagerdiagnose zu laden. Dafür stehen ihm zur schnellen Verifizierung typisierte Wälzlager-Anwendungsklassen wie Last- und Geschwindigkeitsklassen zur Verfügung. So werden Voraussetzungen geschaffen mit der Software an typisier- und standardisierbaren Eingabedaten anzuknüpfen, vereinheitlichte Signalformate und -header zu verwenden und so zukünftig Kompatibilität zu Industrie-4.0-Anwendungen zu schaffen.

Weiterhin wird eine neuartige Methodik der radialen und axialen Messung und Signalanalyse des Körperschalls der Wälzlager direkt an einem Rotor mit Testmessungen erstmalig hier vorgestellt. Dazu werden die Ursachen der verschiedenen Signalgehalte radial/axial am Rotor und am Gehäuse beispielhaft erläutert. Verfügbare Sensorik und Signalübertragungsket-

ten zur Realisierung der Messung am Rotor werden aus den Tests kurz dargestellt. Funktionsweiternd dazu werden auch die Möglichkeiten von vertiefenden mehrkanaligen und orbitalen Körperschallmessungen an einem Wälzlagern fallweise vorgestellt, die für viele Einsatzfälle als unerlässlich angesehen werden.

Im Ausblick und in der Zusammenfassung wird eine neuartige Diagnosemethodik von ortskorrelativen Primärdaten des Wälzlagers vorgestellt gegenüber den stärker verfälschten nur zeitkorrelativen Sekundärdaten, wie im bisherigen Breitenstandard.

2.1 Ausgangssituation: für eine automatische Wälzlagendiagnose

Besonders eine automatische Diagnose muss an der eigentlichen Diagnoseaufgabe orientiert sein, also körperschall-mechanische Vorgänge mit Signal-Merkmalsmustern verknüpfen bis zur Analyse der wahrscheinlichsten mechanischen Ursache und daraus zuverlässige Abhilfen empfehlen. Eine gut funktionierende Überwachung als Vorstufe der Falldiagnosen findet dagegen die diagnosewürdigen Akutfälle in dem „Daten- oder Ereignismeer“ der ablaufenden Lagerlebensdauern der Wälzlagere im Maschinenpark.

Jede dieser Diagnosen wird in der Praxis durch ein Ereignis getriggert, und erhält damit eine immanent verbundene Dringlichkeit. Umgangssprachlich beginnt der Fall mit einer „Auffälligkeit“ für den Anwender. Auslösende Ereignisse sind beispielsweise:

- Alarmmeldungen aus einem CM-System (Off-, Online, Remote)
- Beobachtungen am Maschinensatz (Geräusche, Ölaustritt, Wärme)
- Stillstandszeitpunkte und Reparaturen (zu Revisionen und „Notstops“)

Der Maschinenbetreiber möchte vom Diagnostiker immer drei Dinge wissen, auch wenn diese meist nacheinander abgefragt werden mit häufig verschobenem oder unscharfem Fokus aus der momentanen Betrachtung:

- Zustandsbewertung: „Schaden, Größe?“, dabei „Lagerfehler“ leider oft uninteressant
- Wenn ein „Problem“ besteht (Befund): Wie ist die Restlaufzeit des Wälzlagers?
- Eine wirksame „Abhilfe“! Leider oft Vermeidung statt Vorbeugung.

Ausreichend qualifizierte z.T. auch externe Diagnostiker in der Zustandsüberwachung werden dabei nicht selten erst eingeschaltet, wenn „Bordmittel“ vorher gescheitert sind. Wegen dem häufig fehlenden ausreichenden Informationsstand zum Diagnosefall ist die „Datenlage“ für den Diagnostiker eher mangelhaft. Er muss das „Diagnoserisiko“ im Rahmen halten, da auch er es selbst tragen muss, wobei von ihm immer zuverlässige Aussagen erwartet werden. Die „Überraschung“ wartet sonst spätestens beim Lagerausbau auf den Betreiber. Zu-

nächst wird der Diagnostiker zur Wälzlagendiagnose die Kinematik des Wälzlagers benötigen und die genau Drehzahl, wenn diese nicht schon Teil des Datensatzes sind. Auch für den Einsatzfall des Lagers benötigt er eine größere Anzahl näherer technischer Angaben. Ohne den genauen Wälzlagertyp und -hersteller beispielsweise ist die kinematische Suche von Überrollungen zwar nicht unmöglich, aber zu unscharf für eine zuverlässige Diagnose.

Weiter gibt es einige methodische Grundregeln, die bei einem Ansatz für automatische Wälzlagendiagnose zu beachten sind und die der Diagnostiker im Dialog mit dem Endanwender auch immer wieder in den Fokus bei der Bewertung des Zustandes, der Restlaufzeit und der Abhilfe stellen muss. Im Körperschall des Wälzlagers haben wir es häufig mit stärker wechselnden und eher stochastischen Signaleigenschaften und Lagerzuständen und wechselnden Einsatzbedingungen zu tun. Dabei unterliegt das Lebensdauerverhalten also auch die Restlaufzeit einem mehrfach beeinflussten statistischen Charakter und ist deshalb in allen Aussagen mit Wahrscheinlichkeiten verbunden. Die Erwartungen mit denen die weniger erfahrenen Anwender an die Diagnose herantreten, gehen dagegen eher von determinierten stabileren Zuständen, wie in der Maschinendiagnose aus und sind von der praktischen Notwendigkeit von klaren Aussagen für sichere Handlungsanweisung geprägt. Grob ausgedrückt, will der Betreiber nur wissen ob, wann und warum ein Wälzlagerring auszubauen ist oder weiter betrieben werden kann.

In solchen eher unzureichenden Diagnosesituationen, Datenlagen und „Leistungsbedingungen“ muss nun auch eine automatische Diagnosesoftware ansetzen und akzeptable Zuverlässige Zustandsbewertungen und Abhilfen generieren.

2.2 Anwendungsbeschreibende Statusdaten zur Wälzlagendiagnose

Automatische Diagnosesoftware benötigt neben den zu verarbeitenden höherfrequent angekoppelten und abgetasteten „Messsignalen“ auch sogenannte Metadaten, um periodische und stochastische Signaleigenschaften zunächst zu separieren und final bewerten zu können. Für detaillierte Zustandsbewertungen sind deshalb zunächst aus der vorhanden Datenbank oder über ein Nutzerfrondend die „Eingabedaten“ oder über Daten-Schnittstellendaten als sogenannte „Statusdaten“ zu ermitteln. Die folgende Tabelle 1 zeigt eine Übersicht dieser technischen Daten und erste Ansätze diese zu systematisieren. Sowohl das Nutzerinterface einer Diagnosesoftware zur manuellen Dateneingabe als auch eine in einer Softwarestruktur integrierte Datenschnittstelle benötigen hier eine universellere Struktur, um zunächst so viele wie nötig Angaben abzufragen und für Aussagen höherer Zuverlässigkeit schrittweise tech-

nische Angaben hinzuzufügen. Auch im Hinblick auf das zukünftige Datenumfeld mit Stichwort Industrie 4.0 sind hier vereinheitlichte Datenstrukturen erforderlich, für die es bisher nur teilweise standardisierte Ansätze gibt.

Tabelle 1: Statusdaten zur Wälzlagendiagnose

Datengruppe	Datentyp	Dateninhalt z.B.	Beispiel Bezug
Maschinendaten	Maschinentyp	Einsatztyp	
Wälzlagendaten	Kinematik, Lagertyp	Überrollfrequenzen	VDI 3832
	Lagerhersteller, Bj.	Istwert	
	Los-, Festlager	Radial-, Axiallager	
	Lastzustand Schmierungszustand	Lastverläufe	VDI 3832
Beobachtungen	Zustandsereignisse	Eventtyp	DIN ISO 13373-1
Historie-Events	Lagerwechsel	Nachschmierung	MIMOSA
Betriebsdaten	Drehzahlbereich	Drehzahlverlauf	

Tabelle 2: Datenklassifizierung zur Wälzlagendiagnose mit Auswirkungen auf das Betriebsverhalten und Fehler- Schadensverhalten

Datengruppe	Datentyp	Zusammenhang
Maschinenklasse	Ähnliche Maschinentypen zusammengefasst	Einflüsse; Merkmale Störgrößen
Wälzlagerklassen	Wälzkörpertypen	Einflüsse, Merkmale
Lastklasse	typisierte Klassen der Lagerbelastung	Pegelhöhe Merkmale
Geschwindigkeitsklasse	Typische Geschwindigkeitsbereiche	Einflüsse, „geschwindigkeitsabhängig“

Tabelle 2 zeigt einen breiteren Ansatz der Conimon GmbH um für den Anwender nachverfolgbar die Bewertungsstruktur des Lagerzustandes aus den Eingabedaten aufzustellen. Aus diesen Eingabedaten werden zweckmäßig über den zu erwartenden Wertebereich mehrere Klassen bestimmt. Abhängig von der jeweiligen Klasse bestimmen sich automatisch die Einstellungen zur Signalverarbeitung von allen notwendigen Signaltypen zur Gewinnung von Diagnosemerkmalen. Ebenso die Algorithmen zur Bewertung und die Steuerungen in der Software lassen sich daraus bestimmen. Bevor die eigentliche Signalverarbeitung gezeigt werden kann, müssen erst die Eingangssignale genauer definiert werden.

2.3 Anforderungen an aussagefähige Körperschallsignale

Die Regeln der Signalverarbeitung und der Körperschallsignalmessung am Wälzlager sind in der Methodik der Schwingungsmesstechnik allgemein bekannt und in der VDI 3832 detaillierter erläutert. Als Messsignale in der hier vorgestellten Diagnosesoftware „Conimon diagnostics“ der Conimon GmbH werden ausschließlich unverarbeitete Roh- oder Sensorsignale verwendet, die in den meisten CM-Systemen auch aus der Datenspeicherung zur Verfügung stehen. Im Einzelfall können diese auch nach einer normierten Signaldefinition diagnostenah mit bereitgestellter Hardware erfasst werden. Folgende Messbedingungen sind erforderlich und müssen für die Nachverarbeitung und Signalbewertung bekannt sein:

- Messgröße und Sensorempfindlichkeit und linearer Messbereich,
- Abtastrate, Abtastdauer, Antialiasingfrequenz,
- Resonanzfrequenzen des Sensors und der Ankopplung oder die Ankoppelmethode nach DIN-ISO 5348

Die Definition der Rohsignale folgt für den Anwender nachvollziehbar entsprechend der VDI 3832 mit der Messgröße der Schwingbeschleunigung in einer größtmöglichen Überabtastung des Körperschallsignals aus dem linearen Messbereich bis mindestens 10 bis 20 kHz. Die mindestens auszuwertenden Frequenzbereiche hängen im Wesentlichen von der Geschwindigkeit in der Abrollung des Diagnosefalls ab, wie in der Diagnose bekannt. Da diese Angaben nicht alle in den Headern der üblichen Datenformate von CMS-Herstellern enthalten sind, werden ggf. normierte Messdateneingaben für den Nutzer bzw. in der Schnittstelle erforderlich. Die dafür neu entwickelte „Conimon connect“- Datenschnittstelle übernimmt aus den Eingangsdaten des Anwenders im Header die genannte Signalspezifikation und liefert diese mit den folgenden Abtastwerten in einem vereinheitlichten Format in die Datenbank der „Conimon diagnostics“ Software. Da die Diagnose-Software browserbasiert ist, wird die Datenbank mehrseitig zugänglich auf einem Messdatenserver für den Kunden abgelegt. Die technischen Daten des Diagnosefalls, die erst definieren wie der einzelne Datensatz zu interpretieren ist, werden aus Sicherheitsgründen getrennt davon verwaltet und erst zum Diagnoseprozess selbst beim Anwender zusammengeführt wie im Schaubild 1 sichtbar.

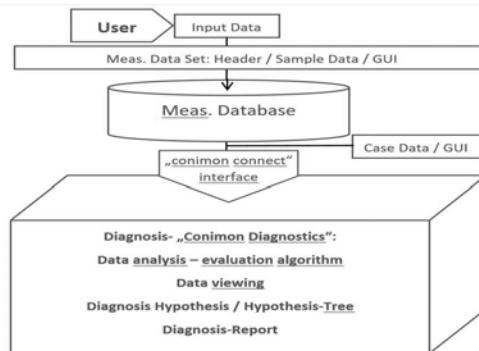


Bild 1: Data Flow in der „Conimon diagnostics“ Diagnosesoftware

3.1 Nachhaltige Anwendungsmethodik einer umfassenden Diagnose am Wälzlager

Die Anwendung der selbst breiter gefassten VDI 3832 zur Wälzlagerdiagnose wird in Fachartikeln und in der täglichen Praxis häufig zu stark auf die Detektion und Bewertung von Wälzlagerschäden als dem vermeintlichen „Hauptgegner“ jeden Anwenders reduziert. Damit entfernt man sich von der eigentlichen Ursache des Schadens - dem Wälzlagerfehler.

Auch das eigentliche Ziel der Vorbeugung und Zustandsverbesserung in der Zustandsbewertung gerät aus dem Blick, wenn man sich zu wenig um die Wälzlagerfehler bemüht da diese zugegeben in der Erkennung und Bewertung auch etwas mühevoller sind. Auch die Maschinenfehler als stark beeinflussender Faktor müssen hierbei mit beurteilt werden. Anhang A der VDI 3832 zeigt eine vollständige Auflistung dieser potentiellen Fehler. Die primäre „Wurzelursache“ der Wälzlagerfehler muss also ebenso Teil einer automatischen Wälzlagerdiagnose sein, und die Abstellung von Fehlern als eigentliche Abhilfe ergänzend zum potentiellen „Lagerwechsel“ in die Falldiagnose einbezogen werden. Zur Schadensdiagnose zählt unbedingt auch die genauere standardisierte Schadensbewertung nach VDI 3832 in den fünf Schadensstufen, um spezifischere Aussagen zur Frist der Restlaufzeit im Betrieb treffen zu können. Damit kann aus dem Schadensbauteil und der Schadenstufe näher spezifiziert werden welche Restbetriebszeit mit einem vertretbaren Risiko wahrscheinlich ist.

Praktisch kann dies auch in der Anwendung bedeuten, dass nach dem Lagerwechsel weitere Diagnosen und Messungen notwendig sind, nachdem die Maskierung durch den Schaden wegfällt und nun erst diese vertieften Einblicke in den Wälzlagerbetrieb möglich werden. Ausgangspunkt der Merkmalsbewertung in der „Conimon diagnostics“ Software ist der Sig-

nalplot zur Schadensbewertung nach VDI 3832 wie in Bild 3 für einen Innenringsschaden dargestellt mit markierten Merkmalen.

In der Reihenfolge der Abbildungen wurden hier die oberen Grafiken Breitbandspektrum, Grundspektrum, und breitbandiges Hüllkurvenspektrum unten um das nieder- und höherfrequente Beschleunigungssignal und das Geschwindigkeitsspektrum ergänzt.

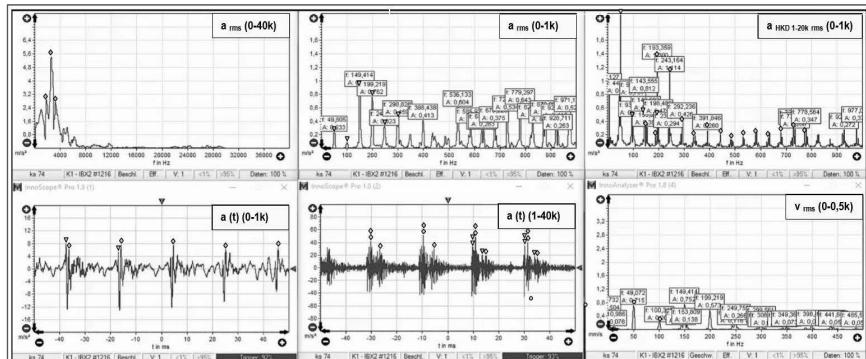


Bild 2: Erweiterter Signalplot zur Wälzlagendiagnose nach VDI 3832 mit Merkmalsmustern

3.2 „Conimon diagnostics“ Software zur automatisierten Wälzlagendiagnose

Die in Bild 2 zu einem zusammengestellten Muster manuell markierten Einzelmerkmale in den einzelnen Signalen werden nun in einer automatisch arbeitenden Diagnosesoftware unter Zuhilfenahme der Statusinformationen aus der Kinematik detektiert und zur Visualisierung markiert. Zuerst betrifft dies im Körperschall die Merkmale von Überrollungen an Bauteilen. Der Anwender kann sich in einer dafür erzeugten Darstellung die Merkmalsmuster nachverfolgbar anzeigen lassen, wie in Bild 3 gezeigt.

Das Userinterface der browserbasierten Diagnosesoftware zeigt in den Einzelfenstern von links nach unten Grafiken und Eingabedaten mit interaktiven Elementen:

- Maschinenview und Anlagenbaum mit Diagnoseobjekt
- Liste der Wälzlagenschäden und -fehler
- Wälzlagerauswahl
- Status Informationen zum Diagnosefall ... und in rechter Spalte...
- Diagrammauswahl
- Historie mit Auswahlskala
- Diagnosebericht mit Befunden und Hypothesenbaum

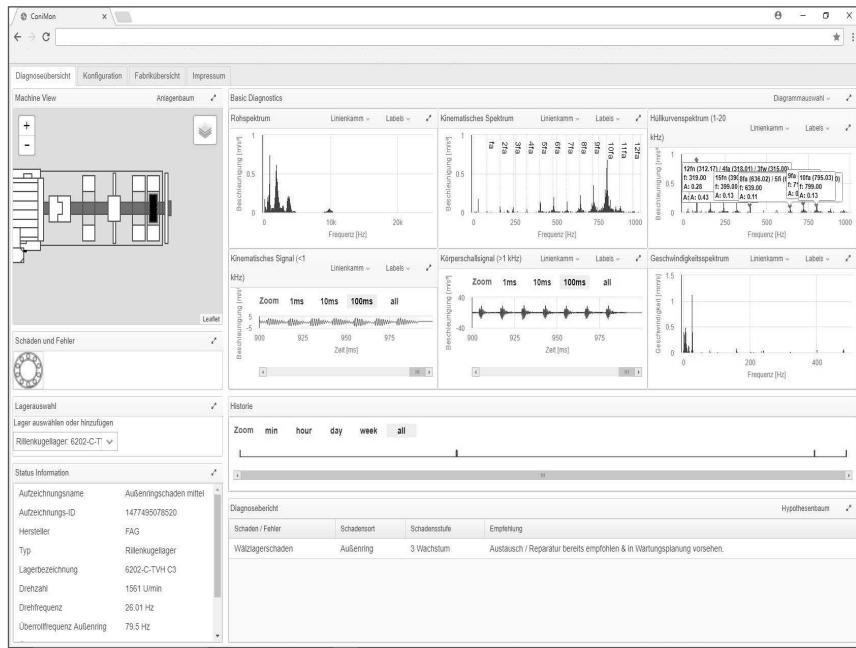


Bild 3: Nutzerinterface © der „Conimon diagnostics“

Dazu gibt es in jedem Signalbild eine aufrufbare Einzelgrafik in weiter zoombarer Ansichten, die das Merkmalsmuster dann detailliert zeigen kann, wie im nachfolgenden Bild 4 im Hüllkurvenspektrum (breitbandig) für einen Außenringschaden gezeigt.

Gut erkennbar ist in diesem Fall das markierte Impulsmuster der Außenringüberrollung eines Sprungschadens mit der Nullstelle zwischen der 6./7. Überroll-Harmonischen. Das Ergebnis des Diagnoseberichts wird mit den einzelnen Befundpositionen beschrieben. Fallbeschreibend hier: „Schaden/Fehler: Wälzigerschaden – Schadensort: Außenring – Schadenstufe: 3 Wachstum – Empfehlung: Austausch/ Reparatur empfohlen & in Wartungsplanung vorseen“. In einem aufrufbaren Hypothesenbaum werden die einzelnen erkannten Fehler- und Schadenzustände anwendungsorientiert strukturiert und einzeln bewertet aufgelistet. Damit kann der Anwender die Entscheidungsfindung der Diagnosesoftware im Detail nachprüfen, auf bisherige Diagnosen zurückblicken und zukünftige Diagnosen so mittelbar beeinflussen. Auf weitere wichtige Diagnosewerkzeuge wird nachfolgend eingegangen, die es ermöglichen weitere Diagnosemuster zu erkennen und die für eine zuverlässig arbeitende und breit anwendbare Diagnosesoftware zukünftig erfolgsentscheidend sein können.

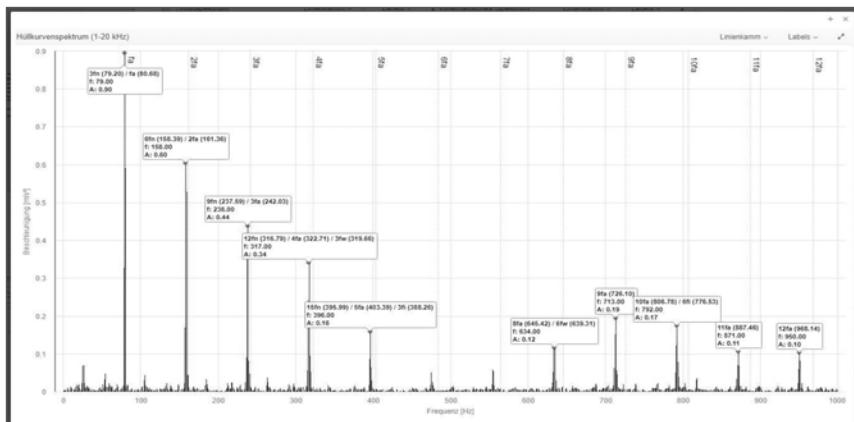


Bild 4: Signalgrafik © mit Merkmalsmuster eines einzelnen detektierten Außenringsschadens – der „Conimon Diagnostics“ Software

4.1 Erweiterungen zur Diagnosemethodik: eine richtungsabhängige Betrachtungsweise des Wälzlagerr Zustandes

Bisher ist es in Diagnoseberichten und Fachartikeln üblich eine Betrachtungsweise für ein Wälzlagerr einzunehmen, in der ein spezifischer Zustand zu einem Diagnosezeitpunkt vorliegt oder dieser sich historisch verändert. Auch die VDI 3832 geht von nur einer Messstelle und Messrichtung am Lager aus, es sei denn axiale Kraftkomponenten bestehen und ein axialer Sensor ist empfehlenswert bei größeren Lagern. Nach Erfahrung des Autors ist es aber sinnvoll zur Erweiterung der Fehlerdiagnose das Wälzlagerr zwei- und/oder dreidimensional je nach Einsatzfall in seinen Zustandseigenschaften zu bewerten. Als Beispiel wird hier gezeigt, wie das Wälzlagerr richtungsabhängig in den drei Hauptträgheitsachsen der Maschine für eine umfassendere Betrachtung einzeln bewertet werden kann. Bild 5 zeigt vertikal im Grid die einzelnen Ordnungen der Ordnungsanalyse am Generator einer Windkraftanlage von 3,5 MW an Antriebs- und Nichtantriebsseite jeweils in horizontaler und vertikaler Richtung.

Die vier Ordnungsspektren zeigen sehr unterschiedliche Antworten aus Anregungen des Stators „typisch verschmiert“ mit 100 Hz (elektro-magnetisch) (rot Rechteck, punktiert), weiter drehfrequente Anregungen (grüner Pfeil) vom Rotor/Innenring und die vom Außenring (roter Pfeil, fett) des Wälzlaggers. Auch wenn die Amplitudenwerte zusätzlich fall- und mitte-

lungsbedingt in m/s² relativ niedrig sind, ist dies bei Wälzlagern jedoch nicht untypisch. Jede Richtung und Generatorseite zeigt nun unterschiedliche richtungsabhängige Ausprägungen der genannten Zustandsmerkmale nicht nur verständlicherweise vom Stator sondern auch vom abroll- und überrollgeprägten Wälzlagern. Im Wälzlagern ist die schwerkraftbedingte Lage der „Lastzone“ und deren dominierende Rolle prägend für diese Richtungsabhängigkeit. Das Wälzlagern hat fallabhängig meist zwei oder drei richtungs-abhängige Betriebszustände.

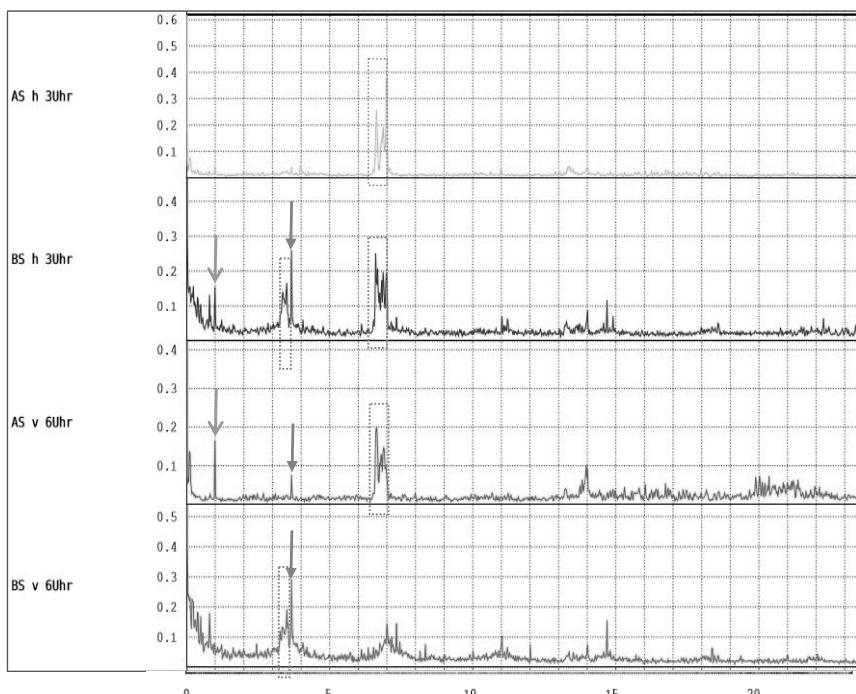


Bild 5: Ordnungsanalyse an einem Generator einer Windkraftanlage an DE/NDE in horizontaler und vertikaler Richtung

4.2 Ein neuer Ansatz mit der Körperschallmessung am Rotor

Bisher erfolgte die Messung und Ankopplung der Beschleunigungsaufnehmer fast ausschließlich am Maschinenstator am Lagergehäuse in der Nähe der Lastzone also meist horizontal befestigt. Dieses Vorgehen war durch die naheliegende einfache Anwendung, die

kostengünstigen Realisierung und die verfügbare Messtechnik bedingt. Ein weiterer und hier gezeigter neuer Ansatz besteht aber darin, den drehenden Partner des Körperschall austausches im Wälzlagern mit dem Rotor als Messobjekt zu verwenden. An einem Wälzlagertyp 590 der Vibration Plus UG(h.) mit einem montierten Schleifringübertrager wurde der Beschleunigungsaufnehmer dafür in der Nähe des Lagergehäuses direkt am Rotor befestigt. In der Körperschallmäßigkeit bestens axialen Messrichtung der Signalausbreitung im Rotor wird im Bild 6 gezeigt, wie in den Signalgrafiken ein Außenringschaden mit Schadensstufe 2-3 erfasst wird. Das blaue Breitbandspektrum am Rotor zeigt deutlich breiter und gleichmäßiger verteilte Antwortsignalkomponenten durch den steifer und stabiler mit dem Rotor und Sensor verbundenen Innenring (Innenringsitz). Am Stator wird erwartungsgemäß eine starke Resonanzüberhöhung durch die nahe und steife Verbindung des Sensors zum Gehäuse und den eher „lose“ und damit wechselnd nur in der Lastzone durch Schwerkraft eingespannten Außenring gezeigt, hervorgehoben mit dem rot-punktierten Rechteck. Im Vergleich der Laufbahnschäden wird dadurch tendenziell, umgangssprachlich ausgedrückt, das „Klappern“ des Außenringes am Lagergehäuse gegenüber den anderen Bauteilen des Lagers etwas überbewertet. Erfahrene Diagnostiker wissen und richten sich danach, dass diese Überrollkomponenten im Vergleich der Bauteile im Lager meist etwas erhöht sind. Fallweise zeigt das blaue Körperschallsignal aber am Rotor vom eigentlich weiter entfernten Außenring unerwartet höhere und erwartungsgemäß zeitlich im Zoom geringfügig eher stattfindende Impulse. Entsprechend sind die Überrollkomponenten im Hüllkurvenspektrum etwas höher, da sie auch in ihrem Frequenzabstand stabiler sind. Aus den bisher gewonnenen Versuchsdaten der Anwendung des neuen Messverfahrens sind Rotordaten stabiler im Charakter der Zeit- und Amplitudeneigenschaften und damit zuverlässiger zu bewerten. Auch wurde festgestellt, dass tendenziell eher kritischere Wälzlagerefehler am Innenring und an den Wälzkörpern oft nur direkt am Rotor ausreichend detektiert werden können, während sie am Außenring nicht mehr sichtbar sind, durch die Frequenzgangeigenschaften des „undefinierter“ instabiler eingespannten Außenrings (Außenringspiel).

Damit steht eine neue Messmethodik zur Verfügung, die sich durch die immer mehr verbreitenden mit Funkübertragung ausgestatteten Beschleunigungsaufnehmer auch zunehmend einfacher realisieren lässt.

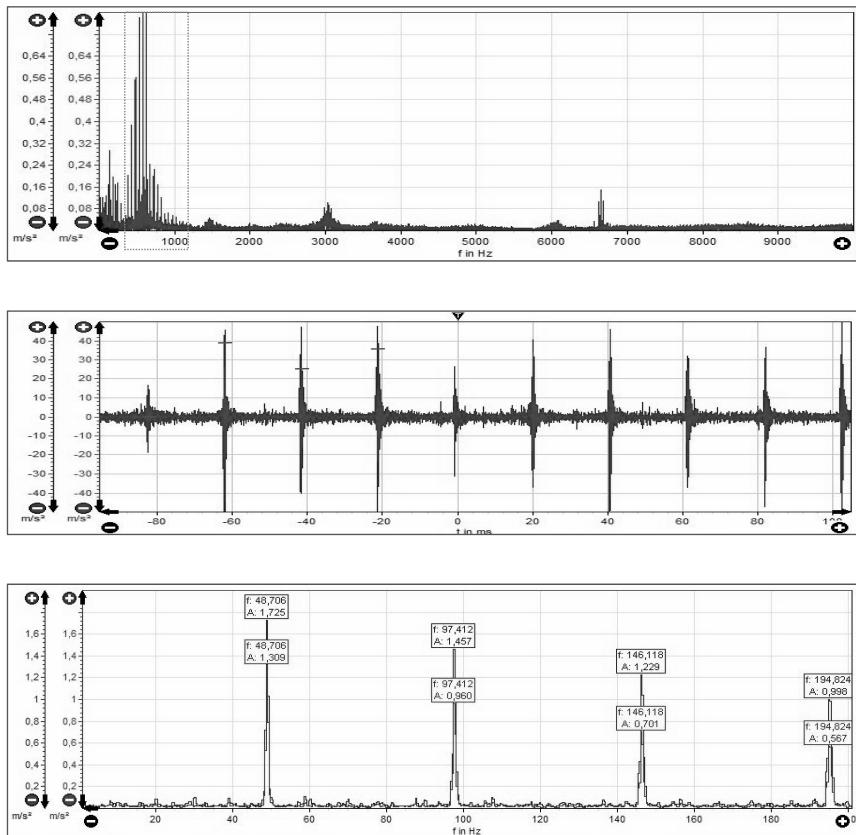


Bild 6: Beibandspektrum, Körperschallzeitsignal und breitbandiges Hüllkurvenspektrum in blauem Graph axial am Rotor und violett horizontal am Lagergehäuse

4.3 Stand und Ausblick der automatischen Diagnosesoftware und der Paradigmenwechsel von einer „zeitkorrelativen zur ortskorrelativen Signalanalyse“

Ausgehend von den Bedingungen und Gegebenheiten in der Anwendung wurden hier die Anforderungen an eine automatische Diagnosesoftware für Wälzlager vorgestellt und deren Umsetzung in der „Conimon diagnostics“ Software der Conimon GmbH gezeigt. Die Entwicklung der Software begann in einer Ausgründung des Instituts für Angewandte Informatik an der TU Dresden und in einer mehrjährigen Zusammenarbeit mit dem Ingenieurbüro Dieter Franke.

Die in diesem Jahr neu gegründete Conimon GmbH hat nun die weitere Entwicklung der Diagnosesoftware übernommen. Nach Absolvierung von vielen Trainingsfällen werden nun die ersten Kundeanwendungen und -anforderungen mit der Software gelöst und umgesetzt. Von Anfang an wurde dabei auf eine analytische Diagnosemethodik gesetzt und die jahrzehntelangen Erfahrungen von Diagnostikern direkt in den Algorithmen methodisch umgesetzt. Die hier vorgestellten neuen Messverfahren können in einem innovations-getriebenen Softwareunternehmen das Know-How dafür entwickeln, Software für zuverlässige Diagnoseergebnisse und für breit verteilte Anwendungsfälle bereitzustellen.

Als Haupthindernis zuverlässigerer Diagnose hat sich der Fakt herauskristallisiert, dass bisher die Wälzlagerdiagnose seit Jahrzehnten mit zeitkorrelativer Signalverarbeitung arbeitet. Dabei werden relativ „unscharf“ und unkorreliert zu den Phasenlagen von Schäden und Fehlern aus dem Abrollvorgang gemittelte und umgerechnete Signalbilder erzeugt, die in der Phase keinen Bezug zum Ereignisort mehr haben. Die gezeigte Messmethodik in 2-3 Achsen bringt eine erweiterte, bisher nur in dem Orbit von Gleitlagern angewandte räumliche Betrachtung dazu. Weiterhin bestätigt die hier erstmals gezeigte Messung am Rotor die Verfälschungen der Phasenlagen der Stoßfolgen durch Messungen am Gehäuse des undefiniert und verändernd aufliegenden Außenrings.

Weitere Verbesserungen sind hier perspektivisch möglich, wenn ein neueres Verfahren der Überrollbezogenen Mittelung im Zeitbereich des Körperschalls, wie in [3] vorgestellt, integriert in die Signalverarbeitung der Diagnosesoftware wird. Dabei werden die einzelnen zueinander gehörenden Überrollereignisse eines Schadensortes an einem Bauteil zueinander in Korrelation gebracht und erst danach die weitere Signalnachverarbeitung vorgenommen.

Insgesamt zeigen die Beispiele der hier beschrittenen neueren Wege der Diagnosemethodik am Wälzlager das Potential, eine bisher sich in der großen Breite wenig verändernde Diagnosemethodik an Wälzlagern zukunftsträchtig zu erweitern, um damit zuverlässige automati-

sche Diagnoseergebnisse erzeugen zu können. Eine Automatiksoftware muss dabei langfristig ohne die Intuition und die vielseitigen Fähigkeiten eines Diagnostikers auskommen und dies durch erweiterte Diagnosemethodik teilweise kompensieren. Ein Ziel in der Anwendung der Diagnosesoftware ist es, größere Anzahlen von Diagnosefällen automatisch auswerten zu können, um damit die Diagnostiker von manuellen Routineaufgaben zu befreien. Diese frei werdende Kapazität steht dann für die eigentlichen Diagnoseaufgaben an kritischen Fällen und zur notwendigen laufenden Verbesserung und Erweiterung der CM-Systeme zur Verfügung.

Literatur:

- [1] VDI 3832: „Schwingungs- und Körperschallmessung zur Zustandsbeurteilung von Wälzlagern in Maschinen und Anlagen“, April 2013
- [2] Tagungsband der VDI Fachtagung 2006: „Wälzlagerdiagnose, Auslegungsprüfung und Abhilfe im Schadensfall“
- [3] Tagungsband der VDI Fachtagung 2011: „Schadensausmaßanalyse an Wälzlagern in Windkraftanlagen, vertiefte Diagnosemethoden und Anwendung der Wälzlagerdiagnose nach VDI 3832 an Windkraftanlagen“
- [4] Dissertation TU-Dresden 2013: „Kontextsensitive Prognoseverfahren für das Abnutzungsverhalten von technischen Systemen“, J. Krause

Schwingungsüberwachung an Pumpen und Lüftern im Kraftwerksbetrieb

Dipl.-Ing. **Jens Pfeiffer**, Dipl.-Ing. **Clemens Bueren**,
Siempelkamp NIS, Standort Essen

Kurzfassung

Die im Kraftwerksprozess integrierten Aggregate wie Speisewasserpumpe, Frischluftgebläse, Saugzuggebläse, Luftvorwärmer und Kondensatpumpen sind für die Anlagenverfügbarkeit sehr wichtig. Dennoch existieren in der betrieblichen Schwingungsüberwachung qualitative Unterschiede zu der Überwachung des Turbosatzes. Die für den Anlagentyp zugehörigen Normen und Richtlinien sind für die jeweilige Messaufgabe abgestimmt, dennoch liegen Gemeinsamkeiten vor. Für die Messung an nicht-rotierenden Maschinenteilen wird mit wenigen Ausnahmen immer der Effektivwert der Schwinggeschwindigkeit verwendet. Dieser Schwingungskennwert ist für die meisten Anwendungen sehr gut für die betriebliche Überwachung des Anlagenzustandes geeignet. Für weiterführende Analysen ist der Effektivwert der Schwinggeschwindigkeit begrenzt geeignet. Aussagen über konkrete Frequenzanteile oder Veränderungen im Frequenzbereich sind mit dem Effektivwert nicht möglich.

Bei dem gewählten Beispiel wurde nach einem eingetretenen Schaden an einem Axialventilator die betriebliche Schwingungsüberwachung überprüft und für die bestehende Messaufgabe als nicht ausreichend befunden. Durch Nachinstallation von Schwingungssensorik, in Anlehnung zur DIN ISO 10816, wurde die Betriebssicherheit und Anlagenverfügbarkeit verbessert.

1. Einleitung

Die Überwachungs- und Steuerungsprozesse in einer Kraftwerksanlage sind sehr umfangreich und komplex. Mit dem technischen Fortschritt wurden die Prozesse Schritt für Schritt digitalisiert und kanalisiert, sodass mittlerweile mehrere Anlagen von einer zentralen Stelle aus bedient werden können. Für den Betrieb der Anlage sind die Messgrößen wie Temperatur und Druck sehr wichtig. Für den Anlagenerhalt sind neben vielen anderen Messgrößen die Schwingungen maßgebend. Unter Zuhilfenahme von technischen Regelwerken oder

internen Erfahrungswerten sind mit den Schwingungsinformationen Aussagen über den Anlagenzustand möglich. Das Hauptaugenmerk in der Schwingungsüberwachung in einem Kraftwerk liegt auf dem Turbosatz, bestehend aus Turbine(-n) und Generator. Das ist auch das Hauptbetätigungsgebiet der Siempelkamp NIS Niederlassung Essen. Mit dem Stationären Turbosatz Diagnosesystem (kurz: STUDIS) werden an 40 Kraftwerksblöcken dauerhaft die Schwingungen an Gas- und oder Dampfturbosätzen überwacht. Darüber hinaus werden an einzelnen Anlagen auch die sogenannten Nebenaggregate von der Siempelkamp NIS überwacht. Diese Nebenaggregate wie die Speisewasserpumpen, Frischlüftergebläse, Saugzuggebläse, Luftvorwärmer und Kondensatpumpen (Aggregate im Kraftwerksprozess siehe Bild 1), sind selten redundant vorhanden, sodass der Begriff Nebenaggregat nicht gerechtfertigt ist. Mit Ausfall eines Aggregates ist meistens die gesamte Anlagenverfügbarkeit stark eingeschränkt oder nicht mehr gegeben. Demzufolge werden diese Maschinen mit Schwingungssensorik ausgestattet und überwacht.

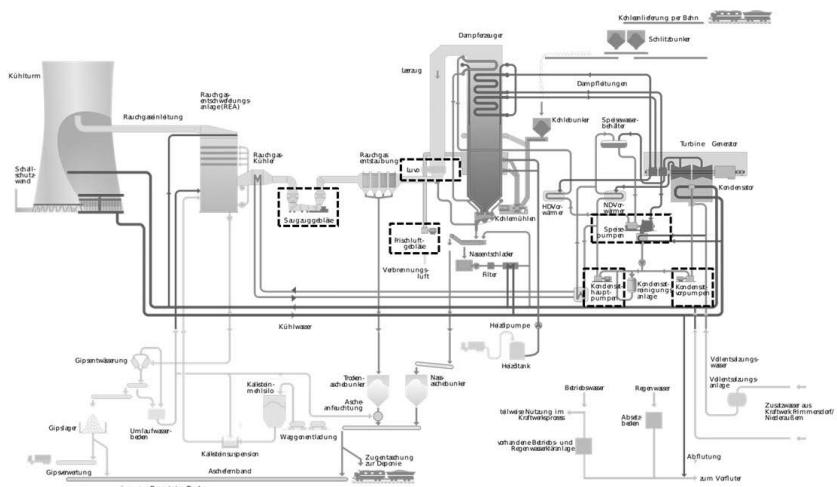


Bild 1: Anlagenschema BOA 2/3 Kraftwerk Neurath [1]

Welche Vorgaben die technischen Regelwerke zur Schwingungsüberwachung machen und wie deren Umsetzung anhand eines Beispiels aus der Praxis tatsächlich erfolgt, soll im Rahmen dieser Veröffentlichung dargestellt werden.

2. Normenübersicht

Für die Überwachung mechanischer Schwingungen an Pumpen und Lüftern sind die Normen DIN ISO 10816, DIN ISO 7919, ISO 14694 und ISO 14695 zu nennen. Die DIN ISO 10816 bewertet die Schwingungen von Maschinen durch Messungen an nicht-rotierenden Teilen und für Pumpen und Lüfter sind Teil 3, Teil 5 und Teil 7 relevant. Wie bei allen mehrteiligen Normen sind im Teil 1 allgemeingültige Informationen enthalten, die in allen weiteren Teilen zu beachten sind. Die vollständigen Bezeichnungen für die DIN ISO 10816 sind:

- DIN ISO 10816-1 Allgemeine Anleitungen
- DIN ISO 10816-3 Industrielle Maschinen mit Nennleistungen über 15 KW und Nenndrehzahlen zwischen 120 min^{-1} und 15000 min^{-1} bei Messungen am Aufstellungsort
- ISO 10816-5 Maschinensätze in Wasserkraft- und Pumpenanlagen
- DIN ISO 10816-7 Kreiselpumpen für den industriellen Einsatz

Die DIN ISO 7919 beschreibt das Messen und Bewerten von Wellenschwingungen. Für Pumpen und Lüfter im Kraftwerksbetrieb sind die Teile 3 und 5 zu nennen. Die vollständigen Bezeichnungen für die DIN ISO 7919 sind:

- DIN ISO 7919-1 Allgemeine Anleitungen
- DIN ISO 7919-3 Gekuppelte industrielle Maschinen
- DIN ISO 7919-5 Maschinensätze in Wasserkraft- und Pumpenanlagen

Der Vollständigkeit halber sei hier erwähnt, dass der allgemeine Teil der Norm für die Wellenschwingung [6] und die Schwingungen an nicht-rotierenden Teilen [2] zu der neuen Norm DIN ISO 20816-1 [11] zusammengeführt wurde. Für Teil 5 ist die Zusammenführung in DIN ISO 20816-5 [12] bereits erfolgt. Die weiteren Untergruppen werden demnächst in die neue Normenreihe integriert.

Die ISO 14694 und ISO 14695 sind Regelwerke für industrielle Ventilatoren. Während die ISO 14694 Angaben zur Wuchtgüte und Schwingungsgrenzen macht, wird mit der ISO 14695 die Messmethodik beschrieben.

Wellenschwingungen werden gemäß DIN ISO 7919 mit zwei berührungslosen Aufnehmern gemessen, welche in derselben Querebene und mit 90° Winkelabstand rechtwinklig zur Wel-

lenoberfläche stehen (Bild 2). Der im Bild 2 senkrecht stehende Geber fungiert als Drehwinkelgeber, mit dem die Schwingung in Betrag und Phasenwinkel ausgedrückt werden kann.

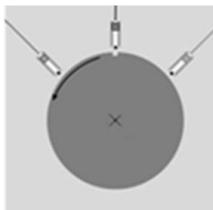


Bild 2: Geberanordnung zur Messung relativer Wellenschwingungen

Das Resultat der Wellenschwingungen wird in Schwingweg [μm] ausgedrückt (zur Veranschaulichung siehe Bild 3). Zur Auswertung wird ein breitbandig gemessenes Zeitsignal(-e) herangezogen. Das Frequenzband sollte bis zur 2,5fachen Drehfrequenz reichen. Für bestimmte Diagnosezwecke kann ein größerer Frequenzbereich notwendig sein [7].

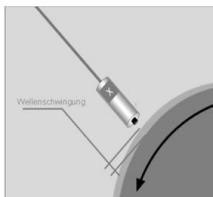


Bild 3: Darstellung einer relativen Wellenschwingung

Den weitaus größeren Anteil zur Beurteilung von Schwingungen an Pumpen und Lüftern haben die Messungen an nicht-rotierenden Teilen. Eine Unterscheidung zwischen der DIN ISO 10816, ISO 14694 und ISO 14695 ist hier nicht notwendig. Denn die ISO 14694 und ISO 14695 verweisen für Ventilatoren in industriellen Prozessen und Kraftwerken und bei einer Leistungsgröße von mehr als 300 KW auf die DIN ISO 10816-3. Alle Normen und deren Teile haben gemein, dass für die Bewertung der Effektivwert der Schwinggeschwindigkeit herangezogen wird.

Bevor auf die Unterschiede der einzelnen Normen eingegangen wird, soll der Effektivwert im Allgemeinen betrachtet werden. Der Effektivwert der Schwinggeschwindigkeit ist ein Maß für den Energie-Inhalt der breitbandig gemessenen Schwingung. [2]

Zur Veranschaulichung soll im Folgenden auf die Bildung des Effektivwertes eingegangen werden. In Bild 4 liegt ein breitbandiges Messsignal vor. Der spätere Effektivwert stellt immer für ein vordefiniertes Zeitintervall einen Schwingungswert dar, sodass später ein Wert für einen Zeitbereich existiert.

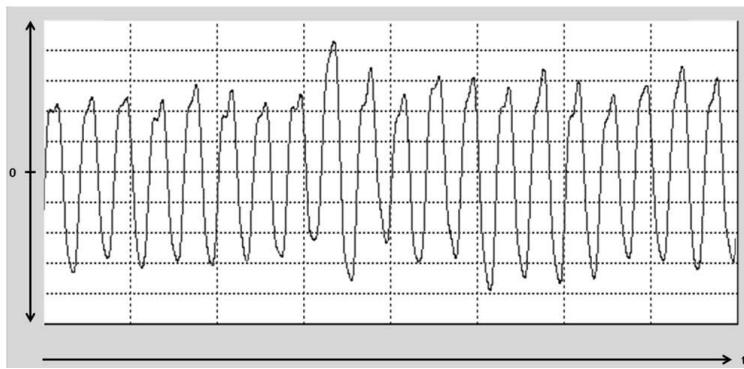


Bild 4: Breitbandig gemessenes Zeitsignal einer Lagerschwingung in mm/s

Zur besseren Veranschaulichung wird das Rohsignal zeitlich eingegrenzt. Das wurde in Bild 5 mit dem Ausblenden der Randbereiche abgebildet. Der nächste Schritt ist die Betragsbildung. Somit werden alle Amplituden nur noch betragsmäßig betrachtet. Der nun erhaltene Kurvenverlauf schließt eine Fläche ein. Diese Fläche entspricht dem Effektivwert (Bild 6).

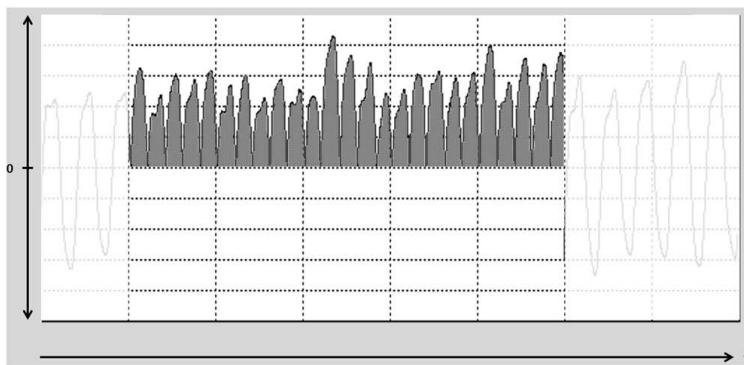


Bild 5: Betragsverlauf der Schwinggeschwindigkeit

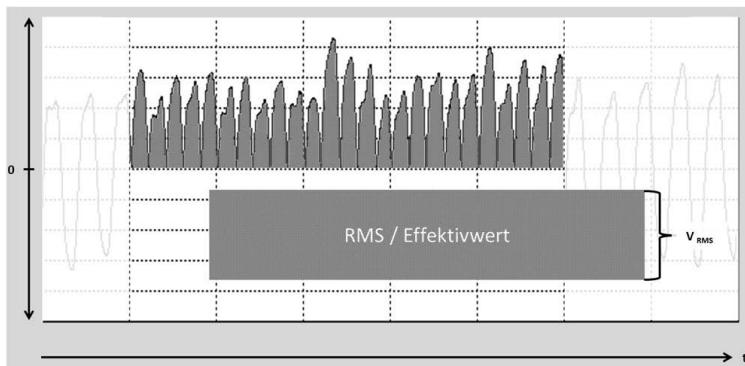


Bild 6: Eingeschlossene Fläche = Effektivwert

Wie bereits erwähnt, muss das Messsignal breitbandig aufgezeichnet werden. Der jeweilige Frequenzbereich hängt hierbei entscheidend von dem Maschinentyp ab. Somit spezifizieren die einzelnen Normen den geforderten Frequenzbereich (Tabelle 1).

Tabelle 1: Übersicht des zu verwendenden Frequenzbereiches [3, 4, 5]

Norm	Maschinentyp	Frequenzbereich
DIN ISO 10816-3	$> 15 \text{ KW}, < 15000 \text{ min}^{-1}$	10 Hz – 1000 Hz
DIN ISO 10816-3	$> 15 \text{ KW}, \leq 600 \text{ min}^{-1}$	2 Hz – 1000
ISO 10816-5	$< 300 \text{ min}^{-1}$	$1/4X - 3*X*N_s$
ISO 10816-5	$300 \text{ min}^{-1} - 1800 \text{ min}^{-1}$	2 Hz – 1000 Hz
DIN ISO 10816-7	$> 1 \text{ KW}, < 600 \text{ min}^{-1}$	2 Hz – 1000 Hz
DIN ISO 10816-7	$> 1 \text{ KW}, > 600 \text{ min}^{-1}$	10 Hz – 1000 Hz
DIN ISO 10816-7	$> 1 \text{ KW}, \text{ sehr hohe Drehzahlen}$	10 Hz – $2,5 + N_s$

X = Nenndrehfrequenz

N_s = Schaufeldrehklang

Die Messungen sollten möglichst an ungeschützten und zugänglichen Teilen der Maschine durchgeführt werden. Bei nicht permanent befestigten Sensoren ist auf eine sorgfältige Dokumentation zu achten. Wie bei den Wellenschwingungen werden die Lagerschwingungen in rechteckwinkliger Paaranordnung gemessen. Hierbei wird bei Maschinen mit horizontaler Wellenanordnung die horizontale und vertikale Richtung am Lagerständer oder Lagergehäuse

bevorzugt. Es ist bei einzelnen Maschinen empfehlenswert, ebenfalls die axialen Schwingungen zu ermitteln.

Insgesamt betrachtet ist der Effektivwert der Schwinggeschwindigkeit ein geeignetes Mittel für eine Betriebsüberwachung. Allerdings muss beachtet werden, dass eine Aussage über eine konkrete Frequenzkomponente oder die Erkennung von Veränderungen im Spektrum mit der Betrachtung des Effektivwertes gemäß den Regelwerken nicht möglich ist. Hierfür ist eine Frequenz- oder Ordnungsanalyse notwendig.

3. Betriebliche Überwachung an einem Großventilator

In diesem Abschnitt wird die betriebliche Überwachung eines laufschauflergeregelten Axialventilators erläutert. Der Ventilator wird über einen angekuppelten Elektromotor angetrieben. Das Gebläse verfügt über einen 2-stufigen Rotor, bei dem die Laufschaufeln lastspezifisch in die entsprechende Stellung gebracht werden können. Ein schematischer Aufbau wird in Bild 7 dargestellt.

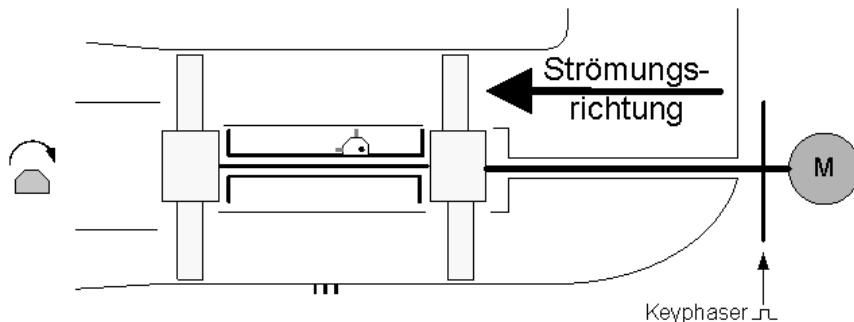


Bild 7: Schematischer Aufbau eines Axialventilators

Die betriebliche Schwingungsüberwachung erfolgte anfangs ausschließlich über die drei am Außengehäuse befestigten Gehäusesensoren. Nach einer Überprüfung wurden nachträglich im Innenraum Lagergehäusesensoren gemäß DIN ISO 10816-3 fest installiert und in die betriebliche Überwachung integriert. Die Überprüfung und nachträgliche Installation wurde durch einen eingetretenen Schaden initiiert. Die Gründe hierfür sollen im nächsten Absatz erläutert werden.

Im Rahmen der Nachuntersuchung wurden alle verfügbaren Prozess- und Betriebsparameter auf Auffälligkeiten oder Veränderungen betrachtet. Als Referenz wurde die parallel in Betrieb befindliche Anlage herangezogen. Das Ergebnis der Recherche ergab keine wesentlichen Unterschiede zu der Vergleichsanlage und nennenswerte Veränderungen in den Betriebsparametern lagen ebenfalls nicht vor. Die betriebliche Schwingungsüberwachung zeigte keine erkennbaren Trends, erst mit Schadenseintritt lagen Änderungen vor. Somit musste von einem Spontanversagen als Schadensursache ausgegangen werden. Zur Schadensvermeidung wurde dem Kraftwerksbetreiber empfohlen, die Anlage mit zusätzlicher Schwingungssensorik auszustatten. Grund hierfür ist die große Entfernung von Signalquelle zum Messort. Darüber hinaus ist das Lager mit dem Außengehäuse mit Streben verbunden, sodass die Signalausbreitung begrenzt ist. Mit Unterstützung der Siempelkamp NIS wurde das innenliegende Lagergehäuse mit Schwingungssensorik ausgerüstet. Orientierung lieferte die DIN ISO 10816, und somit wurde der Lagerträger mit Gehäusesensoren in horizontaler, vertikaler und axialer Richtung bestückt. Die Herausforderung hierbei war die Kabelführung und die innen vorliegenden Umweltbedingungen die für die Sensor- und Kabelauswahl maßgebend waren.

Mit Wiederinbetriebnahme des Ventilators konnten mit den innenliegenden Schwingungssensoren unterschiedliche Charakteristiken festgestellt werden. Diese wiederkehrenden Schwingungsverläufe sind mit den außen befestigen Sensoren nicht zu detektieren. Die durch den Schaden zusätzlich durchgeführten Untersuchungen und deren Ergebnisse konnten mit Schwingungsinformationen verglichen und verifiziert werden.

Anhand der gesammelten Erfahrung wurden vergleichbare Gebläse an andere Kraftwerksanlagen des Betreibers mit innenliegender Schwingungsausrüstung erweitert und somit die Betriebssicherheit verbessert.

- [1] wikipedia.org; Braunkohlenkraftwerk mit optimierter Anlagentechnik
- [2] DIN ISO 10816-1; Bewertung der Schwingungen von Maschinen durch Messungen an nicht-rotierenden Teilen, Teil 1: Allgemeine Anleitungen, August 1997
- [3] DIN ISO 10816-3; Bewertung der Schwingungen von Maschinen durch Messungen an nicht-rotierenden Teilen, Teil 3: Industrielle Maschinen mit einer Nennleistung über 15 KW und Nenndrehzahlen zwischen 120 min⁻¹ und 15000 min⁻¹ bei Messungen am Aufstellungsort, August 2009
- [4] ISO 10816-5; Mechanical vibration – Evaluation of machine vibration by measurements on non-rotating parts, Part 5: Machine sets in hydraulic power generating and pumping plants, April 2000
- [5] DIN ISO 10816-7; Bewertung der Schwingungen von Maschinen durch Messungen an nicht-rotierenden Teilen, Teil 7: Kreiselpumpen für den industriellen Einsatz, August 2009
- [6] DIN ISO 7919-1; Messung und Bewertung von Wellenschwingungen, Teil 1: Allgemeine Anleitungen, August 1997
- [7] DIN ISO 7919-3; Messung und Bewertung von Wellenschwingungen, Teil 3: Gekuppelte industrielle Maschinen, August 2009
- [8] DIN ISO 7919-5; Messung und Bewertung von Wellenschwingungen, Teil 5: Maschinensätze in Wasserkraft- und Pumpenanlagen, Oktober 2005
- [9] ISO 14694; Industrial fans, Specifications for balance quality and vibration levels, March 2003
- [10] ISO 14695; Industrial fans, Method of measurement of fan vibration, April 2003
- [11] DIN ISO 20816-1; Messung und Bewertung der Schwingungen von Maschinen, Teil 1: Allgemeine Anleitung, März 2017
- [12] DIN ISO 20816-5; Messung und Bewertung der Schwingungen von Maschinen, Teil 5: Maschinensätze in Wasserkraft- und Pumpenanlagen, Februar 2017

Industrial Internet – Die Zukunft des Condition Monitoring

Grundlagen der Digitalisierung und Anwendungsbeispiele

Dipl.-Ing. **Hendrik Friedrichs**, Dr.-Ing. **Zied Fahem**,
Bently Nevada, Frankfurt a.M.

Kurzfassung

Der heutige Wandel in der Industrie zwingt Unternehmen, Daten zur Zustandsüberwachung von Maschinen zentral und nicht mehr lokal zu sammeln, verarbeiten und interpretieren. Dienstleistungen wie „Software as a Service“ und Technologien wie „Cloud-Computing“ oder „Virtual Private Networking“ können geschickt eingesetzt werden, um die neuen Erwartungen zu erfüllen, sowohl für Kunden die Ihre eigene „Cloud“ aufbauen wollen, als auch für Kunden die eher die Software und die Rechenleistung als zeitlich begrenzte Dienstleistung buchen wollen. Da es hier um Maschinenschutzsysteme mit sehr sensiblen Daten handelt, müssen besondere Sicherheitsvorkehrungen unternommen werden, um die Zuverlässigkeit der Daten und den Schutz des Netzwerks gegen Cyber-Kriminalität zu gewährleisten.

Im Vortrag wird das Thema Industrie 4.0 aus Sicht eines globalen Industriekonzerns dargestellt. Es wird aufgezeigt, wie kleine technische Fortschritte im Bereich der IT-Infrastruktur neue digitale Anwendungen im Bereich Condition Monitoring und Smart Manufacturing ermöglichen. So wird anhand von Fallbeispielen gezeigt, wie heute Maschinendaten über große Entfernung zu den Experten gelangen, um so Erkenntnisse über Maschinenzustand zu erlangen. Durch Automatisierung und intelligenter Anwendung von Cyber Security sind dadurch neue und effiziente Fernwartungsmodelle möglich.

Abstract

While much has been written about the digital transformation of industry, few industrial companies have undertaken the daunting work of actually transforming. GE has and is.

That's why GE built Predix – the Industrial Internet platform. By packaging its own capabilities and transformation experience, GE created Predix to guide industrial companies through this complex technology and business transition, putting them in charge of their IIoT journey. By using this comprehensive platform, businesses can create innovative apps on Predix that turn real-time operational data into actionable insights. Predix equips them with everything they need to rapidly build, securely deploy, and effectively operate industrial apps.

This paper provides an overview of the insights, lessons learned, tools, and techniques that Bently Nevada acquired through its own digital industrial transformation experience.

1. Einleitung

Das Zeitalter der Digitalen Industrie

Die industrielle Welt wurde in den letzten 250 Jahren durch eine Reihe von grundlegenden Technologieveränderungen geprägt:

- Dampf und Schiene (1750-1830)
- Strom und Telefon (1880-1920)
- Computer und IT (1960-2000)
- und die aktuelle Ära des Industrial Internet of Things (IIoT) und „Big Data“ (2010-Gegenwart).

Jeder Technologiewechsel führte eine Welle von Produktivitätsverbesserungen herbei, begleitet von Marktstörungen, wobei einige Industrieführer durch den Aufstieg von agilen neuen Konkurrenten vertrieben wurden. Die etablierten Industrieunternehmen, die in neu aufkommende Technologien investierten, blieben in den meisten Fällen am Markt bestehen.

GE hat viele solcher störenden Wellen überlebt, seit es zum ersten Mal dem Dow-Jones-Index als Gründungsmitglied im Jahre 1896 beigetreten ist. Das Schicksal der GE Wettbewerber war nicht immer so erfolgreich. Heute ist GE das einzige verbleibende Mitglied des 1896 Dow-Jones-Indexes.

Das aktuelle Zeitalter der digitalen Industrie ist durch immer leistungsstärkere Software und stark sinkende Hardwarekosten geprägt. Das heißt, die heutigen prädiktiven Algorithmen und maschinellen Lernfähigkeiten ermöglichen Einsatzfälle, die vor fünf Jahren noch nicht möglich waren. Und vergessen wir nicht die stetig sinkenden Kosten der Sensoren, der Berechnung, der Speicherung und der Bandbreite, die den Einsatz dieser Fähigkeiten zu einer finanziellen Realität gemacht haben.

Die ersten industriellen IoT-Einsatzfälle konzentrierten sich auf die Verringerung der ungeplanten Ausfallzeiten von wichtigen industriellen Anlagen in der Stromerzeugung und im Bergbau. Industrieunternehmen steigern dabei sowohl die Anzahl der Sensoren an jeder Maschine als auch die Anzahl der Maschinen mit Sensoren.

Das Ergebnis ist nicht nur die Fähigkeit, eine hochauflösende Sicht auf das zukünftige Verhalten kritischer Maschinen zu entwickeln, sondern auch die Fähigkeit, eine Systemansicht eines gesamten Betriebs zu generieren. Diese operative Agilität und Vorhersagbarkeit gibt den Industrieunternehmen die Möglichkeit, Innovationen im eigenen Geschäftsmodell zu

verfolgen, indem sie Informationen über Effizienz und Produktivität virtuell "als Service" nutzen.

In der letzten Zeit haben die Industrieunternehmen nicht das Wachstum der digitalen Industrie- und Konsumentenunternehmen erreicht. Gleiches gilt auch für die Gewinne, welche in dem digitalen Sektor deutlich höher liegen.

Industrieunternehmen betreten eine neue Zeit der explosiven Wertschöpfung. Die rasche Verbreitung der digitalen Innovation wird das Wachstum der industriellen Produktivität neu starten.

McKinsey wie auch GE Wirtschaftswissenschaftler schätzen, das Industrial Internet könne in den nächsten Jahrzehnten 10 bis 15 Billionen US-Dollar zum globalen BIP beitragen. Das Industrial Internet ist nicht vergleichbar mit der industriellen Elektrifizierung im letzten Jahrhundert. Diejenigen, die sich schnell bewegen, werden wahrscheinlich dauerhafte Vorteile genießen. Für diejenigen, die sich langsam bewegen ... ist die Zukunft weniger sicher.

2. GE Industrial Internet

Definition „Industrial Internet“

Das „Industrial Internet“ ist ein offenes globales Netzwerk, das Menschen, Daten und Maschinen miteinander verbindet. Der von GE geprägte Begriff ist auch bekannt als das „Industrielle Internet der Dinge“ (IIoT).

Das Industrial Internet bezieht sich auf die Integration physischer Anlagen mit vernetzten Sensoren und Software. Es bietet viel Potenzial für tiefgreifende Veränderungen der globalen Industrie, und somit der Art und Weise, wie diese arbeitet. Im Industrial Internet werden Daten aus Anlagen gesammelt, in Echtzeit analysiert und schließlich genutzt, um Fehler zu entdecken und ungeplante Anlagenausfälle zu reduzieren.

Das Industrial Internet beschreibt die vierte große Welle der Industrialisierung. Das Internet ist bereits verantwortlich für eine signifikante Produktivitätssteigerung, aber eine Abflachung dieser Produktivitätssteigerungen wird bereits beobachtet.

Im industriellen Anwendungsbereich sind alle Voraussetzung für eine weitere industrielle Revolution bereits vorhanden – Sensorik, Bandbreite, Algorithmen und Automatisierung.

a. Predix™

GE entwickelte eine Plattform (Predix™) für das Industrial Internet und schafft die technische Grundlage für die Entwicklung, Einsetzung und Betrieb industrieller Anwendungen. Predix™ soll die Entwicklung der Anwendungen wie beim Smartphone-Markt vereinfachen und ihre Entwicklungslaufzeit verkürzen.

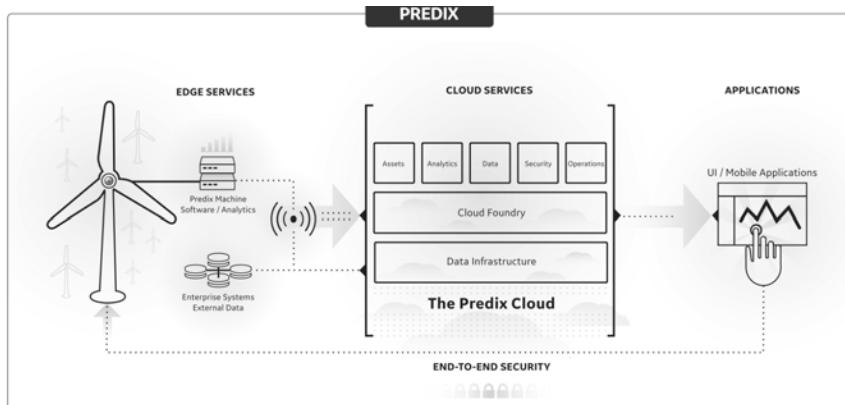


Bild 1: Predix Komponenten [1]

Predix™ ist ein Betriebssystem, das in einer Cloud installiert ist. Die Besonderheit von diesem Betriebssystem, ist dass es viele der für das industrielle Internet notwendigen Dienste anbietet. Solche Anwendungen sollen immensen Mengen an Daten aus unterschiedlichen Geräten sammeln, bearbeiten und analysieren. Von daher es ist essentiell, folgende Dienste zu implementieren:

- **„Edge“-Dienste**

Ein Dienst soll die Daten von Maschinen aufnehmen, lokal bearbeiten, in ein Internet fähiges Protokoll übersetzen und in der Cloud hochladen. Predix™ als Plattform bietet ein Software-Modul, der verschiedene Protokolle u. a. SSH, HTTPS, MQTT, WebSocket, OPC-UA, Modbus und TCP unterstützt und auf mehreren Plattformen wie z. B. Sensoren, Gateways oder Steuerungen lauffähig macht.

- **Datenmanagement Dienste**

- Asset Data: Zur Erstellung und Modifikation von Maschinen und Anlagen Modelle werden REST APIs angewendet.
- Blobstore: Predix ist S3 kompatibel und ermöglicht die Speicherung von Byte Tabellen mit einer Größe von bis zu 10 GB.
- Time-Series: ermöglicht die Verwaltung, Verbreitung, Speicherung und Analyse von diskreten Daten die in bestimmte Zeitintervalle aufgenommen sind.
- SQL Datenbank: Predix™ bietet PostgreSQL als Datenbankenverwaltungssystem.

- **Analytics Framework:**

Anwendungen sollen die gesammelten Daten analysieren und Aussagen über z.B. Maschinenzustand treffen. Anhand der in Predix™ angebotenen Modelle und Algorithmen kann man feststellen, was es heute mit intelligenter Software im Bereich des industriellen Internets möglich ist. Ein paar Algorithmen werden hier kurz beschrieben. Mittels z.B. Tukey Outlier Detection oder Variance Thresholding Komponenten können Ausreißer aus dem Datenstrom herausgenommen. Modelle zur Detektion von Anomalien sollen z.B. erkennen ob Änderungen an Maschinenverhalten oder an den Prozessdaten stattfinden oder sogar, wie beim Kalman-filter Anomaly detection Modell, Daten aus einem gestörten Signal herausfiltern. Da die Daten aus verschiedenen Systemen (Schwingungsdaten, Prozessdaten, Speisung...) zentral gesammelt werden, kann man anspruchsvolle multivariate Algorithmen (wie z.B. das High-Dimension Anomaly Detector oder das Hotelling's T Square for multivariate outlier) nutzen um Anomalien nachzuweisen, die nicht mit Daten aus ein paar Sensoren erklärbar oder gar darstellbar sind.

- Software im industriellen Internet soll außerdem fähig sein, maschinell zu lernen und neue Daten anhand des Gelernten aus den alten Daten zu analysieren. Bestehen die erzielten Ergebnisse aus diskreten und bekannten Zuständen spricht man von einer Klassifizierung. Algorithmen wie z. B. Random Forest Classifier oder Support Vector classifier könnten bei solchen Aufgaben eingesetzt werden. Bei optischen Qualitätskontrollen von Produkten, zum Beispiel, geht es darum zu beurteilen, ob die Teile ein bestimmtes Kriterium erfüllen. Daten aus der Kamera und das Gelernte aus der Lernphase werden benutzt, um über die Qualität des Produktes zu beurteilen. Ist allerdings der Wert einer kontinuierliche Variable (oder mehrere Variablen) vorherzusehen, sollte man dann auf Regressionsalgorithmen zurückgreifen. Versucht man aber die Daten zu klassifizieren ohne vorher Klassen oder Zielwerte zu setzen, spricht man von nicht-überwachtem Lernen. Algorithmen wie z.B. „Density Based Spatial Clustering“ können durch Segmentierung (Clustering) ähnliche Muster abbilden.

- **Visualisierungsdienste:**

Predix ermöglicht die Visualisierung der Daten als einfache Web-Applikation, die von einem Web-Browser (z. B. auf einem mobilen Gerät) zugänglich ist.

- **Sicherheitsdienste:**

Es stehen Dienste (z. B. OAuth 2.0 Authentifizierungsserver) zur Verfügung zur Verwaltung von Zugängen und zur Verschlüsselung von Daten.

b. Digital Twin

Der Digitale Zwilling ist ein digitales Abbild der realen Maschine und baut die Brücke von den physischen zu den digitalen Welten und liefert ein besseres Maschinenverständnis. Sie verknüpft die Daten von Sensoren und Geräten mit der Analytik, mit wissenschaftlichen Modellen und der Materialwissenschaft um die analysierten Maschinen zu verstehen, deren Betriebsvariablen zu prognostizieren und deren Leistung zu optimieren.

Der Digitale Zwilling stellt einen radikaler neuen Ansatz für Künstliche Intelligenz dar und ist in der Lage, mehrstufige komplexe Daten zu verarbeiten und Intelligenz über den gesamten Lebenszyklus von Teilen, Maschinen und Systemen zu liefern. Der Digitale Zwilling trägt zum konsistenten Aufbau von Maschinen- und Systemwissen bei, ermöglicht Frühwarnungen, Vorhersagen, Lernen und Optimierung.

Durch die Kombination des „Digital Twin“ mit den aktuellen und der historischen Daten ist es möglich, den Zustand der Maschinen besser zu ermitteln und vorherzusagen.

3. Praxisbeispiele

a. Condition Monitoring Software Remote Hosting

Für Installationen mit mehreren kleinen geografisch getrennten „Insel-Systemen“ werden Daten direkt von der Hardware über Internet an eine zentral installierte Software übermittelt. Dadurch wird der Anzahl der Software Installationen und damit verbundenen Lizenzgebühren und IT-Kosten reduziert.

Die Herausforderung bei der Verbindung von Maschinen mit Software über Internet ist es, dass oft proprietäre oder nicht für das offene Internet konzipierte Protokolle (z. B. OPC, Modbus...) für die Kommunikation eingesetzt werden. Um diese Beschränkung aufzuheben, sind zwei Lösungen zurzeit entwickelt:

1. Mit einem Wandler (z. B. „Field Agent“) werden Daten von lokalen industriellen Protokollen in Internet fähigen Protokolle (z. B. HTTPS) umgewandelt.

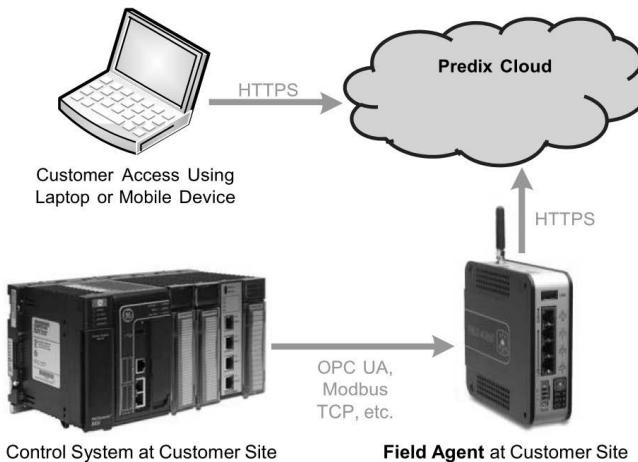


Bild 2: Kommunikation zwischen Maschine und Cloud mittels Field Agent [2]

2. Mittels einem „virtuellen privaten Netzwerk“ (VPN) wird eine virtuelle Netzwerkstruktur aufgebaut, die eine Benutzung von proprietären und sonstigen Protokollen ermöglicht. Abbildung 3 zeigt ein vereinfachtes Netzwerk zur Verbindung von einem Maschinenüberwachungssystem mit einer Analyse Hardware. Zur Verschlüsselung der Daten und Authentifizierung der Teilnehmer könnte das Protokoll-Suite IPSec eingesetzt werden.

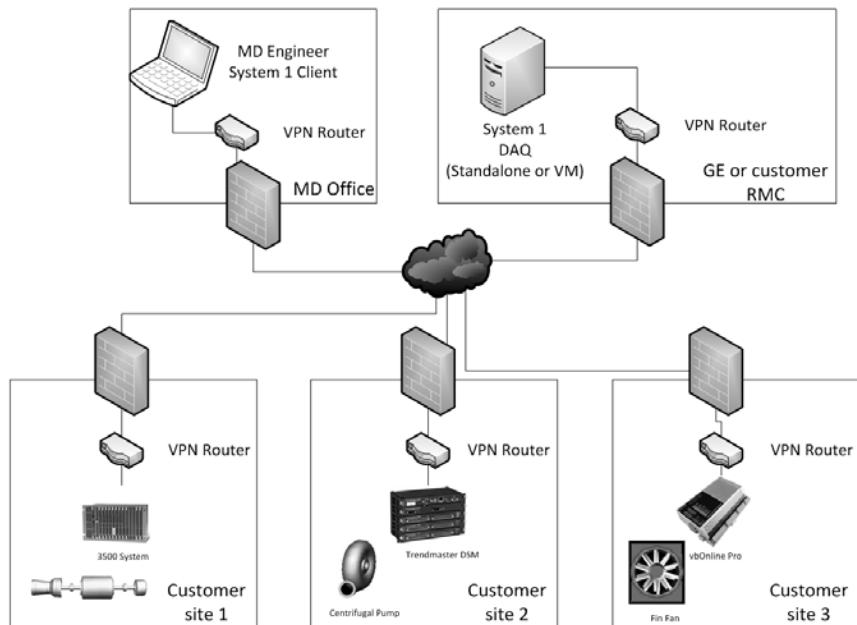


Bild 3: Remote Hosting Solution

In Hochsicherheitsumgebungen sollte man außerdem an die Möglichkeit von unidirektionalen Netzwerken (Data Diode) nachdenken. In solchen Netzwerken ist der Datenfluss nur in einer Richtung möglich z. B. von Maschine zum Internet. Jede Art von äußerem Zugriff an den Systemen wird unterbunden. In Umgebungen wo direkte Ethernet Verbindung mit den Systemen nicht gewünscht oder gar verboten ist, könnte man zusätzliche Hardware (z. B. TDISecure™ Communication Processor) installieren, welche die Daten von den gepufferten Ausgängen der kritischen Systeme auswerten und an die Analysesoftware in digitaler Form weiterreichen.

b. „Software as a Service“ am Beispiel einer Windkraftanlage

Generell sind Windparks durch große Abstände zwischen den einzelnen Windkraftanlagen sowie einer großen Anzahl von Windturbinen (bis zu 800) gekennzeichnet. Diese Tatsachen machen eine „serverless“ Lösung zur Zustandsüberwachung attraktiv. Ausschlaggebende Faktoren sind hier nicht die Investitionskosten für Server, sondern deren Wartung und Pflege.

ADAPT.SaaS ist eine servicebasierte Lösung zur ständigen Zustandsüberwachung von Windturbinen, mit dem Ziel Anomalien und operative Trends zu identifizieren, die das Potential haben, die Turbinenverfügbarkeit zu beeinflussen und potenzielle katastrophale Ausfälle zu verursachen.

Als Voraussetzung für die ADAPT.SaaS Lösung muss in jeder Windgondel ein Messgerät (60M100) und Beschleunigungssensoren bevorzugt am Getriebe installiert sein.

Im Gegensatz zu einem konventionellen Server basierten Installation wird bei ADAPT.SaaS anstatt einem physischen Standortserver mit lokaler Software ein einfacher VPN-Router eingesetzt, der Daten von den Turbinen zum gehosteten ADAPT.SaaS-Server in der Cloud leitet. Im Falle eines Kommunikationsverlusts hat der Monitor 60M100 die Möglichkeit, zwei Wochen Messdaten zu speichern. Wenn die Netzwerkverbindung wiederhergestellt wird, ruft der Host-Server automatisch die gespeicherten Daten ab und setzt den normalen Betrieb fort.

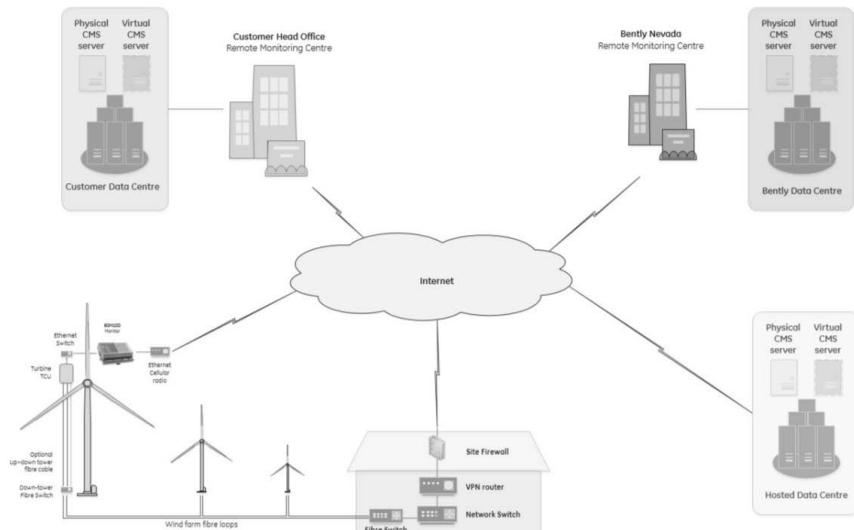


Bild 4: Software as a Service am Beispiel einer Windturbine

Funktionsweise

Beschleunigungssensoren befinden sich an maschinendiagnostisch aussagekräftigen Positionen an den Hauptkomponenten Rotor, Getriebe und Generator des Turbinenantriebs. Die Beschleunigungssensoren werden dann an den 60M100-Monitor angeschlossen, der eine

eingebaute Firmware zur Automatisierung des Datenerfassungsprozesses und zur Vorverarbeitung von Rohdatensignalen aufweist. Die Firmware enthält auch die kinematische Maschinendefinition, verschiedene patentierte Messtechniken und Algorithmen sowie vorgegebene Alarm-Sollwerte.

Der 60M100 überwacht kontinuierlich und erfasst gleichzeitig sowohl statische Daten als auch dynamische Wellenformen, während die Turbine in Betrieb ist. In regelmäßigen Abständen ruft die ADAPT.Wind gehostete Anwendung Daten von jedem Monitor ab und speichert sie in der ADAPT.Wind gehosteten Proficy Datenbank. Wenn Alarne und Ereignisse ausgelöst werden oder Schwellen überschritten werden, sendet der 60M100 sofort Benachrichtigungen an den gehosteten ADAPT.Wind-Server. Ein VPN Netzwerk wird aufgebaut, um die Kommunikation zwischen der lokalen Hardware und der Software zu gewährleisten. Mittels Schlüsseln und Passwörtern wird die Kommunikation verschlüsselt und das Netzwerk vom Fremdzugriff geschützt.

Die Softwareanwendung ADAPT.Wind wird in der Cloud gehostet und dient als zentrale Datenbank für alle aktuellen und historischen Daten. Das Hosting der Lösung hat viele Vorteile, nicht zuletzt einen leichten Zugang überall in der Welt mit jedem Gerät, welches mit dem Internet verbunden ist.

Report for (015) FlexVPN spoke-to-hub tunnel Traffic

Report Time Span:	6/3/2017 12:00:00 PM - 6/4/2017 12:00:00 PM
Sensor Type:	SNMP Traffic 64bit (30 s Interval)
Probe, Group, Device:	
Uptime Stats:	Up: 100 % [23h59m23s]
Request Stats:	Good: 100 % [1440] Failed: 0 % [0]
Average (Traffic Total):	1.38 kbit/s
Total (Traffic Total):	14,532 KByte

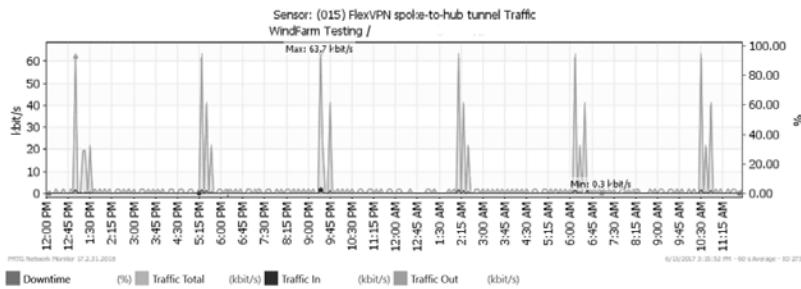


Bild 5: Bandbreiteanforderung einer Remote Hosting Solution

Wie in Abbildung 5 zu sehen ist, stellen Bandbreitenbegrenzung keinen großen limitierenden Faktor dar. Durch die Vorverarbeitung der dynamischen Daten im Schwingungsmessgerät

wird die erforderliche Bandbreite deutlich reduziert. Des Weiteren minimieren eingebaute Ringspeicher das Risiko eines Datenverlustes.

c. Die digitale Fabrik - Wälzlagerüberwachung

Weltweit findet die Digitalisierung auch Einzug in diverse Fertigungsprozesse. So ist es heute beispielsweise durch Metall-3D-Druck möglich, komplexe Turbinenschaufel-Geometrien in einem völlig digitalen dreidimensionalen Metall Druck Verfahren herzustellen. Arbeitsabläufe, Schnittstellen und Prozesse sind dabei völlig unterschiedlich zu den bisher üblichen Fertigungsfahren.

Im Rahmen einer GE internen Initiative mit dem Namen „Brilliant Factory“ werden in der zerspanenden Fertigung werden die Lagerung von Fräsmaschinen mit Beschleunigungssensoren überwacht. Ziel ist es, die Qualitätssicherung in den Fertigungsprozess zu integrieren. Ein weiteres Ziel dieses Projektes ist die voll autonome Überwachung der Schadensfrequenzen an wälzgelagerten Werkzeugmaschinen, wie z.B. mehrachsige Fräsmaschinen.

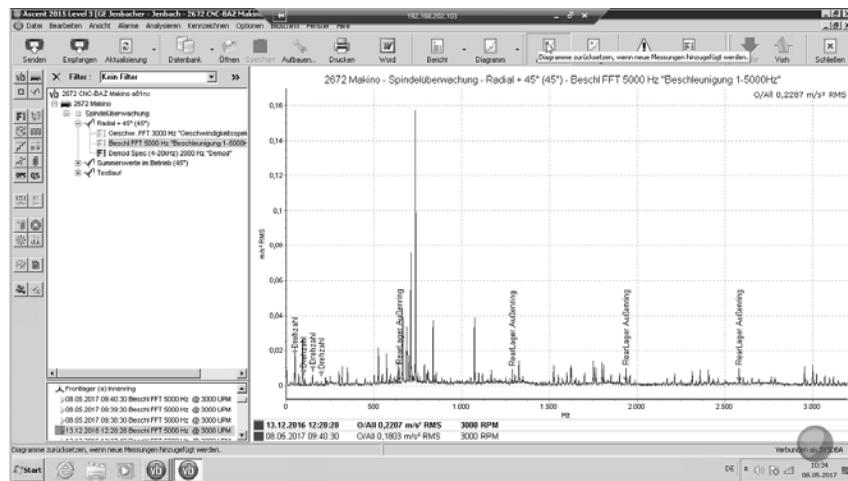


Bild 6: Schadensfrequenzanalyse einer Werkzeugmaschine

Aufgabenschwerpunkte sind der Aufbau der Maschinenkommunikation und Analytik mit dem Ziel Betriebszustände zu klassifizieren. Diese Betriebszustände werden dazu benötigt, die Daten in Abhängigkeit der Maschinenbetriebspараметer sinnvoll zu interpretieren. In Zukunft wird es möglich sein, wie in Kapitel 2 beschrieben, diese Klassifizierung automatisiert durch Predix Services durchzuführen.

Literaturverzeichnis

- [1] Predix The Industrial Internet Platform, 2016, GE
- [2] GFK-2993D Field Agent User Guide, 2017, GE
- [3] GEA18079E Bently Nevada ADAPT.SaaS, 2017, GE Oil & Gas
- [4] GE's Digital Industrial Transformation Playbook, 2016, GE Digital

Regelung von Druckmaschinen mit mehreren Hauptantriebsmotoren

Modelleigenschaften, Reglerstrukturen und Reglerentwurf

Dipl.-Ing. (FH) **N. Kubasiak**, M.Sc., Dr.-Ing. **E. Lenz**,

Prof. Dr.-Ing. **U. Konigorski**, Technische Universität Darmstadt

Kurzfassung

In diesem Beitrag wird die Regelung von Bogenoffsetdruckmaschinen mit mehreren Hauptantriebsmotoren behandelt. Angefangen von der Modellierung des Antriebsstrangs über die modale Untersuchung des Schwingungsverhaltens werden zwei verschiedene Regelungsstrukturen für mehrere Hauptantriebsmotoren vorgestellt. Dabei wird auf druckmaschinen-spezifische Besonderheiten eingegangen und unterschiedliche Antriebskonfiguration (Anzahl und Position von Motoren) verglichen.

1. Einführung

Bild 1 zeigt den modularen Aufbau einer Bogenoffsetdruckmaschine. Zum Bedrucken der Bögen werden diese zunächst am Anleger von einem Stapel vereinzelt und nacheinander dem ersten Druckmodul (D1) zugeführt. Im ersten Druckmodul wird der einzelne Bogen auf Maschinengeschwindigkeit beschleunigt und mit der ersten Druckfarbe bedruckt. Der Bogen durchläuft die folgenden Druck- und Lackmodule (D2 bis L9) und wird anschließend am Ausleger abgebremst und wieder zu einem Stapel abgelegt. Durch den modularen Aufbau kann eine Druckmaschine an spezifische Kundenwünsche durch eine variable Anzahl an Modulen und Modulkombinationen angepasst werden.

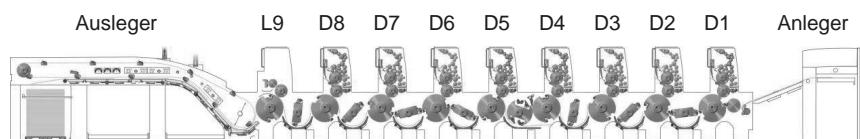


Bild 1: modularer Aufbau einer Bogenoffsetdruckmaschine (Bildquelle: manroland)

Die sich bewegende Teile innerhalb der Module, wie Walzen, Zylinder usw., werden im Allgemeinen durch einen maschinenweiten Räderzug (im Bild 1 nicht gezeigt) miteinander ver-

bunden und bilden den Antriebsstrang. Zum Antreiben der Druckmaschine können ein oder mehrere Motoren verwendet werden.

2. Regelziele

Hauptaufgabe der Regelung ist das Einstellen der gewünschten Produktionsdrehzahl (Fest-sollwertregelung der Starrkörpergeschwindigkeit). Dabei ist für die Druckqualität die lagesynchrone Bewegung der einzelnen druckbildführenden und bogentransportierenden Teile von entscheidender Bedeutung. Der Antriebsstrang stellt ein schwingfähiges System dar, welches im Wesentlichen durch periodische, drehzahl- und winkelabhängige Störungen zu Schwingungen angeregt wird, wodurch es zu Abweichungen in der Lagesynchronität einzelner Teile kommt, die die Druckqualität negativ beeinflussen können. Bei der Auslegung ist darauf zu achten, dass kein Zahnräumenwechsel im Druckbetrieb auftritt, der zu erheblichen Lageabweichungen und zu einer unbrauchbaren Druckqualität führen würde.

3. Modellierung

Zur Modellierung des wesentlichen Drehschwingungseigenverhaltens des Antriebstrangs im unteren Frequenzbereich bis ca. 50 Hz werden häufig lineare Mehrkörpersysteme verwendet, bei denen einzelne reale Massenträgheiten zu Ersatzträgheiten m_k zusammengefasst und einer mechanischen Koordinate q_k zugeordnet werden. Diese Trägheiten sind durch lineare Ersatzsteifigkeiten k_k und Ersatzdämpfungen b_k miteinander verbunden [1] [2]. Solch ein vereinfachtes, lineares und passives Mehrkörpersystem mit dem Krafteintragsvektor \mathbf{f} wird durch die Bewegungsgleichung

$$\mathbf{M} \ddot{\mathbf{q}} + \mathbf{B} \dot{\mathbf{q}} + \mathbf{K} \mathbf{q} = \mathbf{f} \quad (1)$$

mit der Massenmatrix \mathbf{M} , der Dämpfungsmatrix \mathbf{B} und der Steifigkeitsmatrix \mathbf{K} beschrieben. Häufig lässt sich als Grundform des Antriebstrangs ein Torsionsschwinger mit glattem Wellenstrang ohne Verzweigung und Vermaschung annehmen. Bild 2 zeigt das hier weiter vereinfachte Antriebstrangmodell mit $N = 10$ mechanischen Freiheitsgraden und realitätsnahen Parametern für eine Druckmaschine mit zehn Modulen.

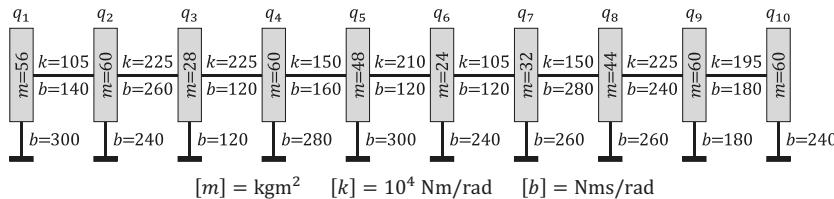


Bild 2: vereinfachtes Antriebstrangmodell

4. Theoretische Modalanalyse

Die geringe und über den Antriebsstrang verteilte mechanische Dämpfung kann zur modalen Untersuchung vernachlässigt werden. Die Dämpfungsmaatrix \mathbf{B} aus (1) kann entfallen, womit das ungedämpfte System $\mathbf{M} \ddot{\mathbf{q}} + \mathbf{K} \mathbf{q} = \mathbf{f}$ entsteht. Aufgrund der Symmetrie der mechanischen Systemmatrizen \mathbf{M} und \mathbf{K} lässt sich eine reguläre Modalmatrix $\Psi_0 \in \mathbb{R}^{N \times N}$ finden, mit deren Hilfe das ungedämpfte System in die Modalkoordinatendarstellung

$$\mathbf{I} \ddot{\mathbf{p}} + \Lambda_0 \mathbf{p} = \Psi_0^T \mathbf{f} \quad \text{mit} \quad \mathbf{q} = \Psi_0 \mathbf{p} \quad (2)$$

mit der Diagonalmatrix der Eigenwerte Λ_0 überführt werden kann („mass-normalisation“ [3]). Die einzelnen N Differenzialgleichungen zweiter Ordnung in (2) sind entkoppelt und beschreiben jeweils einen ungedämpften PT2-Schwinger, der jeweils von den restlichen PT2-Schwingern unabhängig ist. Die N bezüglich der Massen- und Steifigkeitsmatrix orthogonalen Spalten der Modalmatrix Ψ_0 werden im Weiteren Eigenformen $\Psi_{0,i}$ genannt und beschreiben zum einen, wie sich das Eigenverhalten aus den einzelnen modalen PT2-Schwingern zusammen setzt und zum anderen geben sie den Einfluss des Kraftvektors \mathbf{f} auf die einzelnen modalen PT2-Schwinger wieder. Damit wird anschaulich, dass das k -te Element der i -ten Eigenform ein Maß für die Steuer- und die Beobachtbarkeit des jeweiligen i -ten ungedämpften Eigenwerts $\omega_{0,i}^2$ an dem k -ten mechanischen Freiheitsgrad q_k ist. Bild 3 zeigt die ersten drei elastischen Eigenformen des hier behandelten Beispielsystems ohne Dämpfung. Charakteristisch für das hier untersuchte ungefesselte System sind die Schwingungsbäuche, die – insbesondere für niederfrequente Eigenformen – jeweils am Rand des Reihenschwingers auftreten (vgl. homogene Torsionsschwingerkette [4]).

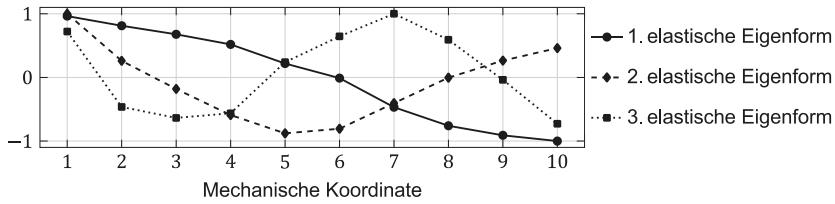


Bild 3: normierte Eigenformen des ungedämpften Modells

5. Bewertung von Frequenzgängen und Systemen

Der Einfluss einer periodischen Störerregung z_j auf einen Systemausgang, wie zum Beispiel die Differenzposition d_i zweier mechanischer Freiheitsgrade, wird im Frequenzspektrum durch den Frequenzgang $h_{di \leftarrow zj}(\omega)$ mit der Kurzschreibweise ($d_i \leftarrow z_j$) beschrieben. Verschiedene Frequenzgänge können in einer Frequenzgangmatrix zusammengefasst werden,

wie beispielsweise die Übertragungspfade von allen Störeingängen auf alle Differenzpositionen $H_{d \leftarrow z}(\omega)$ mit der Kurzschreibweise ($d \leftarrow z$).

Für die einfache visuelle Bewertung vieler relevanter Frequenzgänge kann der Verlauf der Frobenius-Norm der Frequenzgangmatrix über der Frequenz ω ,

$$\|H(\omega)\|_F = \sqrt{\sum_{i,j} |h_{ij}(\omega)|^2}, \quad (3)$$

herangezogen werden. Diese quadratische Summe aller Amplitudengänge an der jeweiligen Frequenzstelle ist im Bild 4 für das hier verwendete Beispielmodell mit logarithmierter Amplitude gezeigt (fette Linie). Zum Vergleich sind zusätzlich einige Amplitudengänge aus der Frequenzgangmatrix (dünne Linien) dargestellt. Die skalare Funktion der Frobenius-Norm über der Frequenz lässt alle Resonanzüberhöhungen erkennen, welche sich in den einzelnen Amplitudengängen nur teilweise deutlich zeigen, womit sich die Frobenius-Norm gut zur visuellen Bewertung einer Frequenzgangmatrix eignet. Charakteristisch für den Kraft-(Differenz)Positions-Amplitudengang ist der prinzipielle Abfall des Amplitudengangs zu höheren Frequenzen hin. Für den späteren Reglerentwurf wird die H2-Systemnorm

$$\|H\|_2 = \sqrt{\frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} \sum_{i,j} |h_{ij}(\omega)|^2 d\omega} = \sqrt{\frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} \|H(\omega)\|_F^2 d\omega} \quad (4)$$

verwendet [5], womit die Funktion der Frobenius-Norm über die Frequenz zu einer skalaren Größe integriert wird.

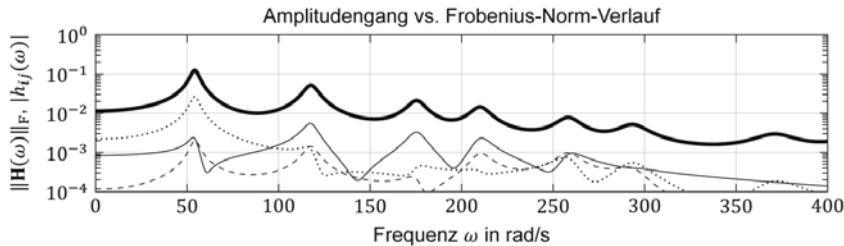


Bild 4: Vergleich von Amplitudengänge mit der Frobenius-Norm von $H(\omega)$

6. Wahl von Stell-, Regel- und Messgrößen

Stellgrößen: Werden mehrere Motoren zur Regelung verwendet, so stellt sich die Frage, welche örtliche Lage für die einzelnen Motoren für das Dämpfen von Resonanzüberhöhungen günstig ist. Aus Bild 3 ist ersichtlich, dass sich bei den Eigenformen – insbesondere für niederfrequente Resonanzen – immer Schwingungsbäuche an den Rändern ausbilden, woraus sich eine gute Beobachtbar- und Steuerbarkeit des entsprechenden Eigenwertes ablei-

ten lässt. Dem daraus motivierten Positionieren zweier Motoren an den Rändern des Reihenschwingers steht als Nachteil ein mögliches Abheben von Zahnflanken im Räderzug gegenüber. Dies kann – aufgrund von Störungen, die die Drehmomentenrichtung innerhalb des Räderzugs temporär ändern – zu den bereits genannten Problemen führen. Der im Weiteren verfolgte Ansatz sieht vor, dass der erste Antrieb einem Ende, vorzugsweise dem Modul eins, zugeordnet wird und die restlichen Motoren so verteilt werden, dass der jeweilige Motor immer über einen möglichen folgenden Motor hinaus treibt [6] [7]. Bild 5 skizziert die Idee an einem Beispiel, bei dem das benötigte Antriebsdrehmoment über zwei Motoren eingespeist wird. Zur Veranschaulichung sollen die einzelnen Module einen gedachten Drehmomentenbedarf von je 1 benötigen. Der erste Motor im ersten Modul (links) treibt die folgenden sechs Module über die Einspeisestelle des zweiten Motors im Modul fünf hinaus an. So wird die Drehmomentenrichtung von links nach rechts – je nach Drehmomentenaufteilung – unempfindlich gegenüber Störerregungen. Das Positionieren eines Motors im ersten Modul bietet zusätzlich die Möglichkeit, direkt am Entstehungsort eine einflussreiche deterministische Störerregung zu kompensieren, die durch den Mechanismus zur Beschleunigung des Bogens auf Druckgeschwindigkeit entsteht [8].

Bei Wendungsmaschinen existiert, in der Regel im mittleren Bereich der Druckmaschine, eine Wendeeinheit, die ebenfalls einen vergleichsweise großen Störerreger darstellt. Ein Motor in örtliche Nähe der Wendeeinheit ist auch hier vorteilhaft, um Störungen direkt am Entstehungsort zu kompensieren. Hinzu kommt die Anforderung eines speziellen Einrichtbetriebs, bei dem die Druckmaschine am Ort der Wendeeinheit sehr genau positioniert werden muss, wofür ein Stellglied in unmittelbar örtlicher Nähe ebenfalls günstig ist.

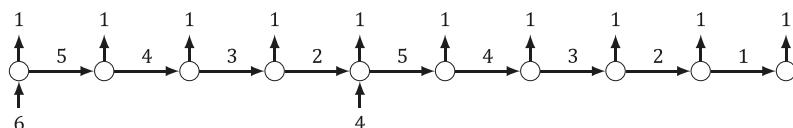


Bild 5: Drehmomentenrichtung

Regelgrößen: Das Regelziel ist die möglichst synchrone Bewegung des Antriebsstrangs. Dabei können maximal so viele Regelgrößen gewählt werden, wie unabhängige Stellgrößen existieren.

Für die Regelung der Drehzahl wird eine mittlere Drehzahlgröße v_{ges} aus dem Impuls

$$I_{\text{ges}} = \sum_{k=1}^N m_k \dot{q}_k = m_{\text{ges}} v_{\text{ges}} \quad (5)$$

abgeleitet, wodurch die Regelgröße weitestgehend unabhängig von lokalen Abweichungen insbesondere durch andere Eigenbewegungen wird.

Als weitere Regelgrößen werden die Differenzen zwischen den Stellgrößen vorgeschlagen. Mit deren Hilfe kann die Aufteilung des Antriebdrehmoments beeinflusst, auf einen geänderten Gesamtdrehmomentenbedarf der Druckmaschine reagiert und somit einem möglichen Flankenabheben im Zahnräderzug entgegengewirkt werden.

Messgrößen: Für die Wahl der Messorte sind zunächst – analog zu den Stellgrößen – wieder die Enden des Räderzugs günstig. Daneben sind aus praktischen Gründen die Stellorte selbst vorteilhaft. Als Rückführgrößen für die Regelung werden Drehzahlen gewählt, da bei der Verwendung von Winkellagen hohe Anforderungen an die zeitlich synchrone Erfassung und der Winkelauflösung bestehen [9]. Darüber hinaus beeinflusst eine statische Geschwindigkeitsrückführung $\mathbf{u} = \mathbf{R} \dot{\mathbf{q}}$ – mit der Reglermatrix \mathbf{R} und dem sich ergebenen Kraftvektor $\mathbf{f} = \mathbf{u} + \mathbf{z}$ aus Stellgrößen \mathbf{u} und Störungen \mathbf{z} – direkt die Dämpfungsmaatrix in der Bewegungsgleichung (1),

$$\mathbf{M} \ddot{\mathbf{q}} + (\mathbf{B} - \mathbf{R}) \dot{\mathbf{q}} + \mathbf{K} \mathbf{q} = \mathbf{z}, \quad (6)$$

und damit die Systemdämpfung wesentlich. Eine Rückführung von Winkellagen \mathbf{q} würde direkt auf die Steifigkeitsmatrix wirken und hauptsächlich die Frequenzen $\omega_{0,i}$ und die Eigenformen $\Psi_{0,i}$ beeinflussen. In der Praxis müssen nicht alle verwendeten Rückführgrößen gemessen werden, sondern fehlende Größen können mit Beobacherstrukturen generiert und so Sensorik eingespart werden.

7. Regelungsstruktur

Stand der Technik ist es, für die Drehzahlregelung eine einschleifige PI-Reglerstruktur zu verwenden, welche das Stellmoment über einen Hauptmotor an einer Stelle des Räderzugs einspeisen. Das I-Glied im Regler sorgt hierbei für die stationäre Genauigkeit der Festsollwertregelung und das P-Glied erhöht die Dynamik des Regelkreises.

Stehen für die Regelung m Stell- und n Messausgänge zur Verfügung, so kann eine PI-Mehrgrößen-Ausgangsrückführung wie im Bild 6 gezeigt zum Einsatz kommen, bei der mehrere Regelgrößen y_R definiert und über die Führungsgrößen w vorgegeben werden können [10]. Insgesamt können so viele Regelgrößen definiert werden, wie unabhängige Stelleingänge existieren. In Anlehnung zum einschleifigen PI-Regler wirkt sich hier die zum Ausgangsfehler e_y proportional wirkende Reglermatrix $\mathbf{R} \in \mathbb{R}^{m \times n}$ hauptsächlich auf die schnelle Dynamik des geschlossenen Regelkreises aus, wogegen die Reglermatrix $\mathbf{R}_I \in \mathbb{R}^{m \times m}$ mit dem integrierten Regelfehler e_R die langsamere Regelungsdynamik beeinflusst und analog

zum einschleifigen PI-Regler für die stationäre Genauigkeit der Regelgrößen sorgt. Der Ausgangsfehler e_y beschreibt die Abweichung zwischen den (gemessenen) Systemausgängen y und den stationären Endwerten des Entwurfsmodells, welche mit der Vorsteuermatrix $M_y \in \mathbb{R}^{n \times m}$ aus der Führungsgröße w berechnet werden. Mit der Vorsteuermatrix $M_u \in \mathbb{R}^{m \times m}$ kann das Führungsverhalten optimiert werden, was im Weiteren – aufgrund der langsamem Sollwertänderung – wenig relevant ist und nicht weiter berücksichtigt wird ($M_u = 0$).

Als Regelgröße wird in dieser Struktur die Geschwindigkeit v_{ges} aus (5) und $m - 1$ Stellgrößeendifferenzen $u_{d,k-1} = u_{d,1} - u_{d,k}$ für $k = 2 \dots m$ verwendet. Damit wird zum einen die stationäre Genauigkeit der Druckgeschwindigkeit sichergestellt als auch das Einstellen der gewünschten mittleren Drehmomentdifferenzen ermöglicht, mit der ein Zahnflankenabheben vermieden werden kann.

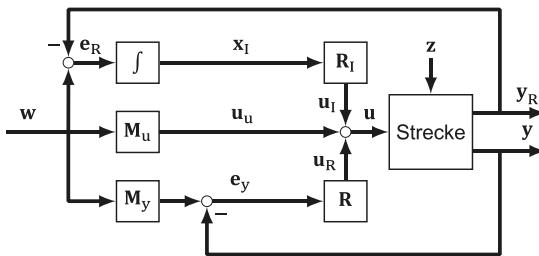


Bild 6: Reglerstruktur, PI-Mehrgrößen-Ausgangsrückführung

Alternativ zum PI-Mehrgrößenregler wird die Regelstruktur im Bild 7 vorgeschlagen. Hier wird allein die Geschwindigkeit v_{ges} als Regelgröße y_R definiert, die über einen I-Regler und einer Eingangsverkopplung $t \in \mathbb{R}^m$ auf das System zurückgeführt wird. Mithilfe des Vektors t kann eine (feste) prozentuale Drehmomentenaufteilung erreicht werden. Im stationären Endzustand wird der Ausgangsfehler e_y (Geschwindigkeitsfehler, da $y = \dot{q}$ gewählt) zu Null und die Stellgröße setzt sich nur noch aus dem I-Anteil und der Vorsteuerung zusammen, wobei die prozentuale Aufteilung auf die Stelleingänge durch t festgelegt ist. Der Vorteil hierbei besteht in einer einfacheren Struktur, da nur noch ein I-Glied mit einem skalaren Parameter existiert. Sofern die benötigte Regelkreisdynamik für die Geschwindigkeit deutlich langsamer als der schnelle Teil des geschlossenen Regelkreises, d.h. der gedämpften Eigenschwingungen, ist – was hier zutreffend ist – kann die Geschwindigkeitsregelung weitestgehend unabhängig von R mit nur diesem einen Parameter r_I in weiten Grenzen eingestellt werden, was einen weiteren Vorteil darstellt. Schließlich kann die prozentuale Aufteilung der Stellgröße gegenüber der Vorgabe von Differenzmomenten ebenfalls vorteilhaft sein. Ein Nachteil

stellt die feste Drehmomentenaufteilung dar, da formell der Regler für jede gewünschte Aufteilung neu ausgelegt werden müsste. Wie später diskutiert wird, ist eine Änderung der Aufteilung ohne neue Auslegung jedoch praktisch möglich und zeigt sich als robust stabil.

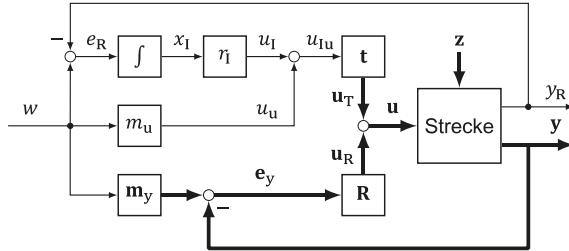


Bild 7: Reglerstruktur, PI-Ausgangsrückführung mit Eingangsverkopplung

8. Reglerentwurf

Die Reglermatrizen der vorgestellten Strukturen werden über die Minimierung einer H₂-Norm bestimmt [5]. Zur Beschreibung dieses Ansatzes wird zunächst nur die statische Rückführung über die Matrix \mathbf{R} betrachtet, also das Regelziel der Schwingungsdämpfung.

Ziel ist es, die Positionsabweichungen innerhalb der Maschine zu minimieren, die durch die oben beschriebenen Störungen an den einzelnen Massen hervorgerufen werden. Die Wirkung einer periodischen Störung auf ein dynamisches System wird durch den Frequenzgang des Systems vom Störeingang zu dem betrachteten Ausgang beschrieben. Es ist damit ein sinnvolles Regelziel, die Frequenzgänge aller N Störeingänge zu allen $N - 1$ Positionsabweichungen in geeigneter Form zu minimieren. Hierfür bietet sich die H₂-Systemnorm an, die wie in (4) dargestellt der Summe der quadratisch integrierten Einzelfrequenzgänge entspricht.

Statische Ausgangsrückführung: Die relevante Frequenzgangmatrix ($\mathbf{d} \leftarrow \mathbf{z}$) von den Störeingängen \mathbf{z} zu den Positionsabweichungen \mathbf{d} des geschlossenen Regelkreises hängt von den Reglerparametern \mathbf{R} ab ($\mathbf{R}_I = \mathbf{0}$). Um das Optimierungsproblem zum Finden der Regelparameter sinnvoll zu formulieren, muss auch die Eingangsgrößen \mathbf{u}_R berücksichtigt werden. Dies kann klassischerweise in Form eines zusätzlichen Güterterms erfolgen, so dass

$$\min_{\mathbf{R}} (\|\mathbf{d} \leftarrow \mathbf{z}\|_2^2 + \gamma^2 \cdot \|\mathbf{u}_R \leftarrow \mathbf{z}\|_2^2) \quad (7)$$

gelöst wird. Durch die Variation von γ kann die Gewichtung der Stellgröße festgelegt werden. Eine gegebene Begrenzung der Stellgrößen, zum Beispiel $\|\mathbf{u}_R \leftarrow \mathbf{z}\|_2 \leq 10$, kann dabei durch eine geeignete Variation von γ eingehalten werden.

Häufig wird auch eine frequenzabhängige Gewichtung vorgenommen, indem die betrachteten Frequenzgänge mit einem Filter multipliziert werden, $\|\mathbf{W} \cdot (\mathbf{d} - \mathbf{z})\|_2^2$. Die Reduzierung der Frequenzgänge erfolgt dann verstärkt in den Frequenzbereichen, in denen das Gewichtungsfilter $\mathbf{W}(\omega)$ hohe Werte annimmt. Dadurch, dass die Amplituden der höheren Resonanzen hier natürlicherweise stark abfallen, ist dies aber nicht unbedingt nötig.

Werden, anders als in Bild 7 dargestellt, nicht nur die Geschwindigkeiten sondern alle Zustandsgrößen zurückgeführt, so ist das Optimierungsproblem (7) geschlossen lösbar. Es lässt sich in diesem Fall zeigen, dass die statische Rückführung optimal ist, das heißt auch mit der Verwendung eines dynamischen Reglers würde kein besseres Ergebnis erreicht werden. In diesem Fall entspricht der sich ergebende Regler einem Riccati-Regler. [5]

Beschränkt man den Regler jedoch zum Beispiel auf eine statische Rückführung aller oder auch nur eines Teils der Geschwindigkeiten, so ist im Allgemeinen keine geschlossene Lösung von (7) möglich, sondern es muss eine numerische Optimierung erfolgen. Diese wird hier mit der Funktion *Systune* der *Control System Toolbox* des Programm Pakets *Matlab* durchgeführt. Diese erlaubt auch eine direkte Berücksichtigung von Ungleichheitsnebenbedingungen, so dass das Optimierungsproblem

$$\min_{\mathbf{R}} \|\mathbf{d} - \mathbf{z}\|_2 \quad \text{u. d. B. } \|\mathbf{u}_R - \mathbf{z}\|_2 \leq 10 \quad (8)$$

betrachtet werden kann.

PI-Ausgangsrückführung mit Eingangsverkopplung: Für die Berechnung der Regelparameter \mathbf{R} und r_1 der Struktur in Bild 7 muss das Optimierungsproblem entsprechend zu

$$\min_{\mathbf{R}, r_1} (\|\mathbf{d} - \mathbf{z}\|_2 + \gamma_V \cdot \|x_1 - \mathbf{z}\|_2) \quad \text{u. d. B. } \|\mathbf{u}_R - \mathbf{z}\|_2 \leq 10, \|u_1 - \mathbf{z}\|_2 \leq \alpha_T \quad (9)$$

erweitert werden. Dabei sind die Stellgrößen der beiden Regleranteile getrennt beschränkt. Die für die Regelung der Starrkörpergeschwindigkeit notwendige Stellgröße ergibt sich direkt aus der Reibung und der spezifizierten Beschleunigung im Hochlauf. Die darüber hinaus vorhandene Drehmomentenreserve der Motoren kann (unter Berücksichtigung des Zahnenflankenabhebens) über \mathbf{u}_R zur Schwingungsdämpfung verwendet werden. Somit stellt die Größe α_T keinen echten Freiheitsgrad dar, und durch die getrennte Beschränkung wird später der Vergleich der verschiedenen Konzepte einfacher. Im Gütekriterium wird die integrierte Regelabweichung x_1 der Starrkörpergeschwindigkeit anstelle der Regelabweichung e_R selbst bewertet, da dabei die niedrigen Frequenzen stärker gewichtet werden.

Es zeigt sich, dass die geforderte Regelung der Starrkörpergeschwindigkeit wesentlich langsamer gegenüber der restlichen Dynamik des Systems ist und nur unwesentlich von \mathbf{R} ab-

hängt. Umgekehrt wird die restliche Dynamik nur vernachlässigbar von r_I beeinflusst. Damit lässt sich (9) in zwei Schritte unterteilen, bei dem zunächst \mathbf{R} über (8) berechnet wird. Dies erlaubt es, zunächst \mathbf{R} in Hinblick auf eine gute Schwingungsdämpfung auszulegen, und anschließend r_I beispielsweise einfach anhand der Lage des dominanten Pols einzustellen. Das Gesamtverhalten des Regelkreises sollte dann allerdings kritisch überprüft werden. Ist im Einzelfall eine höhere Dynamik der Starrkörpergeschwindigkeit notwendig, muss der Reglerentwurf in einem Schritt nach (9) erfolgen.

Zu dieser Struktur ist auch zu bemerken, dass die durch \mathbf{t} gegebene Drehmomentenaufteilung ein Systemparameter ist. Wird dieser geändert, so ändert sich das System und damit ist formal ein neuer Reglerentwurf notwendig, um Stabilität und Regelgüte zu gewährleisten. Alternativ kann für einen festen Regler ein Test auf Stabilität bezüglich aller sinnvollen \mathbf{t} (Summe der Elemente von \mathbf{t} ergibt eins und es treten keine negativen Elemente in \mathbf{t} auf) mittels der μ -Analyse erfolgen [5]. Sofern die Dynamik der geregelten Starrkörperbewegung ausreichend langsam ist, ist zu erwarten, dass sich die robuste Stabilität nachweisen lässt, und sich darüber hinaus auch nur ein geringer Einfluss von \mathbf{t} auf das Regelverhalten der Schwingungsdämpfung zeigt. Damit kann die Drehmomentenaufteilung ohne einen neuen Reglerentwurf angepasst werden.

PI-Mehrgrößen-Ausgangsrückführung: Für die Berechnung der Regelparameter \mathbf{R} und \mathbf{R}_I der Struktur in Bild 6 wird das Optimierungsproblem

$$\min_{\mathbf{R}, \mathbf{R}_I} \left(\|\mathbf{d} - \mathbf{z}\|_2 + \gamma_v \cdot \|x_{I,v} - \mathbf{z}\|_2 + \gamma_{\Delta u} \cdot \|x_{I,\Delta u} - \mathbf{z}\|_2 \right) \quad (10)$$

u. d. B. $\|\mathbf{u}_R - \mathbf{z}\|_2 \leq 10, \quad \|\mathbf{u}_I - \mathbf{z}\|_2 \leq \alpha_I$

gelöst. Dabei ist vorgesehen, dass die integrierte Abweichung $x_{I,v}$ der Starrkörpergeschwindigkeit sowie die integrierte Abweichung der Stellgrößendifferenz $x_{I,\Delta u}$ getrennt gewichtet werden, um hierfür unterschiedliche Dynamiken vorgeben zu können.

9. Ergebnisse

Für den folgenden Vergleich und die Diskussion verschiedener Regelkreiskonfigurationen wird die einheitliche Stellgrenze von $\|\mathbf{u}_R - \mathbf{z}\|_2 \leq 10$ verwendet. Dies entspricht näherungsweise einem gleichen Stellgrößeneinsatz. Die I-Anteile im Regler werden so eingestellt, dass sich eine langsame Dynamik der Regelung der Starrkörpergeschwindigkeit bzw. der Drehmomentendifferenzen ergibt und so kein wesentlicher Einfluss auf die Schwingungsdämpfung erfolgt. Aus diesem Grund ist es ausreichend, im Folgenden nur die statische Rückführung \mathbf{R} zu betrachten.

Bild 8 oben zeigt den Verlauf der Frobenius-Norm (3) von den Störeingängen z zu den Winkeldifferenzen d zur optischen Bewertung der erreichbaren Schwingungsdämpfung bei Verwendung von einem, zwei oder N Motoren. In der Legende ist zum Vergleich die erreichte H2-Norm angegeben. Das ungeregelte System (Strichlinie, schmal) zeigt deutlich die schwachgedämpften Resonanzen. Die Referenz stellt hier das vollaktuierte System (Volllinie, schmal) mit einem Motor je Freiheitsgrad dar, womit das System erwartungsgemäß am stärksten gedämpft wird. Bereits mit einem Motor an der Position eins (Volllinie, breit) kann eine beachtliche Dämpfung der ersten Resonanzen bei ca. 50 rad/s, 120 rad/s und 180 rad/s erreicht werden. Dagegen hilft die Hinzunahme eines zweiten Motors an der Position fünf bei der ersten und dritten Resonanz nur unwesentlich (Strichlinie, breit). Eine Ursache hierfür liegt im schwachen Einfluss auf den ersten und dritten Eigenwert an der Position fünf, was Bild 3 zeigt. Der Einfluss auf den zweiten Eigenwert ist hingegen gut und erklärt hier die größere Dämpfung. Würde für den zweiten Motor die letzte Position N gewählt (Strichpunktlinie, breit), so würde die erreichbare Dämpfung – wie es die Eigenformen erwarten lassen – stärker ausfallen. Im Bild 8 unten ist die Norm von den Störeingängen auf die Stellgröße u_R dargestellt. Der wesentliche Stellaufwand findet im relevanten Frequenzband zwischen ca. 25 rad/s bis ca. 300 rad/s (≈ 50 Hz) statt.

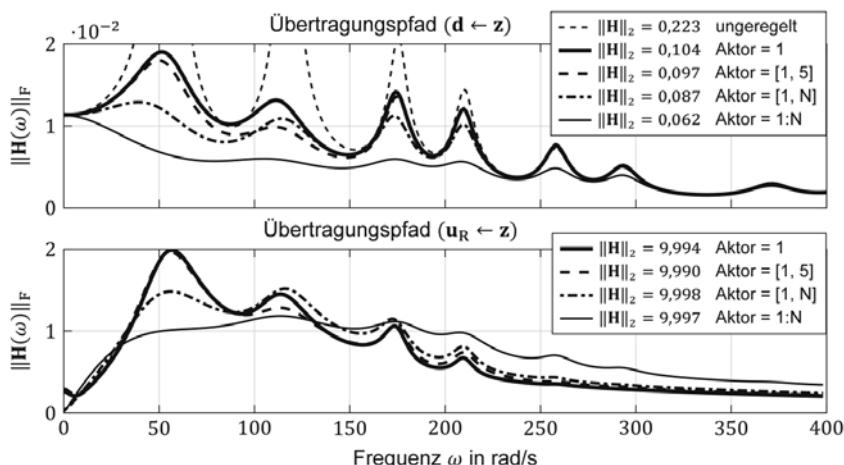


Bild 8: Frobenius-Norm, statische Drehzahlrückführung, Motoranzahl und –position variiert

Bild 9 zeigt den Einfluss der zurückgeführten Größen bei den festen Motorpositionen eins und fünf. Die Referenz stellt die Zustandsrückführung (Volllinie, schmal) dar. Werden nicht alle Zustände sondern lediglich alle Drehzahlen zurückgeführt (Strichlinie, breit), kann das

System praktisch genauso gut gedämpft werden, was zu erwarten war. Werden nur kollokierte Drehzahlen zurückgeführt, also die Drehzahlen an den Stellpositionen, so fällt die erreichbare Systemdämpfung schon erheblich geringer aus (Strichpunktlinie, breit). Die Rückführung einer weiteren Drehzahl an der Position N (Volllinie, breit) ergibt für die Dämpfung der ersten und dritte Resonanz eine merkliche Erhöhung (auf Kosten der zweiten Resonanz).

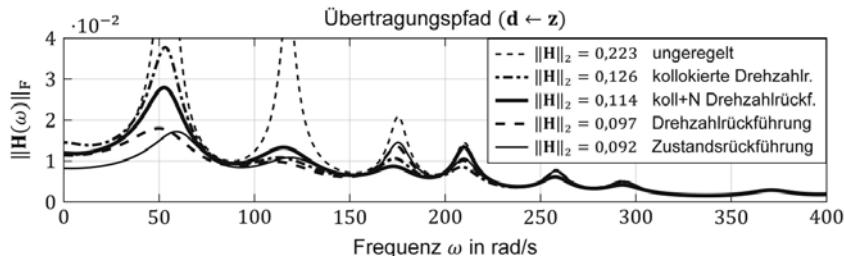


Bild 9: Frobenius-Norm, statische Rückführung, unterschiedliche Systemausgänge

10. Zusammenfassung

In diesem Beitrag wurden zwei Reglerstrukturen zur Drehzahlregelung einer Druckmaschine vorgestellt sowie eine optimierungsbaasierte Methode zur Auslegung der Reglerparameter angegeben. Letztere erlaubt dabei eine systematische und objektive Bewertung verschiedener möglicher Antriebskonfigurationen. Dieses wurde beispielhaft diskutiert. Die Ergebnisse decken sich dabei mit den qualitativen Aussagen aus der Betrachtung der Eigenformen.

Literaturverzeichnis

- [1] Messer, M.: Bestimmung von Verzahnungssteifigkeit und -spiel aus Meßdaten nicht-linearer Drehschwingungen in Bogenoffsetdruckmaschinen. Jahrbuch der Druckingenieure 2012, S. 59-74
- [2] Dresig, H.: Schwingungen mechanischer Antriebssysteme. Berlin: Springer-Verlag 2014
- [3] Ewins, D. J.: Modal Testing. Baldock: Research Studies Press 2000
- [4] Dresig, H.: Maschinendynamik. Berlin: Springer-Verlag 2012
- [5] Zhou, K.: Essentials of Robust Control. Upper Saddle River: Prentice-Hall 1998
- [6] DE 195 02 909
- [7] DE 10 2007 049 455
- [8] DE 10 2008 042 396
- [9] Nöll, M.: Kompensation diskreter Drehschwingungen bei Bogenoffsetdruckmaschinen. TU Darmstadt Diss. 2003
- [10] Föllinger, O.: Regelungstechnik. Berlin: VDE Verlag 2016

Einsatz von Schwingungstilgern in einer Papiermaschine

Erhöhung der Papierqualität mit einer minimal invasiven Maßnahme

Dr.-Ing. Holger Molzberger, Dipl.-Ing. (FH) Jürgen Honikel,

Dipl.-Ing. (FH) Markus Leitgeb,

imb-dynamik GmbH, Herrsching a. Ammersee

Kurzfassung

An einer Papiermaschine im süddeutschen Raum traten bei der Herstellung von technischen Spezialpapieren sog. Querschläge auf, die Paperdickenschwankungen verursachen können. Um einem Qualitätsmangel vorzubeugen und die Qualität zu verbessern, wurde das Problem näher betrachtet.

Untersuchungen des Maschinenherstellers konnten die Ursache des Problems in einer Anregung des Stoffauflaufes durch die Siebleitwalzen ausmachen. Die vorgeschlagene Abhilfsmaßnahme in Form einer Trennung der Fundamente von Stoffauflauf (SA) und Siebtisch (ST) wäre jedoch mit sehr hohen Ausfallkosten verbunden gewesen und hätte vermutlich nur eine geringe Verbesserung erbracht.

imb-dynamik führte umfangreiche dynamische Messungen durch, um eine „wenig invasive“ Maßnahme in Form von horizontal wirkenden und abstimmbaren Schwingungstilgern zu dimensionieren. Von imb-dynamik wurden mehrere Prototypen von Tilgern und das letztliche Produkt in Eigenregie gebaut, jeweils im hausinternen Labor getestet und letztlich an der laufenden Maschine abgestimmt.

Abstract

Increase of paperquality with minimal invasive Intervention.

At an operating paper machine, variations in the basis weight of the paper was detected by the manufacturer. To improve the quality level of the paper, the problem was focused on.

The machine manufacturer investigated the situation and analysed an excitation of the head box produced by the drums of the following engine part. The manufacturer suggested a separation of the foundations of the emission part and the head box. This measure would have caused unjustifiably high downtime costs despite presumably very little improvement.

After extensive dynamic measurements imb-dynamik dimensioned a “minimal invasive measure” to downscale the vibration level of the head box by a horizontal working and easy

tunable vibration absorber. Some prototypes and the final design was constructed, mounted and tuned in the in-house test laboratory of imb-dynamik.

1. Aufgabenstellung

An einer Papiermaschine im süddeutschen Raum treten beim Herstellen von technischen Spezialpapieren sogenannte Querschläge auf, die Papierdickenschwankungen des fertigen Papiers verursachen können. Aufgrund von steigenden Qualitätsanforderungen könnte dies künftig einen Qualitätsmangel darstellen.

Die Thematik wurde bereits vom Maschinenhersteller eingehend messtechnisch untersucht. Jedoch beschränkten sich diese Messungen naturgemäß auf die Maschine an sich, d.h. auf die Suche nach der Anregung, nach Effekten in der Stoffzuführung und Stoffaufspritzung. Dabei wurde festgestellt, dass die Qualitätsmängel mit einer Wellenlänge von ca. 300-350 mm im Bereich um 525 m/min PM-Geschwindigkeit auftreten, woraus eine Schwingungsfrequenz von ca. 26 Hz resultiert und sich diese Umdrehungsfrequenz bei einigen Walzen am Siebtisch finden lässt.

Als Abhilfsmaßnahme wurde eine bauliche Trennung der Fundamente von Stoffauflauf und Siebtisch angeraten. Bei stündlichen Ausfallkosten in Höhe von etwa 20 tEUR ergeben sich infolge einer Fundamenttrennung inkl. Abbau aller Maschinenbestandteile und unter Berücksichtigung von Betonaushärtungszeiten jedoch immense Ausfallkosten. Es war daher ein weniger invasiver Lösungsansatz gefordert.

Der Auftrag wurde über Voith gemeinsam mit IB Schuster-Engineering und Voith ausgeführt.

2. Lösungskonzept, Messungen

Nach Ansicht von imb-dynamik war eine fachübergreifende maschinen- und baudynamische Messung erforderlich, um v.a. grundlegende Punkte abzuklären:

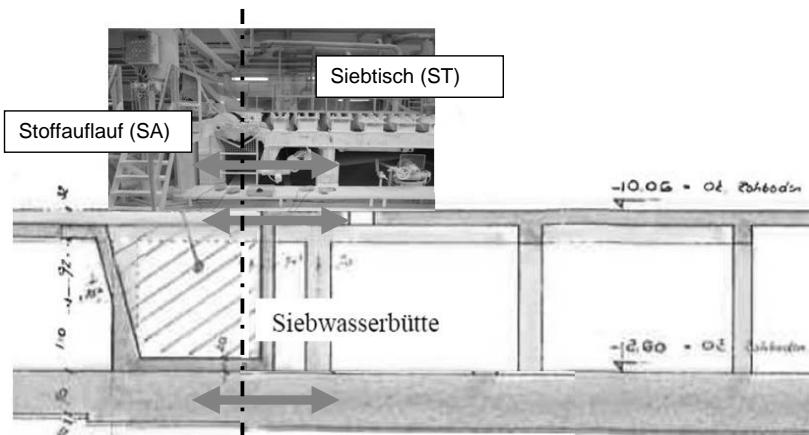


Bild 1, Zuordnung Bau – Maschinenbau, mögliche Übertragungswege

1. Maßgebender Übertragungsweg, prinzipiell gibt es drei Möglichkeiten:
 - durch die Maschinenstruktur, sofern nicht „sauber“ getrennt
 - durch die Deckenebene (Ebene 0,00, Bedienebene)
 - durch die Fundamentierung resp. Boden
2. Relevante Parameter für eine dynamische Modellierung:
 - beteiligte Eigenschwingform
 - beteiligte generalisierte Masse und Steifigkeit
 - aktivierte modale Dämpfung
3. Kontrolle der bisherigen Erkenntnisse:
 - Nachvollzug der Schwingungsquelle
 - Analyse der die Produktionsqualität limitierenden Bauteil- / Maschinenschwingung
 - Eigene Nullmessung

Da nur unter Betrieb gemessen werden konnte und die Struktur mechanisch zusammenhängt, ist eine messtechnische Differentialdiagnose ohne mechanisches / dynamisches Hintergrundwissen allein nicht zielführend.

Erst mit dem Wissen um die beteiligten Mechanismen, den Übertragungsweg und eine Größenordnung der o.g. Parameter sind zielgerichtete Abhilfsmaßnahmen möglich.

Grobspezifizierung der Messungen

- unter veränderlicher PM-Geschwindigkeit (Sweep, Geschwindigkeitsstufen)
- Simultane Erfassung der Beschleunigung als 1- oder 2-fach integrierbare Größe
- in allen 3 möglichen Übertragungsebenen

- zur Berechnung der Differenzschwingwege SA – ST vertikal und horizontal
- ergänzt durch Detailmessungen und baudynamische Begutachtung
- Schwingungsanalyse der beteiligten maßgebenden Nachgiebigkeiten und des Eigenverhaltens von SA und ST

Erst musste geklärt werden, ob prinzipiell an der richtigen Stelle gemessen und beurteilt wird, ob also an dieser Stelle der angenommene Zusammenhang zwischen erzielter Qualität und Beurteilungsmesspunkt überhaupt gegeben ist. Ohne Vorwissen wäre die angenommene Beurteilungsgröße zunächst der Differenzschwingweg SA – ST.

Es zeigte sich:

- Die Amplituden des ST sind größer als die des SA
- Die Anregung am ST ist breitbandiger, z.B. treten bei 12-16 Hz die größten Amplituden auf.

In vertikaler Richtung sind die Werte teils größer als horizontal.

3. Messergebnisse

Als Detailmessung wurde u.a. ein Vertikalschnitt durch den Siebtisch durchgeführt:

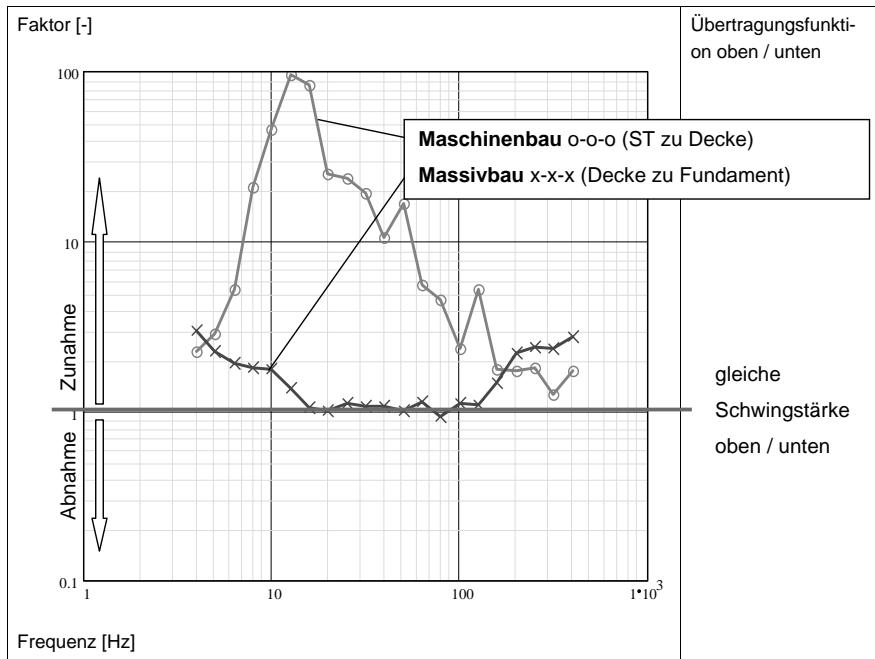


Bild 2, Zuordnung der Nachgiebigkeiten aus Massivbau und Maschinenbau

Es zeigte sich:

- Vertikaleigenfrequenz ST mit ca. 14 Hz deutlich unterhalb der Problemfrequenz (Bau- und Maschinenbau in Reihenschaltung)
- Eine vertikale Versteifung des Systems wäre bei den üblichen Produktionsgeschwindigkeiten zunächst einmal konträr. Eine ausreichend große Versteifung wäre infolge der gegebenen Baulichkeiten (Bodenfeder, aktivierbare Bodendämpfung) nicht ausführbar.
- Die Schwingstärken auf dem Siebtisch sind rund 100 mal größer als in Deckenebene am Beton. Folglich ist der ST nicht passiv beteiligt, sondern die bzw. eine anregende Baugruppe.

Der „schwarze Peter“ konnte mittels durchgeföhrter Differentialdiagnose trotz relativ kleiner Messwerte letztlich doch in der horizontalen SA-Schwingung detektiert werden.

Trotz größerer Messwerte am ST (x-x-x) ist der SA (o-o-o) für die Qualität maßgebend.

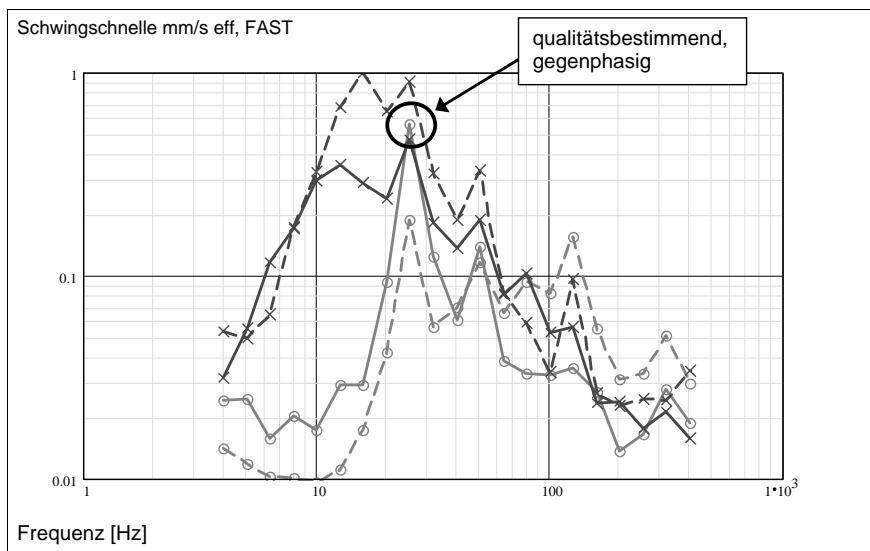


Bild 3, Messpunkte vertikal (---) und horizontal (----) am ST (x-x-x) und am SA (o-o-o)

Farbkarte der FAST-bewerteten Schwingschnelle: links SA, rechts ST

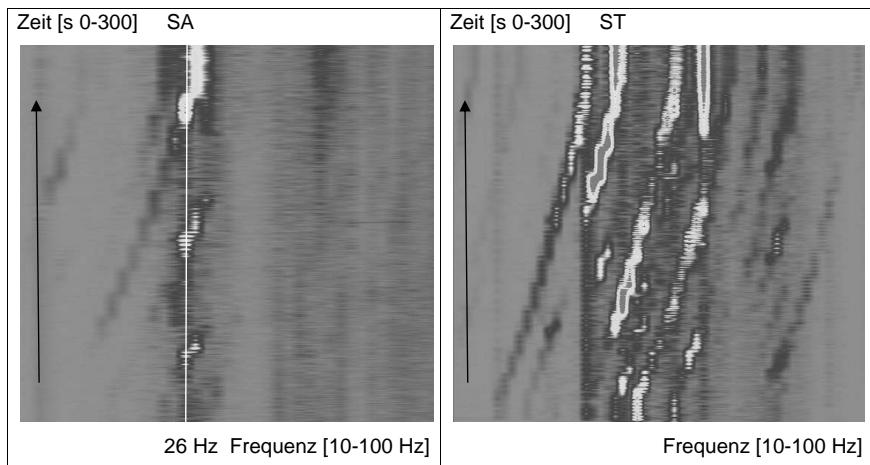


Bild 4: Am SA liegt ein frequenzfestes Resonanzverhalten vor. Anregung am ST breitbandig

Vorschlag einer Maßnahmenreihenfolge durch imb-dynamik:

- Beruhigung Horizontalschwingung SA
 - Verstimmung (z.B. Versteifung oder Massenerhöhung)
 - Schwingungstilger horizontal wirkend
 - Ggf. zusätzlich Beruhigung Horizontalschwingung ST, oder extreme Erhöhung der Vertikalsteifigkeit des ST

Keinesfalls Durchführung der zunächst vorgeschlagenen Maßnahme einer Fundamenttrennung, da eine Veränderung der Wankeigenverhaltens des Betonunterbaus bei Abtrennung zu einer Schwingungserhöhung insbesondere an den Rändern der einzelnen „Blöcke“ führen kann und der gewünschte Effekt bei der gegebenen Frequenz von 25 Hz und den beteiligten Wellenlängen vergleichsweise gering ausfallen wird. Der Boden ist keine Bettung, sondern ein Kontinuum - genauer gesagt ein elastischer Halbraum!

Eine Verstimmung nach unten mittels Massenerhöhung lässt sich aufgrund des Geschwindigkeitsbereiches der PM nicht realisieren.

4. Modellierung

- Ist der SA als passiver Maschinenpart beteiligt?
 - Wie groß ist die modale Masse, die beteiligt werden muss?
 - Dämpfungsermittlung: Was kann als Fußpunkt der Schwingung angesehen werden und welche Dämpfungscharakteristiken liegen vor?

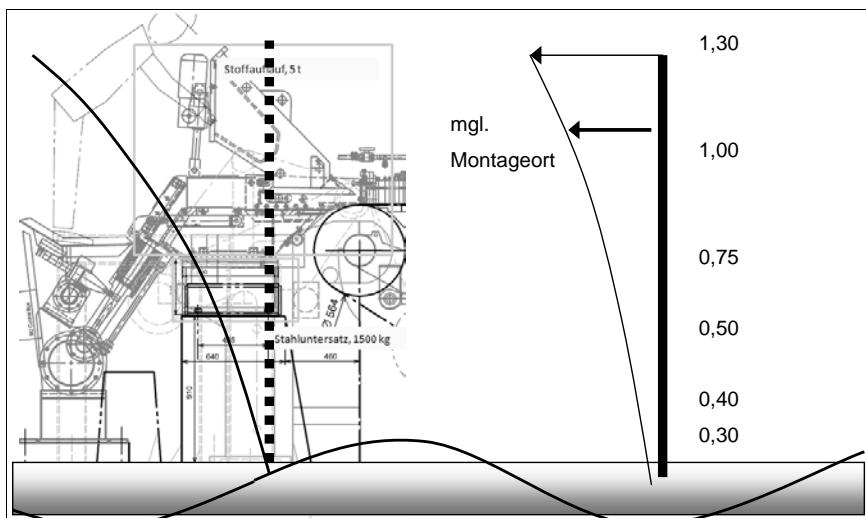


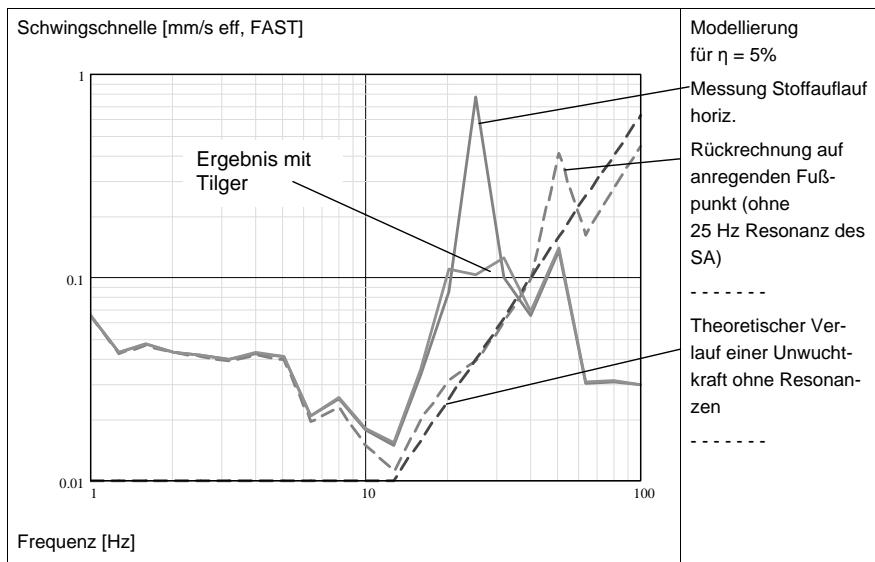
Bild 4: Stoffauflauf Schemaschnitt mit gemessenen normierten Schnelleamplituden

Normierung der generalisierten Größen auf den Angriffspunkt der Tilger.

Gewichtung der Massen mit dem Quadrat der normierten Amplitude ergab eine generalisierte Masse von ca. 5200 kg.

Die Wirkung der Decke ist ungewiss. Sie ist teilweise übertragendes Bauteil (aktiv) und wird teilweise von der Schwingung des Stoffauflaufes mitbewegt (passiv). Da die Amplitude nur bei etwa 10% liegt, fällt eine genaue Zuordnung nicht stark ins Gewicht. Es muss mit unge nauen Größen gerechnet werden und eine Bandbreite für die schwingende Masse offen gehalten werden.

Parameteridentifikation mittels Messung und einfachem Impedanzmodell:



Von den Messdaten am resonierenden SA wurde auf eine virtuelle Anregung zurückgerechnet, die bei Anregung der betrachteten Eigenform (hier bei 25 Hz) das gemessene Ergebnis liefern würde.

Diese theoretisch „resonanzfreie“ Struktur wurde mit dem qualitativen Verlauf einer Unwuchtkraft (quadrat. Zunahme mit der Frequenz) verglichen und an sie angepasst. Dies gelang mit hysteretischer Dämpfung $\eta = 5\%$. Da nur eine Resonanzstelle „weggerechnet“ wurde, gelingt die Anpassung zwar, aber es ist noch eine weitere Resonanz bei 50 Hz zu sehen.

Der so angepasste Ersatzschwinger wurde nun unter Ansatz der errechneten modalen Masse mit dem Tilgermodell beruhigt und der Tilger auf beste Wirksamkeit und geringe Nebenmaxima abgestimmt.

Das Minderungsmaß bei 25 Hz liegt rechnerisch bei Faktor 7. Die unvermeidlichen Nebenmaxima verstärken nur gering.

Die Dämpfungsermittlung erfolgt unabhängig auf 2 weiteren Wegen: Ausmessen der Resonanzstärke im Sweep und händische Anregung bei Maschinenstillstand (Ausschwingversuch). Ergebnis im Ausschwingen $D = 6,6\%$, spektral ermittelt nur ca. $D = 2\%$

Tabelle 1: Variation Abstimmfrequenz bei $\eta = 10\%$

Restschwingstärken bei Variation der Tilgerkennwerte:

21 Hz	23 Hz	25 Hz	27 Hz	29 Hz	32 Hz
51,7	32,9	23,5% (Min.)	29,2	38,9	50,7

Tabelle 2: Variation Abstimmfrequenz bei $f_{ab} = 26 \text{ Hz}$

Dämpfung η	5%	10%	20%	33%	50%
Restschwing.	15%	24%	35%	50%	70%

Die mit 20% gedämpfte Version ist u.E. insgesamt die stabilere Lösung, die weniger exakt abgestimmt werden muss und niedrigere Nebenmaxima hat.

5. Schwingungstilger

5.1 Entwicklungsstufen

Die Entwicklung der Tilger erfolgte in 3 Stufen:

- Versuchstilger zum Testen der Baustoffe und elastischen Materialien
- Testtilger für Montage im Vertikalen und zum Einmessen
- Tilger für die Ausführung

Alle 3 Tilgervarianten wurden von imb-dynamik im eigenen Prüflabor gebaut, eingemessen und getestet.



Versuchstilger

Bestimmung der stark nicht-linearen Eigen-schaften der verwendeten Federn und Dämpfer (ca. 30 Varianten und Messun- gen)

Abstimmung der Verformungsverträg- lichkeit der Materialien

Mehrere Typen von Versuchstilgern

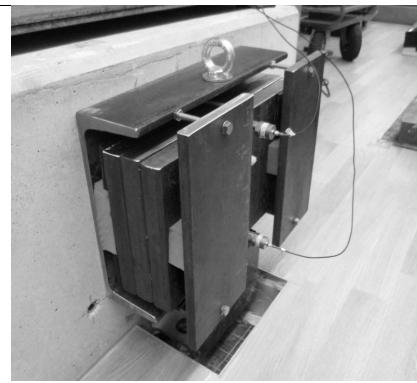
Insbesondere die unerwünschte und stark temperaturabhängige Federsteifigkeit des Elastomerdämpfers erfordert eine iterative Vorgehensweise.

Die Federn wurden absichtlich stark nicht-linear in Form von Kegelnopengummi ausgewählt, damit sich die Federsteifigkeit und damit die Abstimmfrequenz durch Vorspannen des Tilgers anpassen lässt.

Die Dämpfer haben eine Materialdämpfung von rund 55%. Sie sind stark abhängig von Ver-formungsweg, Kriechen, Temperatur. Letzter Punkt ist sehr wichtig, da an der Maschine bei nahezu 100% Feuchtigkeit die Temperaturen um 35° liegen. Die Tests wurden bei unter-schiedlichen Temperaturen durchgeführt.

Die Abhängigkeit von der tatsächlichen Einsenkung (und damit Kriechen) des Materials sind immens. Ebenso die Temperaturabhängigkeit.

Die Änderung der Dämpfung infolge einer 1 mm stärkeren Vorspannung kann bis zu Faktor 2 betragen.

**Testtilger**

vertikale Montage

Mit vordimensionierter Anzahl und Größe an Elastomerdämpfern und Gummifedern.

Inkl. Abstimmvorrichtung bzw. Einstellschrauben zur Änderung der Vorpressung der elast. Materialien.

statische Lastabtragung der Tilgermasse auf schubweicher Aufhängung

Standardmaterialien (z.B. U-Profil)

6. Ausführung und Messwerte

Für die Wahl des Montageortes waren einige Punkte zu berücksichtigen:

- möglichst hohe Stelle für Montage im Bereich einer möglichst großen Amplitude
- ausreichend feste Stelle am SA erforderlich (nicht bzgl. der aufnehmbaren Spannungen, sondern bzgl. der Steifigkeit der Konstruktion)
- Zugänglichkeit zu Maschinenteilen
- Zugänglichkeit der Tilger für Einstellarbeiten
- Schutz der Tilger vor Stoff und Feuchtigkeit
- Unterkonstruktion der Tilger selbst bis ca. 50 Hz resonanzfrei
- mgl. eine Schädigung des Papiers bzw. der Maschine durch herabfallende Tilgerbestandteile ausschließen

Die Feinabstimmung der Tilger erfolgte unter Simultanmessung an der laufenden Maschine, die hierfür extra im Sweepbetrieb gefahren wurde.

Es wurden die Varianten a) Tilger relativ hochabgestimmt b) relativ tiefabgestimmt und c) gemischt eingestellt und gemessen.

Letztlich wurde die gemischte Abstimmung gewählt, die eine Schwingungsreduktion um rund 66% im Sweep (nicht allein in der Problemfrequenz) erzielte.

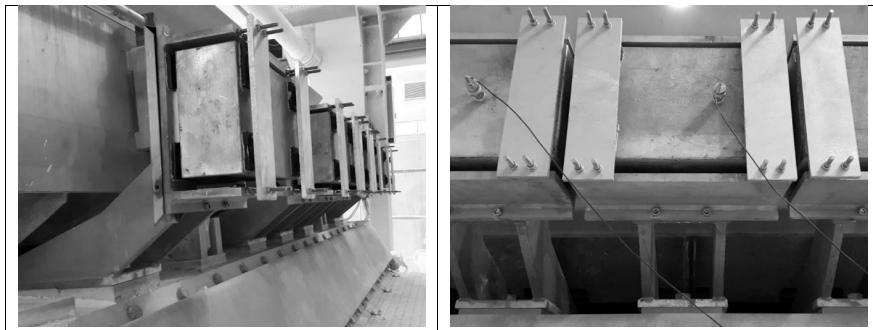


Bild 7, fertige Tilger am Stoffauflauf der Maschine

-
- [1] imb-dynamik Messungen 2016
 - [2] Messberichte Fa. Voith 2016
 - [3] DIN 45669: Messungen von Schwingungsemissionen; Teil 1, Anforderungen an die Schwingungsmesser, Juni 1995, Teil 2, Messverfahren, Juni 2005

Schwingungsoptimierung eines Antriebspakets im oberen Leistungsbereich der Industriegetriebe – Simulation und Validierung des Gesamtsystems

Dr.-Ing. Konstantin Völker, Dipl.-Ing. Markus Lutz,
Dr.-Ing. Jörg Hermes, SEW-EURODRIVE GmbH & Co. KG, Bruchsal

Kurzfassung

Bei der Entwicklung eines mehrere Tonnen schweren Antriebspakets ist es sinnvoll, die Eignung konstruktiver Auslegungen während des Entwicklungsprozesses frühzeitig durch Simulationen und Rechnungen zu verifizieren. Insbesondere eine genaue Kenntnis der Anregungen und Resonanzen ist eine wichtige Grundlage für Optimierungen. Auf der Basis dieser Informationen lassen sich Antriebe mit einem Maßnahmenpaket aus den Bereichen Schwingungsanregung, -übertragung und -ausbreitung optimieren.

Ziel der vorliegenden Ausarbeitung war es, das Schwingungsniveau eines bestehenden, aus dem Baukasten abgeleiteten Industrieplanetengetriebes mit Stirnradvorstufe auf einem Fundamentrahmen zu optimieren. Dazu wurde der konstruktive Aufbau strukturmechanisch untersucht und gezielt verstift. Die Verzahnung der Vorstufe wurde durch eine Modifikation aus dem Bereich möglicher Resonanzen verschoben und gleichzeitig der theoretische Anregungspegel reduziert. Mit einem entsprechend modifizierten Antrieb wurden Prüfstandsversuche im stationären Betrieb und in Form von Hochläufen unter Last durchgeführt.

Die Ergebnisse wurden in Form eines Abgleichs der Modalanalysen, harmonischen FE-Analysen und FE-Verformungsanalysen mit den Prüfstandsversuchen validiert. Mit Hilfe der Schwingungsspektren war es möglich, die erzielten Verbesserungen direkt Bauteilen zuzuordnen. Die Maßnahmen ergaben eine deutliche Reduzierung des Schwingungsniveaus.

Abstract

During the development of a heavy duty drive package it is necessary to verify the construction in an early stage with simulations and calculations. Especially the knowledge of excitations and resonances is an important basis for a vibration optimization. On the basis of this information it is possible to optimize drive packages in the fields of excitation, transmission and propagation.

In this work a drive package, consisting of parts of a modular system, should be optimized. Main part was an industrial planetary gear, including a preliminary helical stage, with a nominal power of 500 kW on a base frame. First the construction was validated in terms of its

structure performance and specifically reinforced. The gears of the prestage were modified and the excitation level reduced. Both variants where tested on a test stand under full load with constant and variable speed. The results are compared concerning their modal-, harmonic- and deformation-analysis. Due to the vibration spectrum it was possible to assign the improvement to structural elements. The modifications resulted in a significant reduction of the vibration level.

Einführung

Die akustischen und schwingungstechnischen Anforderungen an moderne Antriebe werden immer höher. Bei gleichzeitig steigenden Leistungen und Leistungsdichten sollen die Antriebe schwingungsarm ausgeführt sein. Ein besonderer Zielkonflikt ergibt sich dabei für die Verzahnung, weil die Auslegung auf eine maximale Lebensdauer häufig mit der Optimierung der Anregung kollidiert. Genaue Kenntnis des Schwingungsverhaltens ist von daher bei Antrieben im oberen Leistungsbereich von großer Bedeutung.

Antriebe mit großen mechanischen Leistungen werden in der Regel so konzipiert, dass die Komponenten auf geeigneten Unterstrukturen fertig montiert werden. Die Komponenten selbst sind dabei Serienteile oder zumindest von Serienteilen abgeleitet, während die umgebenden Teile auf die Bedürfnisse des Kunden hin konstruiert werden. Die Komponenten sind Industriegetriebe, Elektromotoren, Kupplungen, Bremsen, dazu kommen die speziell dafür konstruierten Teile wie Getriebefüße, Fundamentrahmen oder Schwingen [1]. Damit erweitert sich die Verantwortung der Hersteller bezüglich der akustischen und schwingungstechnischen Eigenschaften auf das gesamte Paket. Vorteilhaft ist in diesem Fall, wenn alle Komponenten aus einem Haus kommen, da man nur so bei akustischen Berechnungen alle relevanten Daten vorliegen hat.

Ausgangssituation

Gegenstand der Untersuchungen dieser Arbeit war ein ca. 11 t schweres Antriebspaket (Bild 1), bestehend aus einem zweistufigen Industrieplanetengetriebe P092ADR180 mit einer einstufigen Stirnradvorstufe und einer Gesamtübersetzung von $i = 45,7$. Bei dem Motor handelte es sich um eine Asynchronmaschine mit einer Nennleistung von 500 kW. Der Motor wurde am Netztrafo mit 1000 min^{-1} und einer Betriebsleistung von 440 kW betrieben. Bezogen auf den Abtrieb des Getriebes ergab sich ein Drehmoment von 192 kNm. Das Planetengetriebe in Flanschausführung war auf einem Planetenfuß befestigt. Die Stirnradstufe wurde über einen Support auf dem Fundamentrahmen abgestützt. Ein Fundamentrahmen erreicht seine maximale Stabilität in der Regel erst durch die Verspannung mit dem Kundenfunda-

ment, sollte aber möglichst verwindungssteif ausgeführt sein. In Bild 1 ist weiterhin das Koordinatensystem sowie der Messpunkt HSS an der Antriebswelle (High-Speed-Shaft, HSS) dargestellt. An dieser Stelle wurden die höchsten Schwingwerte und stärksten Auslenkungen erwartet.

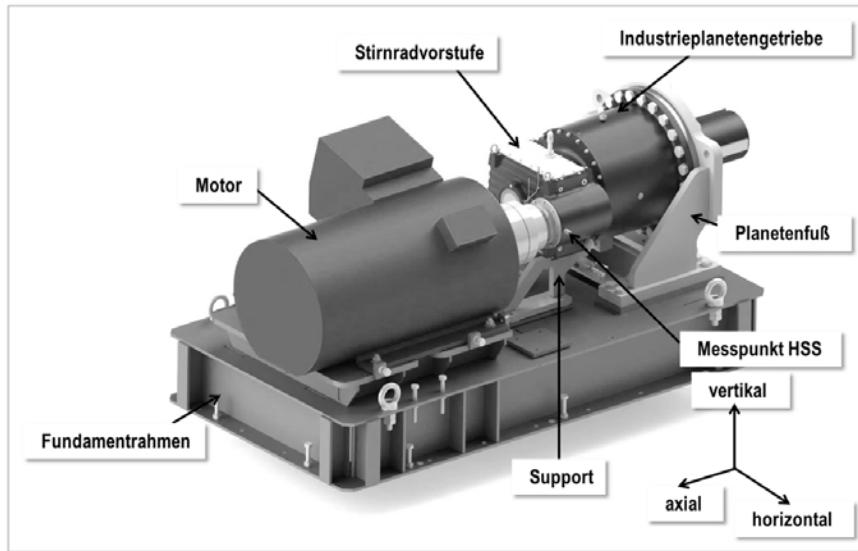


Bild 1: Antriebspaket in der Ausgangskonstruktion mit seinen Komponenten auf dem Fundamentrahmen sowie der charakteristische Messpunkt HSS an der Antriebswelle

Als anregende Frequenzen kommen hauptsächlich die Antriebsdrehzahl und die Zahneingriffs frequenzen in Frage. Die Werte sind in Tabelle 1 aufgeführt.

Tabelle 1: Antriebsfrequenz und Zahneingriffs frequenzen im Ausgangszustand

Bauteil	Antrieb	Stirnrad- stufe	Planeten- vorstufe	Planeten- endstufe
	[Hz]	[Hz]	[Hz]	[Hz]
1. Ordnung	16,67	366,67	214,49	25,16
2. Ordnung	33,33	733,33	428,98	50,32
3. Ordnung	50,00	1100,00	643,47	75,48

Zur Bewertung der Bewegungsformen und Eigenresonanzen wurde der Antrieb mit ANSYS modelliert. Dabei musste ein Kompromiss aus Detaillierungsgrad und Rechenzeit gefunden werden. Deshalb wurde der Motor durch ein massives Ersatzmodell dargestellt, das Getriebe ohne drehende Teile (Verzahnung, Welle) modelliert und die Schweißnähte des Fundamentrahmens sowie des Planetenfußes und des Supports als durchgängig geklebt angenommen. Der Fundamentrahmen wurde an den für die Kundenmontage vorgesehenen Schraubstellen mit einer ideal steifen Umgebung verbunden. Die Einleitung des Betriebsmoments erfolgte querkraftfrei an der Abtriebswelle. Das Ergebnis der numerischen Modalanalyse ergab zuerst eine Vielzahl von möglichen Resonanzfrequenzen. Wichtig war an dieser Stelle die Be trachtung der entsprechenden Moden. Besonders kritisch wurde eine Relativbewegung zwischen Planetengetriebe und Stirnradvorstufe eingeschätzt, die in Bild 2 dargestellt ist. Die zugeordnete Frequenz (228 Hz) lag in der gleichen Größenordnung wie die Zahneingriffs frequenz der Planetenvorstufe (215 Hz). Für die spätere Optimierung war es wichtig, diese Be wegungsform weitgehend zu unterbinden oder zu beseitigen.

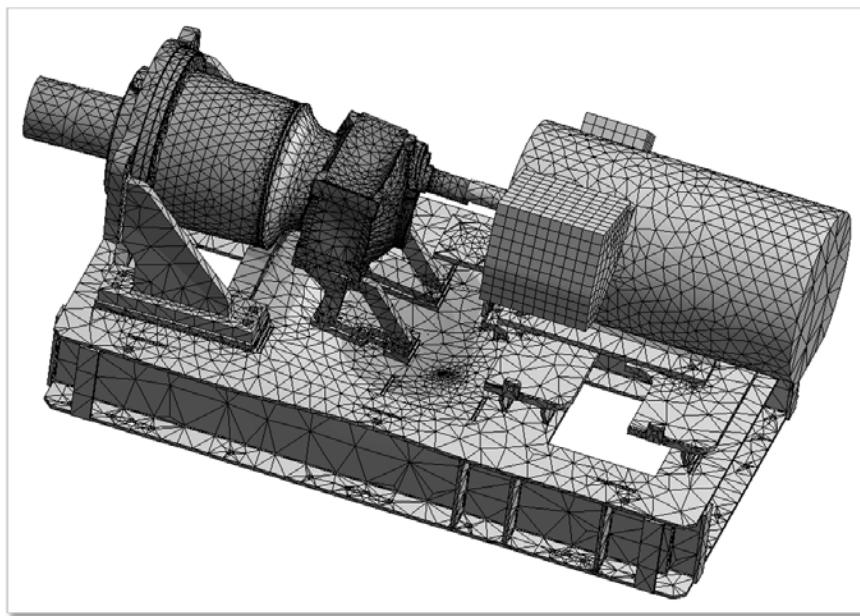


Bild 2: FEM-Modell der Ausgangskonstruktion, Schwingungsform mit Relativbewegung zwischen Stirnradvorstufe und Planetengetriebe bei ca. 220 Hz

Bei den weiteren Bewegungsformen handelte es sich um Bewegungen des gesamten Getriebes im Getriebefuß (Nick- und Schwenkbewegungen). Als Beispiel hierzu ist die Nickbewegung des Getriebes bei 71 Hz in Bild 3 dargestellt. Die Reduzierung der Amplituden dieser dieser Bewegungsform war folglich ein Ziel der Optimierung. Gehäuseeigenresonanzen im Planetengetriebe lagen alle deutlich über den anregenden Frequenzen.

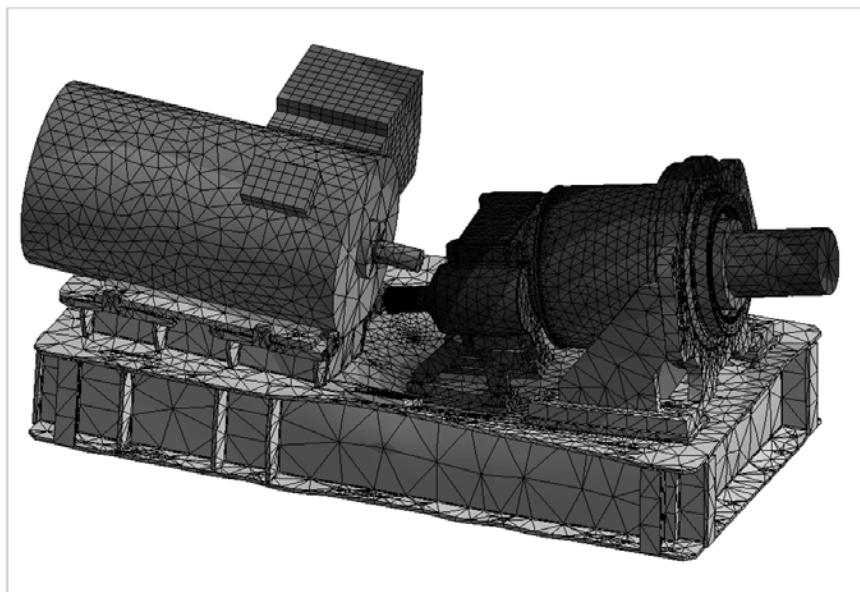


Bild 3: FEM-Modell der Ausgangskonstruktion, Schwingungsform mit Nickbewegung des Getriebes im Getriebefuß.

Optimierungspotenzial ergab sich auch bei der Anbindung zwischen der Stirnradvorstufe und dem Support. Die Simulation zeigte, dass die Anbindung bezogen auf die Festigkeit richtig dimensioniert war, aber eine starke Verformung zuließ. Ein weiteres Ziel der Optimierung war folglich, hier eine andere, steifere Form der Anbindung zu finden.

Optimierung

In einem ersten Schritt wurde der Planetenfuß derart umkonstruiert, dass er das Planetengetriebe auch an der eintreibenden Seite abstützt (Siehe Bild 4). Damit wurden Nick- und Schwenkbewegungen des Antriebs unterbunden. Die Stirnradvorstufe wiederum wurde direkt an den Planetenfuß befestigt, so dass die Bewegungsmöglichkeit zwischen Planetengetriebe und Stirnradvorstufe unterbunden wurde. Bei der Simulation des optimierten Antriebspakets wurde dieser Freiheitsgrad nicht mehr festgestellt, so dass die kritische Eigenresonanz bei ca. 220 Hz (Zahneingriffsfrequenz Planetenvorstufe) eliminiert war. Gleichzeitig entfiel damit der Support, dessen Funktion direkt von dem Planetenfuß übernommen wurde.

Weiterhin wurde der Fundamentrahmen im Bereich des Planetenfußes durch zusätzliche Rippen verstärkt.

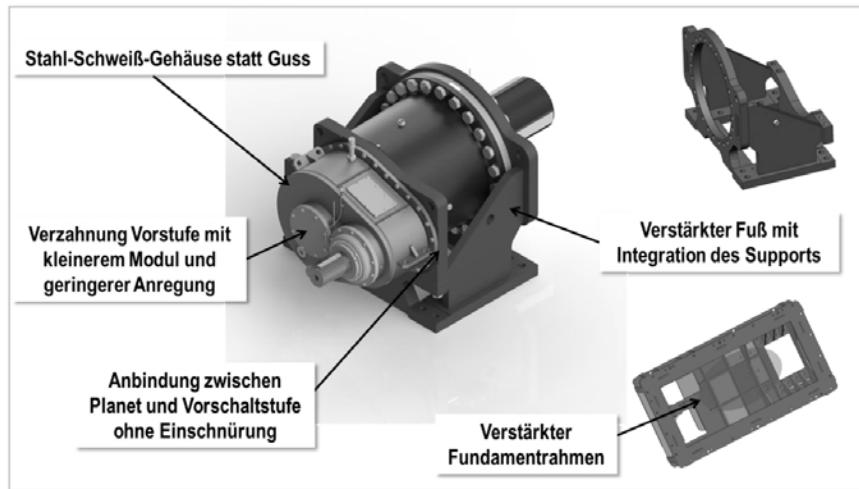


Bild 4: Optimiertes Getriebe mit seinem Fundamentrahmen.

Als zusätzliche Versteifung wurde das Gehäuse der Stirnradvorstufe von Grauguss auf eine Stahl-Schweiß-Konstruktion umgestellt. Durch den höheren E-Modul ergab sich somit bei vorgegebener Belastung eine geringere Verformung.

Die Berechnung des optimierten Antriebspakets wurde anschließend um eine harmonische Analyse erweitert. Eine Modalanalyse liefert lediglich Frequenzen und Formen. Sie kann keine Aussage darüber liefern, welche Schwingungsamplituden in einem Bauteil auftreten, d.h. welche der Frequenzen tatsächlich für den Betrieb ein Risiko darstellen. Bei einer harmonischen Analyse werden die Ergebnisse der Modalanalyse durch die Zugabe einer Anregung gewichtet. Das Resultat sind komplette Spektren mit eindeutigen Schwingungsamplituden. Die rechnerische Anregung erfolgte durch Einleiten einer Kraft von 100 N an einem Referenzpunkt und Coupling auf die Struktur des Hohlrades der Planetenvorstufe. Ausgewertet wurden die Beschleunigungen an verschiedenen Stellen des Planetengetriebes und der Stirnradvorstufe in 2 Raumrichtungen (vertikal und horizontal, d.h. quer zur Antriebswelle). Die Summenkurven sind in Bild 5 dargestellt. Die Kurven zeigen eine deutliche Reduzierung

des Schwingungsniveaus der optimierten Variante im Vergleich zur Ausgangskonstruktion. Besonders in horizontaler Richtung nahm die Amplitude der kritischen Eigenresonanzfrequenz um 60 % ab.

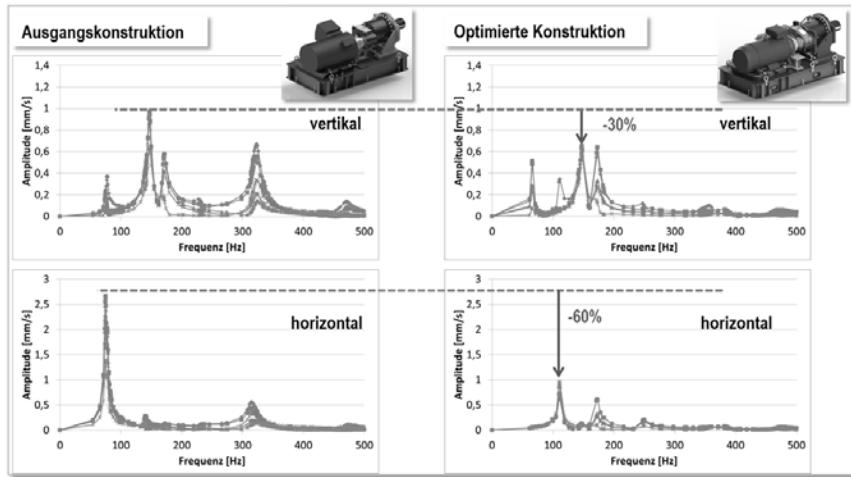


Bild 5: Harmonische Analysen (Schwinggeschwindigkeit über der Frequenz) der Antriebspakete vor und nach der Optimierung.

Aufgrund des großen Aufwands wurde das zentrale Planetengetriebe nicht modifiziert. Dafür wurde die Stirnradvorstufe neu und damit anregungsarm ausgelegt. Zum einen wurde der Modul von 9 auf 7 mm heruntergesetzt, also die Anzahl der Zähne erhöht. Dies führte zu einer Erhöhung der Zahneingriffs frequenz von 364 auf 463 Hz bezogen auf eine Antriebsdrehzahl von 1000 min^{-1} und zu einer höheren Gesamtüberdeckung. Gleichzeitig nahmen die Zahnsicherheiten nur leicht ab, ohne sich einem kritischen Bereich zu nähern. Der resultierende theoretische Anregungspegel L_A der neuen Verzahnung lag um 6 dB ($L_{A0} = 1 \text{ N/mm}$) unter dem Wert der Standardvariante, während die auf die Zahnbreite bezogene Amplitude der Zahnhäufigkeit um den Faktor 6 abnahm.

Zusammenfassend betrachtet konnte man nach den rechnerischen Studien des optimierten Antriebspakets mit einer Reduzierung der Schwingungsanregung und damit auch deutlich geringeren resultierenden Schwingungen im Vergleich zur Ausgangskonstruktion rechnen.

Validierung

Beide Varianten wurden auf einem Lastprüfstand schwingungstechnisch untersucht und die Ergebnisse mit den Simulationen und Rechnungen validiert. Der Lastprüfstand (Bild 6) arbeitet nach dem elektrischen Verspannungsprinzip und kann mit bis zu 500 kW mechanischer Leistung betrieben werden. Ein 4-stufiges Lastgetriebe reduziert die Drehzahl des Lastmotors und sorgt für das nötige Drehmoment an der Abtriebswelle des Prüflings. Die Verbindung zwischen dem Antriebspaket und dem Lastgetriebe wurde mit einer Gelenkwelle hergestellt. Der Motor wurde für die Messung der Schwingungen am Betriebspunkt ($n_{\text{Antrieb}} = 1000 \text{ min}^{-1}$, $P = 440 \text{ kW}$) am Trafo betrieben. Um Resonanzerscheinungen bei anderen Drehzahlzahlen im Hochlauf zu erfassen, wurde der Antrieb anschließend auf Umrichterbetrieb umgebaut und wegen der geringeren Umrichterleistung bei maximal 250 kW im Drehzahlbereich zwischen 200 und 1200 min^{-1} betrieben.

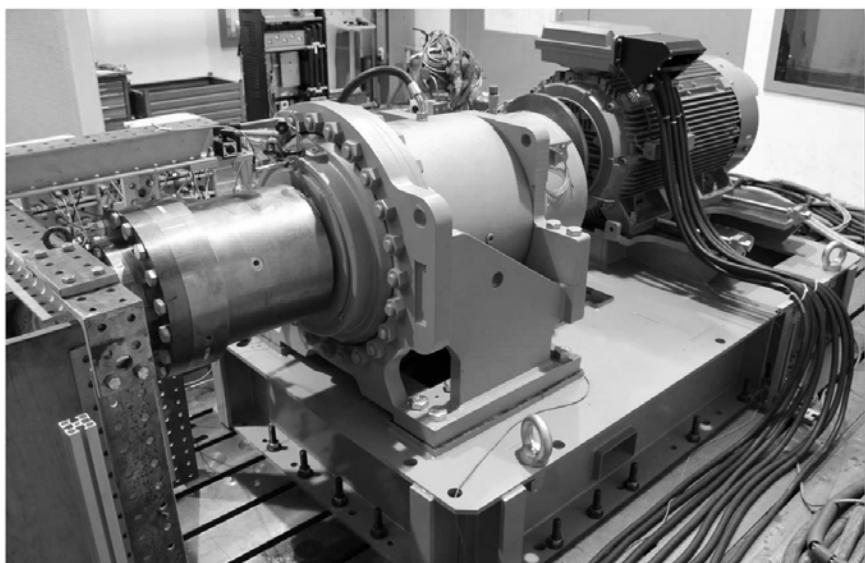


Bild 6: Prüfstandsaufbau mit dem optimierten Antriebspakt

Zuerst wurden die Verformungen des Antriebspaktes im stationären Betriebspunkt unter Last ausgewertet. Mit Wegmessstasten wurde die Verschiebung an der Antriebswelle der Stirn-

radvorstufe und am Flansch des Getriebefußes relativ zum steifen Aufspannfeld erfasst. Dabei ergab sich für die optimierte Variante eine deutliche Reduzierung gegenüber der Ausgangskonstruktion. In Bild 7 ist die Verbesserung der Verformungen im Vergleich vor und nach der Optimierung dargestellt. Die Versteifungsmaßnahmen resultierten in bis zu 75 % geringeren Verformungen der optimierten Variante an der Antriebswelle der Stirnradvorstufe.

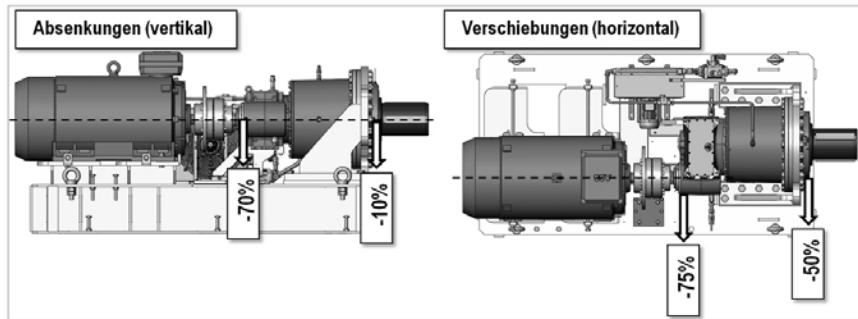


Bild 7: Prozentuale Verbesserung der Auslenkungen nach der Optimierung.

Schwingungsmessungen im Betrieb (Bild 8) ergaben für das optimierte Antriebspaket an der Antriebswelle der Stirnradvorstufe im Vergleich zur Ausgangskonstruktion eine deutliche Abnahme der Schwinggeschwindigkeit. Der stärkste Rückgang um 71% wurde in axialer Richtung verzeichnet, aber auch in vertikaler (-34%) und horizontaler Richtung (-28%) waren die Maßnahmen erfolgreich.

		Ausgangskonstruktion	Optimierte Konstruktion
Schwinggeschwindigkeit an der Antriebswelle im Verhältnis zur Ausgangskonstruktion [%]	Vertikal	100	66
	Horizontal	100	72
	Axial	100	29

Bild 8: Relative Schwinggeschwindigkeit am Betriebspunkt im Vergleich zwischen der Ausgangskonstruktion und der optimierten Variante

Hochläufe zwischen 200 und 1200 min⁻¹ und halbem Drehmoment ergaben bei der optimierten Variante keine ausgeprägten Resonanzbänder.

Zuletzt wurde anhand der Schwingungsspektren verifiziert, welche schwingungstechnischen Maßnahmen zu dem tatsächlichen Rückgang der Schwingungen führten. Der Messpunkt lag weiterhin antriebsseitig an der Stirnradstufe (HSS). In Bild 9 sind die Ergebnisse in vertikaler und horizontaler Messrichtung dargestellt.

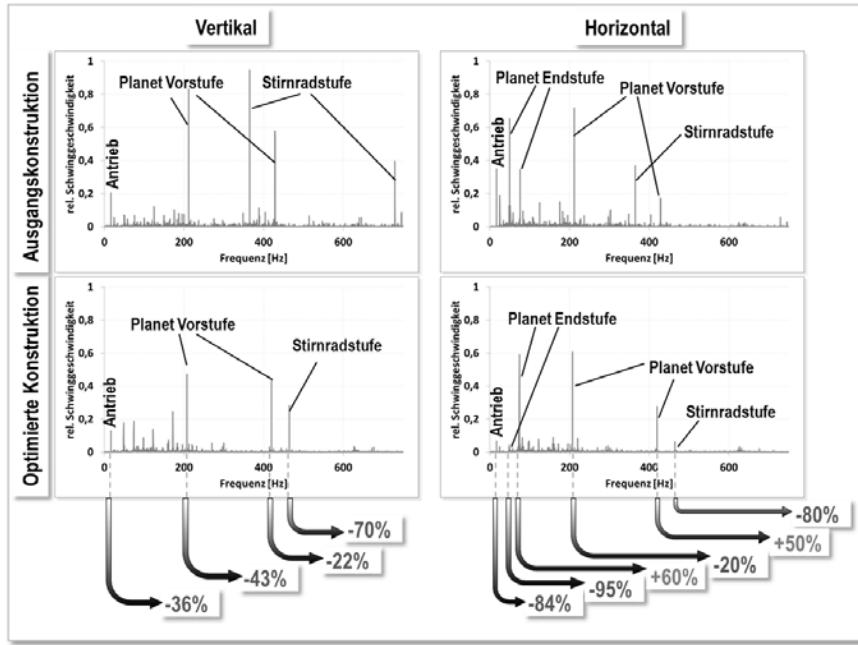


Bild 9: Normierte Schwingungsspektren am Betriebspunkt vor und nach der Optimierung bei vertikaler und horizontaler Messrichtung.

Der stärkste Rückgang wurde bei der Zahneingriffsfrequenz der Stirnradvorstufe verzeichnet, deren Amplitude um bis zu 80% zurückging. Dies war eindeutig auf die geringere Anregung aus der neuen Verzahnung zurückzuführen. Bei der Zahneingriffsfrequenz der Planetenvorstufe nahm die Amplitude in vertikaler Richtung deutlich ab, während der Trend in horizontaler Richtung nicht so eindeutig war. Im energetischen Mittel nahmen aber auch hier die Amplituden ab. Gleiches galt für die Zahneingriffsfrequenz der Planetenendstufe. Die Schwingungen aus der Antriebsfrequenz nahmen teilweise deutlich ab, was in der steiferen

Struktur und damit auch besseren Positionierung der Teile zueinander im Betrieb begründet liegt.

Zusammenfassung

Ziel der vorgestellten Arbeit war, ein schweres Antriebspaket mit großer übertragener Leistung schwingungstechnisch zu optimieren. Um die Anzahl der kostenintensiven Tests so gering wie möglich zu halten, wurde die Aufgabe zuerst rechnerisch bearbeitet. Basisuntersuchung war eine Modalanalyse mit der Finite-Elemente-Methode, bei deren Modellbildung drehende Teile vernachlässigt bzw. z. T. durch Vollkörper ersetzt wurden und das gesamte Antriebspaket an den realen Schraubpunkten ideal steif an die Umgebung angebunden wurde. Für dieses Model wurden Eigenfrequenzen und Eigenschwingformen errechnet. Die Formen zeigten eine weiche Anbindung zwischen dem Planetengetriebe und der Stirnradvorstufe sowie Nick- und Wank-Bewegungen des gesamten Aufbaus. Aus diesen Ergebnissen wurden Maßnahmen zur Versteifung des Aufbaus konstruktiv abgeleitet und simulativ überprüft. Der quantitative Vergleich der Varianten fand mittels einer harmonischen Analyse statt. Dabei wurden die Amplituden der Schwingungsantworten der Ausgangsvariante und der optimierten Variante gegenüber gestellt und eine deutliche Reduzierung der Schwingungsamplituden nachgewiesen. Im nächsten Schritt wurde das tatsächliche Schwingungsniveau in einem Prüfstandsversuch quantitativ erfasst und damit die qualitativen Veränderungen aus der Simulation experimentell validiert. Die Prüfergebnisse bestätigten die Simulationsdaten und die vorhergesagte schwingungstechnische Verbesserung des Systemverhaltens. Durch eine Frequenzanalyse der Schwingungsspektren ließ sich die Verbesserung des Schwingungsverhaltens einzelnen Bauteilen zuordnen.

Die Untersuchungen zeigten den Vorteil des Einsatzes von Simulationswerkzeugen für eine zielgerichtete und kostengünstige Optimierung innerhalb des Entwicklungsprozesses. Speziell bei der Optimierung von schweren Antrieben mit großer mechanischer Leistung lässt sich die Anzahl der kosten- und zeitintensiven schwingungstechnischen Versuche deutlich reduzieren und auf das für eine Verifikation nötige Maß beschränken.

Literatur

- [1] Völker, K.; Müller, M.; Kerti, D.: Numerical and experimental modal analysis of a drive package. International Conference on Gears. VDI-Bericht 2199.2 (2013) S. 1421-1424

Advanced Online Condition Monitoring and Diagnostics support Operational and Maintenance Decisions in an Offshore Gas Compression and Export System Unit

Dipl.-Ing. Thorsten Bickmann,

GE Oil & Gas - Digital Solutions – Bently Nevada, Frankfurt/Main

Summary

Two 3-stage reciprocating compressors are operated on an offshore platform which are in service of the Gas Compression and Export System unit.

Essential information to evaluate the condition of the reciprocating compressor are a base for operation decisions, therefore an online condition monitoring system for reciprocating compressors was installed to increase the reliability and safety protection for their compressors.

This paper presents several case studies about malfunctions like a broken rod, loose cross-head shoes and misalignment, as well as lessons learned which helped to reduce outage time and costs.

1. Reciprocating Compressor Health Monitoring

The Gas Export Compressor is an electrically-driven, 3-stage, 4-cylinder reciprocating compressor which raises the pressure of gas from 5 barg to 187 barg.

The reciprocating compressor is monitored by an online condition monitoring system. With the goal to establish a condition based maintenance strategy, a detailed knowledge of the machines' behavior is essential. Vibration measurements at each crosshead slide and at frame, in combination with dynamic indicated pressures and rod position are constantly collected and analyzed with hard- and software thresholds. The online condition monitoring system synchronizes the vibration signals with crankshaft rotation to associate vibration peaks to the piston position along the stroke. This provides machinery protection and detailed information of machine condition.

Crosshead Acceleration: The mechanical safety of each throw is monitored by accelerometers, which are mounted on the top of each crosshead slide. Placing accelerometers over each crosshead slide provides the best method to detect machinery problems due to impact-type events. Acceleration spikes in the waveform refer to the response of impulse events, occurring during normal operation. As parts wear over time, the mechanical clearances increase. The extra clearance gives the parts more distance to gain velocity and the impacts between the components become more energetic. As examples, such impacts can occur between the crosshead and its guide, as the babbitt of the crosshead shoes slowly erode. Loose rod nuts or bolts, worn pins as well as liquid ingestion can be detected in early stages of development. The mechanical impacts produce a high frequency structural vibration, which is characterized by a high amplitude peak, followed by a "ring down".

Frame Velocity: Two Frame velocity transducers on the side of the frame monitor the response of the system to the main forces and moments that are occurring on the balanced-opposed compressors. If used for machinery protection, these velocity measurements provide additional safety monitoring capabilities. Frame velocity measurements monitor malfunctions such as imbalance due to unusual pressure differential or inertial unbalance, looseness in the foundation attachment (such as deteriorating grout or shims) and high moments caused by excessive rod load.

However installing frame vibration transducers only may be insufficient, as the increase in frame vibration due to incipient failures developing at the running gear or cylinder assembly will be small and typically covered by the larger vibration contribution due to machine movement. By the time the malfunction has been detected by the frame velocity transducer and the compressor shut down, major secondary damage may have already occurred. [1]

Cylinder Pressure and Forces Monitoring: The single most effective way of determining the overall health of a reciprocating gas compressor is by examining the cylinder pressure profile. Online access to the internal pressure for each compressor cylinder enables continuous monitoring of cylinder pressures, compression ratios, peak rod loads, and rod reversal. This provides valuable information on the condition of suction valves, discharge valves, piston rings, packing glands, and crosshead pin. In addition, the functionality of capacity control devices, such as unloaders, clearance pockets and stepless control systems can be analyzed.

From the diagnostic standpoint, the dynamic cylinder pressure measurement provides great value. The ability to correlate events in the crosshead acceleration waveform with events in

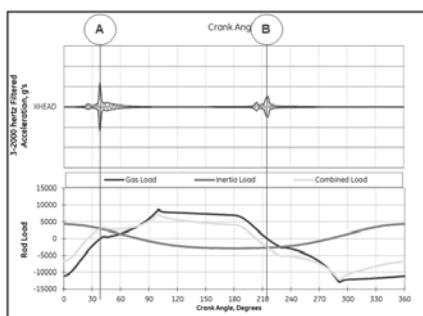


Fig. 1: Crosshead acceleration overlaid with rod loads

A, the gas load (blue line in the rod load) and vice versa at point B. The significant impulses of the crosshead acceleration occur exactly at these points.

For most reciprocating compressors, the mass of the piston is much smaller than the total reciprocating mass. If the piston to piston rod bolted joint relaxes, the piston will begin to slide on the rod. Since the inertia of the piston is small, the impacts between the piston and rod occur near the gas reversal points.

2. Vertical Crosshead Force

As the crankshaft turns, the combined rod load (inertia- and gas load) at the crosshead pin varies. As a result, the forces acting at the crosshead can be calculated directly by the monitoring system using the cylinder pressures and geometrics of the reciprocating components. The crosshead transmits the axial acting pressure loads to the piston through the piston rod and absorbs the dynamic forces produced in a direction perpendicular to the horizontal axis of the motion.

The figure below shows a force reaction diagram with summation of all of the forces that are acting on the crosshead pin.

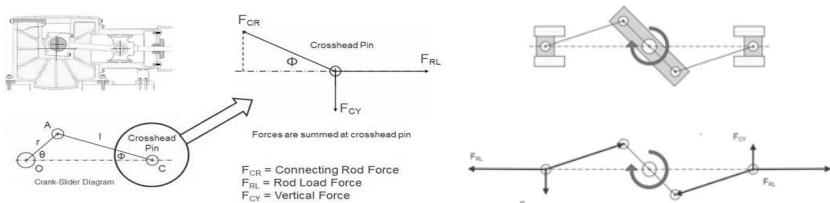


Fig. 2: Balance of forces acting on the crosshead pin

the pressure, rod load curve and crosshead vertical force plots is essential. This enables to make precise maintenance decisions, to exchange the failed parts, only.

The left figure displays the overlay of the filtered (3-2000 Hz) crosshead acceleration signal with impulse events caused by a loose piston. In addition, the rod loads over one revolution are presented. At the point

A, the gas load (blue line in the rod load) and vice versa at point B. The significant impulses of the crosshead acceleration occur exactly at these points.

Throughout the piston's stroke, the horizontal component of the connecting rod force (FCR) balances out the Rod Load Force (FRL) generated at the piston rod. With respect to crank-shaft rotation, the vertical force (FCY) applied to the crosshead pin is affected.

Except for the dead center positions, the acting forces at the connecting rod include a horizontal force and a vertical force, which is in downward or upward direction. When crank angle is 0 or 180 degrees, the connecting rod is directly in line with the cylinder bore, and it is incapable of imparting vertical forces to the crosshead. At these crank angles, the vertical force on the crosshead will be zero regardless of the combined rod load. At all other crank angles, the loaded connecting rod passes a vertical force component to the crosshead pin.

Thus, the crosshead moves periodically against the inner surface of the crosshead's lower and upper guide which introduces consequently impact-induced vibration, which is one of the sources of vibration in reciprocating compressors.

At balanced opposed vertical compressors, in the case of the left crosshead (which is being pulled downward by its connecting rod), the weight of the crosshead adds to the downward vertical load component. For the right crosshead (which is being pulled upward by its connecting rod), the weight of the crosshead is subtracted from the vertical load component. . However, for a small time period in either case, the force does act opposite of the expected direction.[1]

3. Rod Position Monitoring

Horizontal and vertical proximity probes, mounted in an orthogonal arrangement, observe the piston rod movement. Continuous monitoring over time measures the rider band wear. But in addition, the peak to peak displacement along the piston stroke allows conclusions to the condition of the rod.

In the figure below, the three rod position plots (orange, blue, red) illustrate three different stages of a machine's condition. The yellow & red dashed arcs represent estimated alarm thresholds (alert & danger, respectively) from the bore clearance extrapolated back to the measurement plane. If the piston rod shifts more than 60 mils / 1520 µm from the geometric center in any direction, then an alert condition would be raised to prevent actual piston to cylinder liner contact.

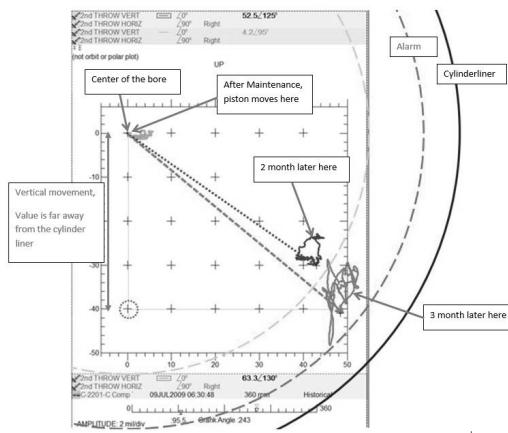


Fig. 3: Example for Rod Position Monitoring displaying the rod position in three different stages of machine's health

The orange trace shows the piston rod motion in reference/baseline conditions with new rider bands. The low amplitude and proximity of the piston rod centerline to the geometric centerline indicates that the throw is running smoothly with low peak-

peak displacement and Position Magnitude values. The blue trace shows the rod position at a later time as the condition progresses. The peak-peak displacement has increased slightly; however, the Position Magnitude is much larger and more significant. And finally, when the machine is in an alarm condition (red sample), the peak-peak is much larger along with the rod position clearly indicating an alert condition. In this state there is greater potential for contact with the cylinder wall; however, it should be noted, that the equivalent vertical displacement reading is still indicating much less than the alarm value. This example shows the benefit of the horizontal transducer for a fully 2 dimensional measurement. [2]

4. Cases - Condition Monitoring helps to define precise maintenance decisions

4.1 Case: Broken Rod at Throw 2, 1st stage

On July 25th the Machinery Protection System tripped the reciprocating compressor due to high frame velocity vibration. The trend showed a sudden increase from 3 mm/s RMS to above 40 mm/s. The accelerometer, mounted above the crosshead slide at throw 2, 1st stage displayed the same symptoms of rapid vibration increase. Also observed in the preceding minutes to trip was an indicated fall in throw 2 rod position.

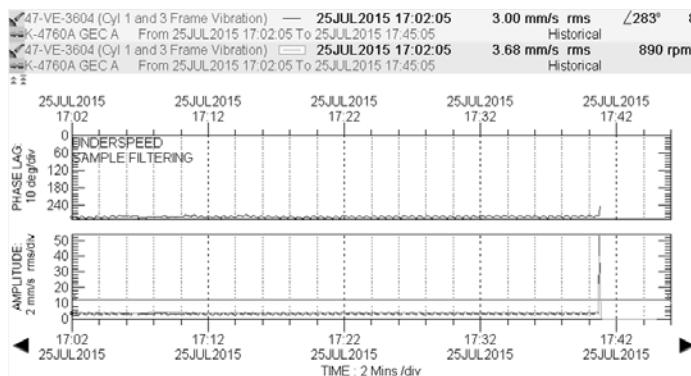


Fig. 4: Trend of the two frame velocity measurements on 25 Jul 2015

Following the machine stop, the throw 2 covers were removed for internal inspection by the mechanical team and the compressor was barred over. It was reported that nothing unusual was observed in the course of these activities and that next a restart of the compressor should commence. However, based on the initial data review, it was considered that prior to attempting a machine start a more detailed analysis of the diagnostics should be performed to fully understand the shutdown characteristics.

The following crank angle based vibration plots illustrate the sequence of events of the 1st stage, Throw 2 at K-4760 A on July 25th.

Two minutes before the failure, the crosshead acceleration waveform (upper right plot) shows no indication of a developing failure. The piston rod peak to peak movement of 500 µm (lower right plot) indicates a typical movement. The cylinder pressures (lower left plot) and the calculated gas- inertial- and combined forces (upper left plot) are normal.

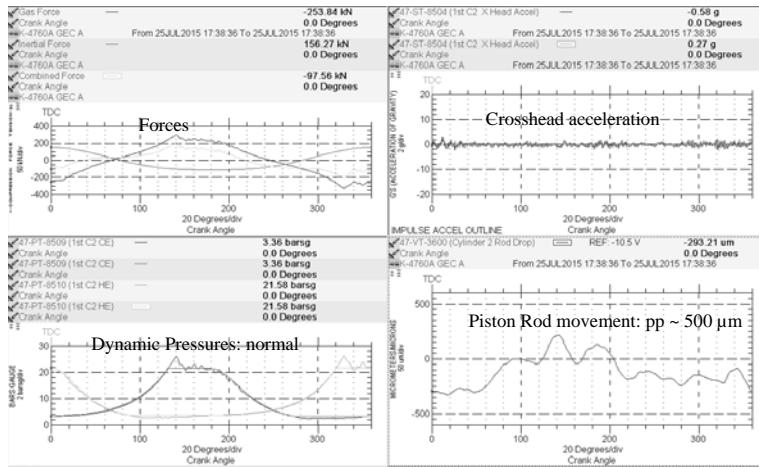


Fig. 5: 25 Jul 2015 17:38:36 h – normal behavior

4 Seconds before the rod breaks, the crosshead vibration signature changes slightly, but peak to peak movement at the piston rod increases up to 1300 μm . It seems that the rod is already cracked, because the highest peak to peak movement occurs in the area of the rod load reversals.

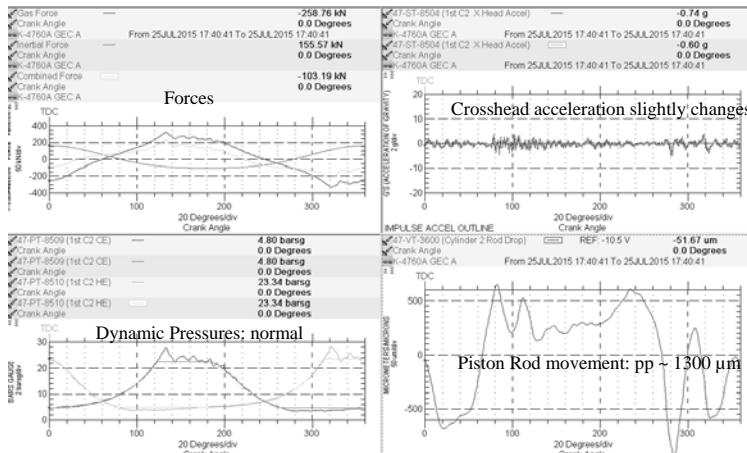


Fig. 6: 25 Jul 2015 17:40:41 h – 4 seconds before the rod breaks. Crosshead vibration signature changes slightly, but peak to peak movement at the piston rod increases up to 1300 μm .

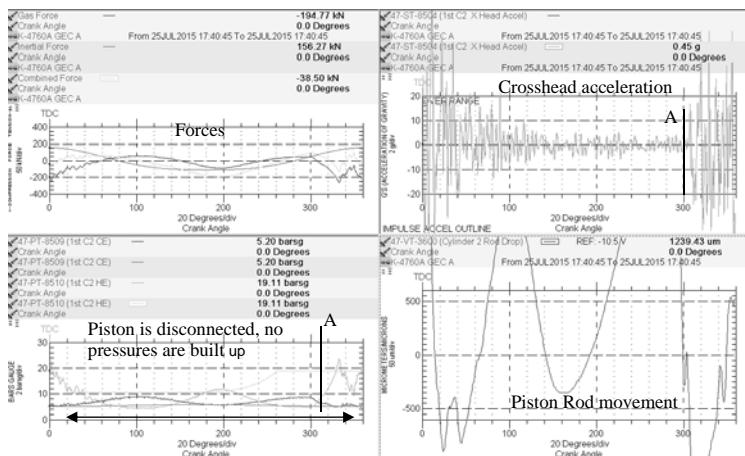


Fig. 7: 25 Jul 2015 17:40:45 h – Rod is disconnected.

The figure above represents a revolution, where the rod is already broken. When the reciprocating components travel from the Bottom Dead Center (180° crank angle) in direction to the Top Dead Center ($0^\circ / 360^\circ$ crank angle), they hit the disconnected piston at point A and pushed it towards Top Dead Center. Due to the acceleration of the piston, the head end cylinder pressure increases. The collision of the disconnected rod and disconnected piston is also visible in the high amplitude of the crosshead acceleration at point A (plot upper right). The detailed analysis of the reciprocating diagnostics provided the foundation for a decision not to attempt a restart of the compressor and to instead mobilize materials and field engineers offshore for replacement of a sheared piston rod at cylinder 2.



Fig. 8: After the suction valve was removed, the disconnected rod became visible

Lessons learned from this failure: during the course of the event investigation and data analysis a number of parameters were identified with the potential for providing early warnings as to the presence of a machine operating

environment that could instigate a propagation of mechanical defects. In addition, a further layer of shutdown protection limits, to prevent significant secondary damage during failure occurrences, were defined. This enhanced machinery protection consisted of peak to peak displacement of the rod movement with Alert level at 750 µm peak to peak and 900 µm peak to peak for Danger and crosshead acceleration boundaries which were included into the trip logic.

From the Root Cause Analysis investigation it was highlighted that five days prior to failure, the 1st stage suction pressure upstream (red trend line in figure below) of the compressor started to become more erratic and that this was initiated by a gas scrubber pressure spike. Subsequently the gas scrubber behavior became erratic and the export compressor suction pressure started to increase in range. The cause of this was narrowed down to the gas recycle valve controlling irregularly.

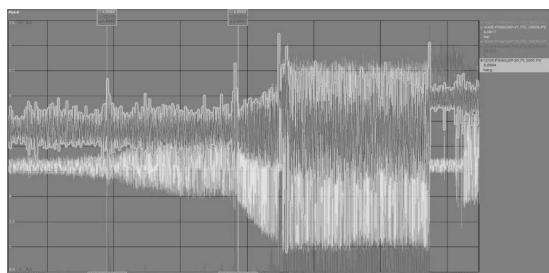


Fig. 9: Trend of erratic suction pressure before the failure

Reviewing the liquid carryover potential at the time, the levels in the vessels hadn't been any higher than normal. Deducing from all the associated data and information; fluctuating pressures and therefore changing in the compression ratio could have led to component stress and ultimately to the rod failure.

4.2 When machines stop – problems start

After the verification of the broken piston rod on line 2 and further assessment by the OEM field service engineers; to enable a rapid turnaround restoration to get the machine back to an operational ready state, a repair was progressed utilizing materials from the B machine. The plan was to undertake a more extensive refurbishment during the planned 12,000 hour service in November. A successful post repair start of the compressor was initiated on the 17th of August.

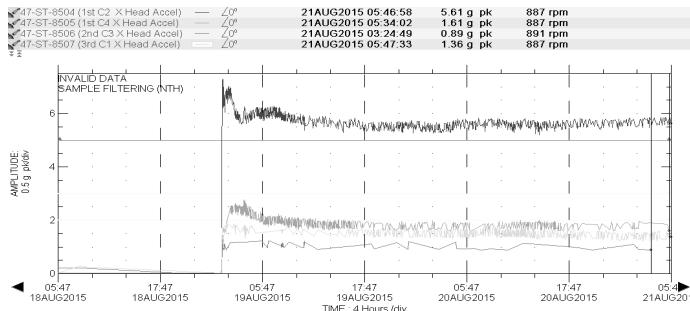


Fig. 10: Overall vibration level of all four crosshead accelerometers after the repair

An assessment of the compressor in operation highlighted a higher than expected Throw 2 crosshead acceleration value, exactly the throw with the disconnected piston rod. The vibration level was three times higher when evaluated against the usual level and in comparison to the other throws. This prompted further analysis and investigation. The cause for the high crosshead acceleration became visible in the crank angle domain. A large impulse with an amplitude of 6g's (Band pass-filtered: 3-2000 Hz) occurred at around 310° crank angle at the cursor position followed by a second impulse at 110° crank angle (Figure below, upper right plot). In addition, the piston rod moved slightly during these events (lower right plot).

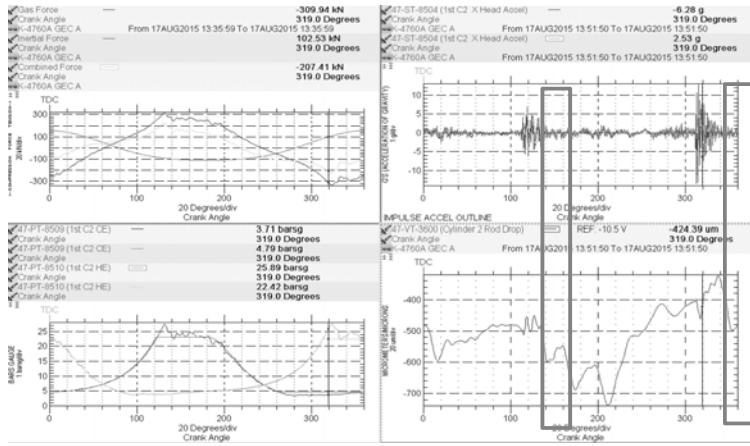


Fig. 11: Crank angle based plots after the exchange of the broken rod

To determine the nature and severity of an impulse/impact event from a crosshead acceleration signal waveform, the most appropriate analytic methodology is based on signal timing.

The synchronization of the vibration signal with crankshaft rotation did not associate vibration peaks to gas load or combined rod load reversal positions along the stroke (upper left plot). Thus, a loose piston to rod or crosshead to rod connection could be excluded.

As introduced in the chapter "Vertical Crosshead Force", the secondary motion of the crosshead occurs across the clearance between crosshead and crosshead guides. If this vertical force is in upward direction and exceeds the weight of the crosshead, the crosshead will physically lift off the lower guide and be pressed against the upper guide. After reaching the maximum vertical force, the crosshead will drop down and continue travelling on the bottom guide. The overlay of crosshead vibration, piston rod position and vertical force showed that the impact-induced vibrations were related to these areas where the crosshead moves periodically against the inner surface of the crosshead's upper and lower guide. In addition, the dynamic rod position displays unusual movement in these areas. Based on this it was recommended to keep monitoring for any deterioration and to check the crosshead shoe to guide clearance at the next planned service.

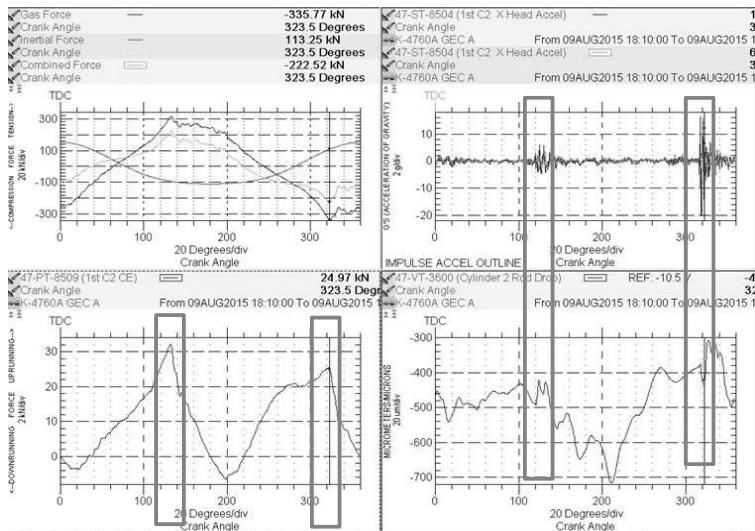


Fig. 12: Overlaying of the vertical force (bottom left) with crosshead vibration and rod position

Due to the production critical function of the gas compressor and the extensive real time diagnostics and monitoring capability at the disposal of diagnostics engineers, it was decided to modify the surveillance attributes and introduce additional crosshead vibration into the trip logic of the machinery protection system. This allowed continued operation of the compressor with added confidence that if the fault deteriorated the unit could be shut down safely without incurring additional damage.

One week later, instability of the crosshead vibration started and resulted in the monitoring channel blipping into the new alert level of 7.5 g's. The decision was made to stop the machine for the planned overhaul. As the connections between the crosshead/rod and rod/piston were confirmed to be tight, the technicians inspected the crosshead assembly also and found the following issues: When the crosshead was removed, wear was found on the body due to contact with the con rod small end bush. The small end bushing was verified and the dimensions found to be ok, but the bushing was not centered on the connecting rod and was in fact flat on the pump side and out on the motor side. The bottom crosshead shoe was found to be slightly loose from the crosshead body. The lock plate was open. Findings highlighted that the crosshead was working with reduced clearances because of the bottom shoe being slightly loose. This was as a consequence of the small end bush not being fully centered, initiating a state of no axial clearance and friction within the crosshead body surfaces. The abnormalities were rectified and the machine was put back in service. The resultant crosshead vibration level of 2 g's pk was normal and three times lower than before. Condition monitoring had enabled swift location of the defect and ensured reduced downtime.

5. Conclusion

Machinery protection and condition monitoring system data can provide supplementary functionality and vital information when running on the edge of an equipment's working envelope. Having the authority of extensive real time reciprocating diagnostics and the facility for continuous trending and modeling ; this opens up additional opportunities for machine operation under extenuating circumstances. The augmented capability derived ensures prompt and expedient diagnosis of abnormalities and confidence in running with these defects whilst minimizing and mitigating the associated threats.

References

- [1] Rossi, Gaia: Localization of reciprocating compressor components faults using on-line dynamic correlation of impulsive vibration signatures with calculated forces and displacements at individual running gear components ; 8th Conference of the EFRC, 2012
- [2] Orbit article: Rod Position & Rod Drop: What's the Difference?, March 9th, 2015

Computergestützte Erfassung der schwingungsinduzierten Rissbildung an Kraftwerkskomponenten

Untersuchung eines Schaufelverlustes in einem Saugzuggebläse

Computer aided assessment of vibration induced cracking of power plant components

Investigation of a blade loss in a draft fan

Dipl.-Ing. (FH) **Alex Karpunow**, M.Sc. **Jan Wasseveld**,
Dr.-Ing. **Albert Bagaviev**,
TÜV Rheinland Werkstoffprüfung GmbH, Köln

Kurzfassung

Der Beitrag zeigt ein Beispiel einer sog. Root-Cause-Analyse zur Schadensklärung eines Schaufelabisses in einem Saugzuggebläse mittels Modellierung und Simulation.

Abstract

The article shows an example of a so-called root cause analysis for damage assessment of a blade loss event in a draft fan by means of modelling and simulation.

1. Einführung

Ein Saugzuggebläse wird im Allgemeinen für das Absaugen der bei der Verbrennung der Kohle entstehenden Rauchgase aus dem Kessel eingesetzt. Das Saugzuggebläse stellt eine Strömungsarbeitsmaschinemaschine dar und besteht daher aus einem Laufzeug und statio-närem Gehäuse. Dabei kann die Laufzeug-Drehzahl mehrere hundert Umdrehungen pro Minute erreichen.

In einem Braunkohlekraftwerk wurde ein Saugzuggebläse durch den Abriss einer Laufschaufel (Ein Bestandteil des Laufzeugs) schwer beschädigt. Die losgelöste Schaufel hat die gesamte Beschaufelung der Stufe in Mitleidenschaft gezogen. Bei dem betroffenen Gebläse handelt es sich um einen zweistufigen Axialventilator mit Schaufelverstellung. Die Laufschaufel ist mittels Flanschverbindung auf einem Holm montiert der über Trag- und Führungs Lager mit dem Rad verbunden ist. Die Zugkraft der Schaufel wird über den Holm auf das Traglager mittels eines Gewindes übertragen. Die Stellung der Schaufel wird bei Bedarf

durch Drehung des Holmes über einen mit hydraulischer Stelleinrichtung verbundenen Verstellhebel geändert. Darüber hinaus trägt der Holm das Ausgleichsgewicht, hierbei ist die Verbindung durch eine Passfeder realisiert.

Die Begutachtung der beschädigten Maschine ergab, dass das Lösen der Schaufel auf ein Versagen des Holmes zurückgeführt werden kann. Der Bruch im Holm ging vom Übergang der Stirn der Passfedernut der Holm-Ausgleichsgewicht-Verbindung aus. Die Bruchfläche verläuft senkrecht zur Achse des Holmes und der Richtung der Hauptlast die aus Flieh-
kraft der Schaufel resultiert. Die makrofraktografische Untersuchung der Bruchfläche ergab, dass es sich um einen Schwingbruch mit anschließendem Restgeltbruch handelt.

Der Schaden ereignete sich nach einer durchlaufenen Betriebszeit von mehreren Zehntausend Betriebsstunden und unter einhundert Start-Stopp-Zyklen. Weltweit sind ähnliche Schäden ausgelöst durch Holmbruch im Gewinde in Gebläsen verschiedener Hersteller bekannt. Deshalb wird in der Vorliegenden Analyse auch das Gewinde untersucht.

2. Schadenshypothesen

Im Rahmen der darauffolgenden Schadensanalyse (sog. Root-Cause-Analyse) wurden mehrere Schadenshypothesen aufgestellt. Unter anderem wurde hierbei zuerst eine einmalige Überlastung des Holmes durch statische Kräfte wie z. B. erhöhte Fliehkraft bei Überdrehzahl oder durch erhöhte Biegebeanspruchung des Holmes aus Druckkräften bei einer erhöhten Fördermenge unterstellt. Durch FEM (Finite Elemente Methode)-Simulationen verschiedener Betriebszustände konnten diese Schadenshypothesen, übereinstimmend mit dem Befund der Bruchflächenuntersuchung, widerlegt werden.

Die Schadenshypothese welche einen Materialfehler bzw. einen minderwertigen Werkstoff als die Ursache unterstellt konnte auf Grundlage der Versuchsergebnisse zu mechanisch-technologischen Eigenschaften sowie metallographischen Untersuchungen der Bruchflächen verworfen werden.

Als weitere Schadenshypothese für die beiden Schäden wurde eine erzwungene Schwingung der Beschaufelung infolge einer Anregung im stationären Betrieb als Schadensursache unterstellt. Es sollte Überprüft werden unter welchen Bedingungen die Schwingung als Ursache für den Holmbruch physikalisch adäquat wäre.

Durch die nachfolgend beschriebenen Untersuchungen soll diese Hypothese geprüft werden. Um die Eigenfrequenzen des Laufzeugs zu berechnen, sowie die quantitative Ermittlung der Schwingungsbeanspruchung des Holmes durchzuführen wurde eine FEM–Modellierung und -Simulation des Saugzuggebläserotors durchgeführt.

3. CAD- und FEM-Modellierung

Um die Geometrie des Laufzeugs der computergestützten Analyse zugänglich zu machen wurde die Geometrie der Schaufel, des Holms und des Ausgleichgewichtes durch einen 3D-Laserscan digitalisiert. Mit dem CAD(Computer Aided Design)-Programm CATIA V5 [1] wurden aus den sog. „Punktwolken“ (Ergebnis eines Laserscans) die Geometrien der Bauteile in Form von dreidimensionalen CAD-Modellen zurückgeführt. Anschließend wurde das FEM-Modell des Rotors unter Verwendung der FEM-Software ABAQUS [2] erstellt. Das Modell ist im Bild 1 dargestellt.

Zum Zwecke der Vereinfachung der rechnerischen Erfassung wird die Beanspruchung als Kombination bestehend aus einer ruhenden (stationären) und der wechselnden Beanspruchungsart betrachtet. Zur ruhenden Art gehört die Beanspruchung durch Fliehkraft. Die wechselnde Beanspruchung resultiert aus erzwungenen Schwingungen der Struktur.

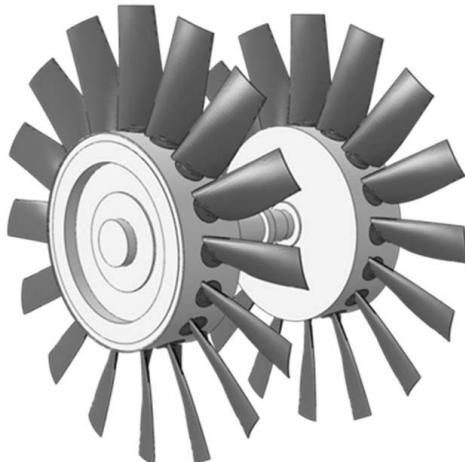


Bild 1: FEM-Modell des Saugzuggebläserotors

4. Statische Analyse

Durch die Simulation einer statischen Fliehkraftbelastung wurde die Beanspruchung der Rotorkomponenten im stationären Betrieb ermittelt.

Weil bei einigen Schäden der Holmbruch von einem Gewindegang ausging wurde die statische Beanspruchung der Gewindegänge detailliert untersucht. Dafür wurde ein separates zweidimensionales axialsymmetrisches Modell des Holmes mit Gewinde sowie des Traglagers erstellt. Aus den Ergebnissen erkennt man, dass im ersten Gang des Gewindes eine,

im Vergleich zu den anderen Gewindegängen, qualitativ höhere Spannungskonzentration vorhanden ist. Zusammenfassend kann man festhalten, dass der Bereich im Kerbgrund des ersten Gewindegangs einer hohen statischen Beanspruchung unterliegt und lokal zur leichten Plastifizierung führt.

5. Eigenfrequenzanalyse

Die dynamische Studie eines linearen Problems wird in ABAQUS grundsätzlich unter Verwendung der Eigenmoden des Systems als Basis zur Berechnung der Strukturantwort auf Anregung durchgeführt. In diesem Fall müssen die benötigten Eigenmoden und Eigenfrequenzen zuerst in einem Eigenfrequenzanalyseschritt berechnet werden.

Das dynamische Verhalten des Laufzeugs wurde untersucht durch die Berechnung der drehzahlabhängigen Eigenformen bis zu einer maximalen Eigenfrequenz von 150 Hz mit anschließender dynamischer Modalanalyse mit einer unterstellten Krafterregung die in Abschnitt 6 beschrieben wird.

Die Ergebnisse der Eigenfrequenzanalyse sind in einem Campbelldiagramm in Bild 2 zusammengefasst. Das Campbelldiagramm zeigt, dass einige der Eigenfrequenzen bei Betriebsdrehzahl in der Nähe der sogenannten Resonanzpunkte liegen. Aus diesen Gründen ist eine erhöhte schwingende Beanspruchung aufgrund einer Resonanz wahrscheinlich.

Die Eigenfrequenzanalyse ergab Hinweise die für die formulierte Schadenshypothese sprechen. Die Frequenzen einiger Eigenformen dieser Maschine liegen nicht ausreichend weit von den Vielfachen (n-fachen) der Betriebsfrequenz und können deshalb, unter Umständen, im Betrieb angeregt werden was zu einer schwingenden Beanspruchung des Holmes führt. Eine weiterführende dynamische Modalanalyse soll die Spannungsamplituden infolge der Erregung aus Rotation der Welle quantitativ bewerten.

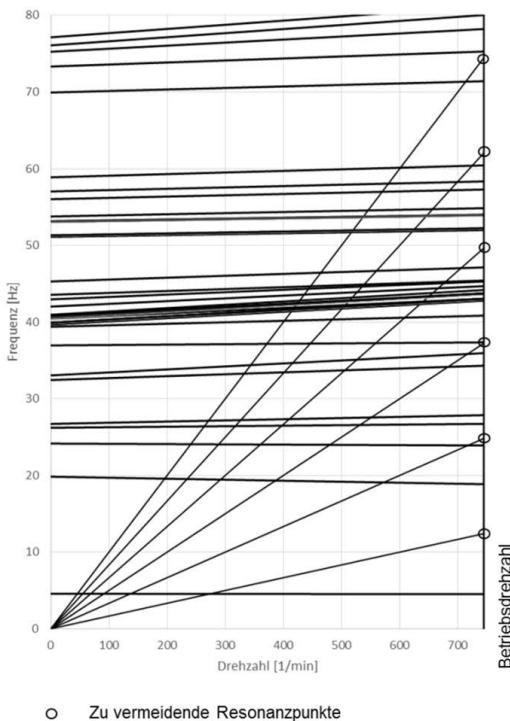


Bild 2: Campbelldiagramm für den analysierten Saugzuggebläserotor

6. Dynamische Modalanalyse

Die formulierte Schadenshypothese unterstellt eine erzwungene Schwingung der Beschaufelung. Als Quelle der Erregung wird eine Kraftanregung aus Durchbiegung des Rotors aufgrund des Eigengewichtes kombiniert mit der Rotation bei Betriebsdrehzahl angenommen. Jegliche Unwucht des Rotors, hier nicht berücksichtigt, würde die Krafterregungsamplitude noch weiter vergrößern.

Die Anregung wurde durch eine harmonische Erregung mit konstanter Amplitude modelliert. Die dynamische Last besteht aus einem Beschleunigungsvektor mit einer Amplitude die gleich der Erdbeschleunigung ist und der Erregungsfrequenz die der Drehfrequenz der Welle entspricht.

Das Ergebnis zeigt im Bereich der vorderen Gewindegänge und des Gewindeauslaufes eine oszillierende Spannungskonzentration unter der dynamischen Belastung.

Das Ergebnis der Berechnung belegt, dass am Stirnauslauf der Passfeder nut im stationären Betrieb eine hochfrequente stoßartige Belastung entsteht. Im Allgemeinen sind Passfederverbindungen für die Übertragung wechselnder Lasten nicht geeignet [3].

Die Ergebnisse der dynamischen Analyse lassen sich qualitativ mit der Aussage zusammenfassen, dass die befundenen Rissinitiierungsstellen rechnerisch einer hohen dynamischen Beanspruchung unterliegen.

Bild 3 zeigt exemplarisch ein Smith Diagramm für den Holzwerkstoff mit eingetragener Beanspruchung im Kerbgrund des Gewindeganges. Die Gegenüberstellung zeigt, dass Kerbgrund lokal hinsichtlich der rechnerisch ermittelten Beanspruchung nicht dauerfest ist.

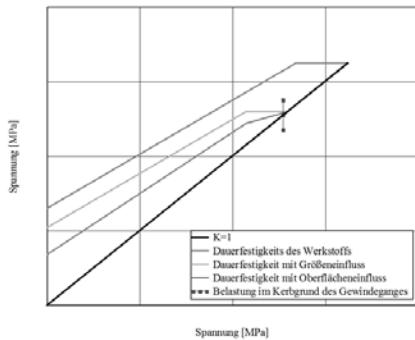


Bild 3: Smith-Diagramm für den Gewindekerbgrund

7. Zusammenfassung

Die Schadenshypothese einer erzwungenen Schwingung der Beschaufelung eines Saugzuggebläses infolge einer Anregung im stationären Betrieb konnte durch numerische Simulationen bestätigt werden. Die Ergebnisse dieser rechnerischen Ursachenanalyse belegen übereinstimmend mit dem Befund den Schwingbruch des Bauteils.

Die Hypothesen die eine einmalige Überlastung des Holmes durch statische Kräfte unterstellten konnten durch rechnerische Simulationen ausgeschlossen werden. Die Hypothese, die einen Materialfehler bzw. einen minderwertigen Werkstoff als Schadensursache formuliert konnte auf Grundlage der Ergebnisse mechanischer Materialtests und metallographischen Untersuchungen verworfen werden.

Die Eigenfrequenzanalyse zeigte, dass einige Eigenfrequenzen der Maschine nicht ausreichend weit von den Vielfachen (n-fachen) der Betriebsfrequenz liegen und deshalb, unter

Umständen, im Betrieb angeregt werden könnten. Aus diesem Grund ist eine erhöhte schwingende Beanspruchung der Beschaufelung wahrscheinlich.

Die Tatsache, dass nur ein Holm der Stufe versagt hat kann dadurch erklärt werden, dass jede Schaufel auf Grund von Fertigungstoleranzen und manuellen durchgeführter Montage eine individuelle Eigenfrequenz besitzt, welche in einem ungünstigen Fall näher an der Resonanzfrequenz liegen kann und die betroffene Schaufel dadurch einer größerer Anregung unterworfen wäre.

Manche bekannte Schäden zeigten die Rissinitiierung im Kerbgrund des ersten Gewindenganges. Die gezeigten rechnerischen Analysen ergaben generell höhere lokale statische und dynamische Beanspruchung, eine Gegenüberdarstellung der Beanspruchung mit Werkstoffkennwerten im Dauerfestigkeitsdiagramm zeigte den großen Einfluss der konstruktiven Ausführung. Eine weitere anfällige Stelle für die Rissinitiierung stellt der Auslauf der Nutstirn dar. Die vorliegenden Simulationsergebnisse belegen eine hochfrequente stoßartige Kontaktdruckbeanspruchung dieser Stelle im stationären Betrieb. Für diese Beanspruchungsart sind Passfederverbindungen im Allgemeinen nicht geeignet, und sind für Schwingungsverschleiß der Wellenseite der Verbindung verantwortlich [3]. Zusammenfassend lässt sich festhalten, dass mit Hilfe der modernen Modellierungs- und Simulationswerkzeugen die eventuell vorhandenen „Schwachstellen“ der konstruktiven Dimensionierung und Auslegung durch Variationsrechnungen (sog. Sensitivitätsanalyse) erfassen lassen und somit kann dies zur Verbesserung/Optimierung des bestehendes Designs führen.

8. Literatur

- [1] 3DS, CATIA V5 Release 2015, 2015.
- [2] 3DS, ABAQUS 6.14, 2014
- [3] DIN 6892:2012-08 Mitnehmerverbindungen ohne Anzug –Passfedern –Berechnung und Gestaltung

Analyse von gekoppelten Schaufel-Scheibenschwingungen im Rahmen von Schadenuntersuchungen

Dipl.-Ing. **Thomas Gellermann**, Allianz Zentrum für Technik,
Allianz Risk Consulting GmbH, München

Kurzfassung

Im Folgenden werden Erkenntnisse aus der Untersuchung von Schaufelschäden an einem Axialkompressor und einer Wasserturbine vorgestellt. Gemeinsamkeiten dieser Schäden bilden die aufgetretenen Schaufelbrüche infolge einer Resonanzanregung von gekoppelten Schaufel-Scheiben-Schwingungsmoden. Im Falle des Axialkompressors bewirkte ein neuer monolithischer Schaufelring mit integrierten Schaufeln gering gedämpfte, gekoppelte Eigenformen, die zu einer Resonanzanregung im Betriebsdrehzahlbereich führten.

Die untersuchte Spitzenlast-Wasserturbine besitzt ein spezielles Laufrad (Turgo), das ebenfalls eine integrierte Struktur mit besonderem Schwingungsverhalten aufweist. Hier erzeugte die Düsenanregung während des Hochlaufs eine kritische Resonanzanregung, die durch Absenkung der Drehzahlrampe abgemildert werden konnte.

Es werden spezielle Eigenschaften der gekoppelten Schwingungsmoden und der Einfluss von Durchmesserknoten auf diese Moden gezeigt. Dies wird anhand von experimentellen Modalanalysen, vereinfachten Berechnungsmodellen und betriebsbegleitenden Schwingungsuntersuchungen dargelegt. Weiterhin wird auf die Bedingungen für die Anregbarkeit von gekoppelten Schaufelschwingungsmoden eingegangen und im sogenannten ZZENF bzw. SAFE Diagramm erläutert.

1. Einleitung

Die statischen und dynamischen Belastungen durch Fliehkräfte, Druckkräfte und Schwingungen stellen hohe Anforderungen an die Auslegung der Laufschaufeln von Turbomaschinen. Insbesondere im Hinblick auf die dynamische Beanspruchung sind Resonanzanregungen der Beschaufelung und Struktur im Betriebsbereich zu vermeiden. Bei der Analyse der Eigenfrequenzen ist es in der Regel nicht ausreichend eine einzelne, isolierte Schaufel zu betrachten. Bei schlanken Unterbauten, wie Scheiben oder Ringen, entstehen gekoppelte Schwingungsformen mit zusätzlichen Eigenfrequenzen, wie z.B. bei Scheibenläufern und Regelstufen oder einkränzigen Laufstufen von Dampfturbinen (vgl. [1]). Monolithische Struk-

turen mit integrierten Schaufeln (aus Vollmaterial gefräste oder geschweißte Laufräder), die Gegenstand der Schadenbeispiele sind, zeigen durch die „starre“ Schaufelverbindung zur Struktur eine besonders ausgeprägte Kopplung. Hier fehlt u.a. die Dämpfung durch Reibkontakte.

Bei Kompressoren von Flugtriebwerken, bei denen monolithische Schaufelringe, wie BLISK (Bladed Disk), BLING (Bladed Ring) oder BLUM (Bladed Drum) zur Gewichts- und Kosten einsparung eingesetzt werden, ist die Schwingungsdynamik dieser schwach gedämpften Strukturen seit einiger Zeit Gegenstand umfangreicher Forschungsarbeiten (vgl. z.B. [2], [3]). Viele Erkenntnisse zu deren speziellen Schwingungsverhalten sind auch auf die Anwendung bei industriellen Turbosätzen übertragbar. Die hier vorgestellten Schadenbeispiele sollen dies illustrieren.

In den Schadenbeispielen werden auch ausgewählte Erkenntnisse von den an den Bruchflächen durchgeführten Laboruntersuchungen dargestellt, da zunächst mittels fraktografischen Untersuchungen ein hochzyklischer Schwingungsbruch (HCF, High Cycle Fatigue) als Bruchmechanismus bestätigen sein sollte, bevor mittels schwingungsanalytischen Methoden nach möglichen Resonanzzuständen als Schadenursache gesucht wird.

Das Allianz Zentrum für Technik (AZT - Allianz Risk Consulting GmbH) führt seit Jahrzehnten Schadenuntersuchungen auf diesem Gebiet durch. Dabei kommen sowohl umfangreiche Laboruntersuchungsmethoden, Berechnungsverfahren als auch Schwingungsanalysen zum Einsatz. Zweck dieser Untersuchungen ist die Klärung der Schadenursache sowie die Empfehlung geeigneter Maßnahmen mit dem Ziel künftiger Schadenprävention.

2. Schwingungsbrüche an einem Axialkompressor

Bei einem mehrstufigen Axial-Turbokompressor, der in einer Anlage zur Salpetersäure-Herstellung zur Verdichtung von nitrose Gasen (NOx) dient, wurden im Rahmen der Revision nach längerer Betriebszeit (>100.000 h) die Laufschaufeln der ersten beiden Stufen mit ursprünglicher Hammerkopfbefestigung durch zwei aufgeschrumpfte Ringe mit integraler Beschaufelung ersetzt (Bild 1). Diese Änderung wurde vorgenommen, weil die Nuten zur Schaufelaufnahme im Läufer durch korrosiven Abtrag nach der langen Betriebszeit außerhalb der Toleranz lagen. Am Läufer wurden die beiden scheibenförmigen Wellenabsätze mit den Schaufelaufnahmenutten abgedreht und stattdessen zwei Schaufelringe mit integrierten, gefrästen Schaufelprofilen aufgeschrumpft. Im Folgenden werden diese als "Bladed Ring"

(BLING, Bild 2) bezeichnet. Die Dämpfung solcher Strukturen ist sehr gering, weil die Kontaktfugen der herkömmlichen Schaufelbefestigung fehlen.

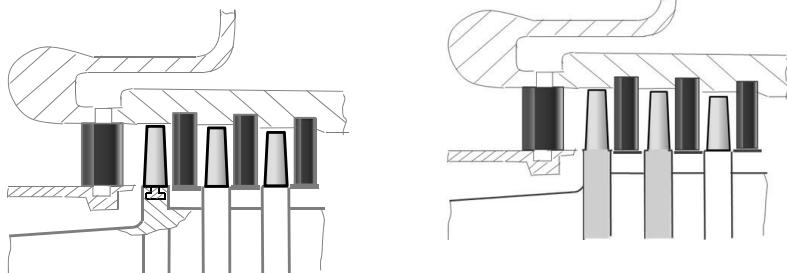


Bild 1: Schematische Darstellung der drei ersten Laufschaufelstufen des Axialkompressors, rechts nach Änderung mit aufgeschrumpften BLING

Nach diesem Umbau traten nacheinander zwei Schäden mit Schaufelbrüchen bzw. Anrisse im Bereich der Blattwurzel des 1. Schaufelrings nach relativ kurzer Betriebsdauer von ca. 16.000 bzw. beim zweiten Schaden von 3.000 Stunden auf. Die Schadenfälle wurden vom Hersteller und Betreiber untersucht. Beim ersten Schaden ging der Riss von der Schaufeleintrittskante aus. Da Abschnitte der Bruchflächen sowohl Hinweise auf korrosiven Einfluss als auch auf hohe dynamische Beanspruchung zeigten, bestanden unterschiedliche Auffassungen, ob es sich bei dem Schadenmechanismus um eine dominierende Wirkung der Korrosion in Form einer Schwingungsrisskorrosion handelte oder ob der Schwingungsbruch überwiegend von dynamischen Belastungen ausgelöst wurde. Der Betreiber zog insbesondere ein Problem durch die neue Konstruktion mit BLING in Betracht, da mit dem ursprünglichen Design mit Einzelschaufeln bei gleicher Betriebsweise und unter vergleichbaren Korrosionsbedingungen (auch gleiche Werkstoffe) keine Schäden dieser Art trotz deutlich längeren Einsatzzeiten aufgetreten waren. Läufer und BLING sind aus korrosionsbeständigen Cr-Ni Edelstählen hergestellt.

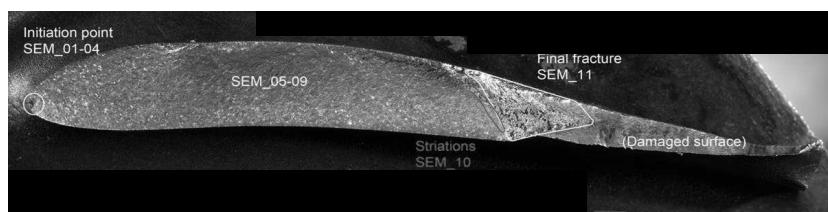


Bild 2: BLING Bruchfläche vom ersten Schaden

Beim zweiten Schadenfall mit kürzerer Betriebszeit gingen die Risse von sehr scharfen Austrittskanten aus, die bei der Herstellung nicht abgerundet worden waren. Hier hatte die dadurch erhöhte Kerbwirkung im Zusammenwirken mit hohen dynamischen Belastungen zur Rissinitiierung geführt, was ebenfalls den Verdacht bzgl. einer geringeren Robustheit des BLING-Designs unterstützt.

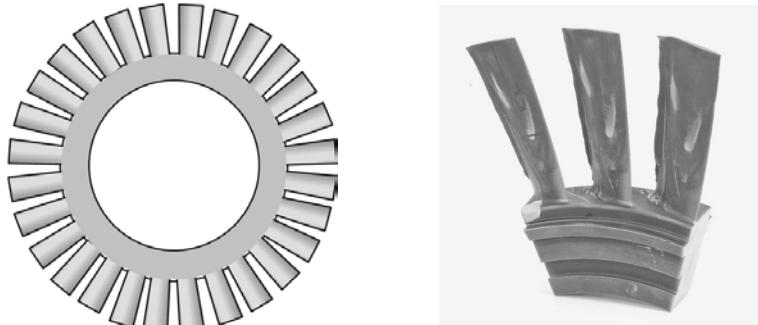


Bild 3: Schematische Darstellung des BLING und reales herausgetrenntes BLING-Segment

Im Auftrag des Betreibers führte das AZT ergänzende Laboruntersuchungen an ausgewählten Schadenstücken (Bild 3, rechts) sowie eine umfangreiche Analyse des Schwingungsverhaltens einschließlich der Berechnung von Eigenschwingungsmoden und einer experimentellen Modalanalyse an dem reparierten Rotor mit neuem BLING durch.

2.1 Ergänzende Laboruntersuchung

Das untersuchte BLING-Segment aus dem ersten Schadenfall (Bild K3 rechts) zeigt an den Eintrittskanten einen ausgeprägten Korrosions- und Erosionsangriff infolge der vom NOx mitgeförderten Tropfen (Bild 4). Im Bereich der Blattwurzel sind mehrere kleine transkristalline Risse (bis zu 300 µm) vorhanden. Die infolge des Korrosionsabtrags klaffenden Rissflanken kennzeichnen einen bereits früher entstandenen Rissabschnitt. Kleinere Rissverästelungen an der Rissspitze (Bild 4, rechts) weisen auf ein erst kurz vor dem endgültigen Bruch erfolgtes Risswachstum aufgrund erhöhter dynamischer Belastung hin.

Die fraktografische Untersuchung der gebrochenen Schaufeln zeigten somit Charakteristiken eines abschnittsweisen Schwingbruchs unter Einwirkung hoher dynamischer Wechselbelastungen, wie makroskopische Rastlinien und bei hoher Vergrößerung erkennbare Schwingstreifen im hinteren noch frischen Rissabschnitt.

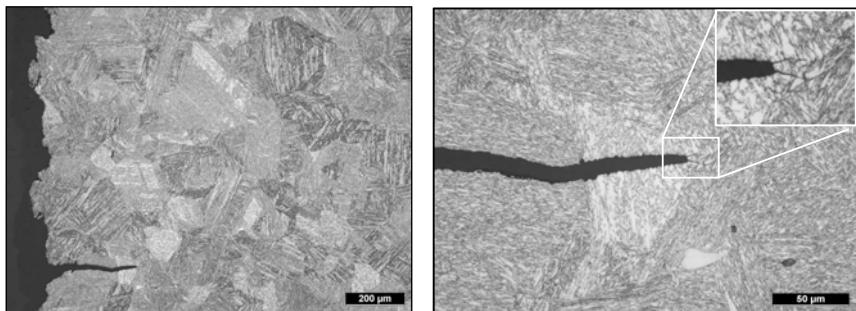


Bild 4: Mikrogefüge im Längsschliff durch die Schaufeleintrittskante oberhalb der Blattwurzel (Aufnahme im Licht-Mikroskop) - links: durch Erosions-Korrasion angegriffene Eintrittskante, rechts: transkristalliner Riss mit fein verästelter Rissspitze

Dies legte die Hypothese nahe, dass der Erosion- und Korrasionsangriff beim ersten Schaden zwar die Rissinitiierung durch den Kerbeinfluss und durch Verringerung der Schwingfestigkeit begünstigt hat, das Risswachstum aber nicht unter normaler Betriebsbelastung, sondern während zeitweise wirkenden erhöhten Wechselbelastungen, wie z.B. durch Betrieb in Resonanznähe, verursacht wurde.

2.2 Untersuchung des Schwingungsverhaltens – 1. Teil: Berechnung

Der Axial-Kompressor ist für einen Betrieb im Drehzahlbereich von 4.240 min^{-1} bis 5.950 min^{-1} freigegeben. Die ursprünglichen Analysen des Herstellers beschränkten sich auf den Nachweis, dass sich die unteren beiden Blattbiegeeigenmoden der 1. Stufe, etwa 460 Hz und 1.600 Hz, oberhalb der 4. Drehzahlharmonischen der maximalen Drehzahl befanden. Der API Standard 617 für Axialkompressoren [4] macht weitergehende Forderungen geltend. Danach sind kritische Resonanzanregungen der Blatteigenfrequenzen durch Anregungsquellen im zugelassenen Drehzahlbereich ($\pm 10\%$) zu vermeiden. Als Anregungsquellen sind zu berücksichtigen: die 1. bis 7. Drehzahlharmonische und insbesondere die 1. und 2. Harmonische der Blattpassierfrequenzen der stromauf- und stromabwärts befindlichen Leitschaufeln und Laufschaufeln (sowie weitere mögliche periodische Anregungen durch im Strömungspfad befindliche Einbauten).

Erfahrungsgemäß ist insbesondere eine Resonanzanregung durch die Leitschaufelpassierfrequenz der unmittelbar vor der Laufreihe befindlichen Leitreihe im Betrieb zu vermeiden, da das Passieren der Nachlaufdruckdellen eine relevante, periodische Anregung der Laufschaufeln bewirken kann. Die erste BLING-Stufe besitzt 28 Schaufeln und davor befindet sich ein

Vorleitrad mit 30 Leitschaufeln. Die Leitschaufelpassierfrequenz entspricht somit der 30. Drehzahlordnung.

Für die Bewertung von Schaufel- bzw. Struktureigenfrequenzen und möglicher Resonanzregungen sind zwei grundsätzliche Betrachtungen von Bedeutung:

(1) Laufschaufelreihen stellen eine rotierende periodische Struktur dar.

Dadurch besitzt jede Laufschaufelreihe mehrere Schwingungsmoden mit ähnlichen Schwingungsformen der einzelnen Schaufeln in Umfangsrichtung. Diese Schwingungsformen einer Modenfamilie unterscheiden sich dadurch, dass die Schaufeln entweder in Phase oder entgegen den benachbarten Schaufeln schwingen. Der Phasenwechsel zwischen entgegengesetzten schwingenden Schaufeln stellt einen Schwingungsknoten dar. Die Moden werden nach der Anzahl an Knotendurchmessern (jeweils zwei gegenüberliegende Knoten) charakterisiert. Die maximale Anzahl an Knotendurchmesser entspricht der Laufschaufelzahl $N/2$, bzw. bei ungerader Schaufelanzahl $(N-1)/2$. Es ist üblich diese Moden als Modenfamilie zusammenzufassen und die Einzelmoden entsprechend der Knotendurchmesser mit einem Harmonischen Index zu bezeichnen. Eine Resonanzanregung von einem dieser Moden durch am Umfang verteilte Anregungskräfte (Nachlaufdellen der Leitschaufeln), kann nur dann erfolgen, wenn die Frequenz von Anregung und Eigenmode übereinstimmt und gleichzeitig das Profil/ die Abfolge der periodischen Anregung mit der Schwingungsform des Eigenmodes zusammenpasst. Die aus diesen Kriterien resultierenden tatsächlich möglichen Resonanzstellen können aus dem so genannten Safe (Singh's Advanced Frequency Evaluation)-Diagramm, vgl. [5]) bzw. ZZENF-Diagramm abgelesen werden ("Zig-zag-shaped Excitation line in the Nodal diameters versus Frequency Diagram", vgl. [6]).

(2) Schaufeln montiert auf elastischen Scheiben und Ringen bilden gekoppelte Schwingungsmoden durch die Wechselwirkungen mit den Schwingungen von Scheibe bzw. Ring. Dabei können die Schwingungen von Scheibe/ Ring umso stärker einkoppeln, je kleiner die Anzahl der Knotendurchmesser der Schwingungsform ist. Die Kopplung bewirkt eine Abnahme der Eigenfrequenz. Mit steigender Anzahl der Knotendurchmesser nimmt die modale Steifigkeit von Scheibe/ Ring zu und der Einfluss auf die Schwingungsform sinkt. Schwingungsformen mit einer größeren Anzahl von Knotendurchmessern gehen in reine Schaufeleigenmoden über und zeigen innerhalb einer Modenfamilie quasi konstante Eigenfrequenzen. Dies ist ebenfalls aus dem ZZENF-Diagramm ersichtlich.

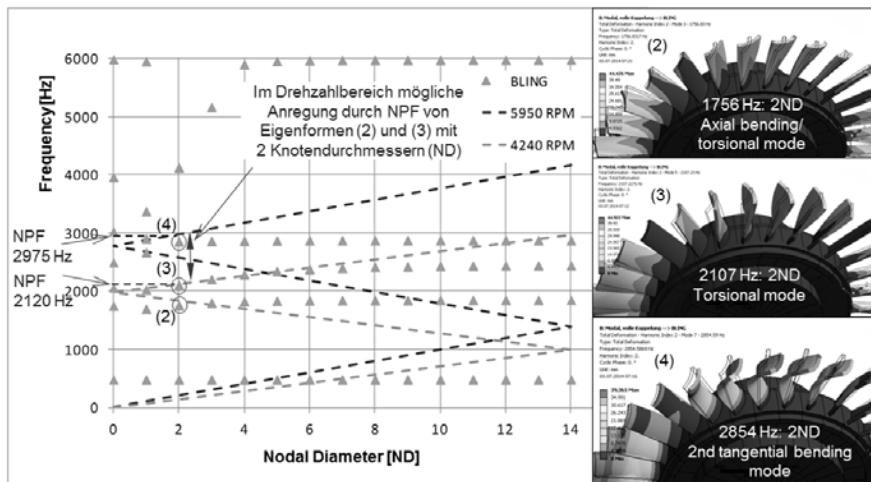


Bild 5: Mittels vereinfachtem FE-Modell berechnete Eigenmoden - links: ZZENF-Diagramm zum BLING mit 28 Schaufeln, rechts: Eigenmoden 2 bis 4, jeweils mit 2ND

Die Modenfamilien des BLING mit 28 Schaufeln besitzen gemäß des beschriebenen Zusammenhangs in (1) jeweils Eigenmoden mit maximal 14 Knotendurchmessern (ND = Nodal Diameter). Durch die 30 Leitschaufeln können Schwingungsformen mit 2 ND angeregt werden. Im ZZENF-Diagramm (Bild 6) ist dies an den diagonalen Zick-Zack Linien abzählbar (14 vorwärts + 14 rückwärts + 2 vorwärts) oder zu berechnen über:

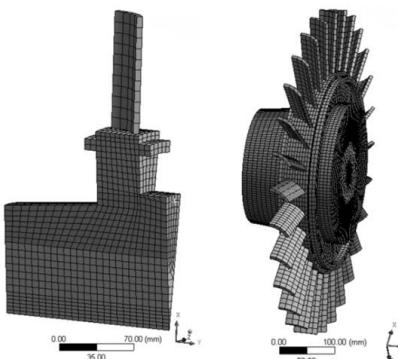


Bild 6: FE-Modell des BLING mit grob ange nähigerter Geometrie

Anregbare Knotendurchmesser

$$ND_{(0 \dots N/2)} = |L - n * N|$$

mit N = Anzahl Laufschaufeln, L = Anzahl Leitschaufeln und $n = 0, 1, 2, \dots$

Die relativ niedrige Anzahl von 2 ND ließ gemäß des beschriebenen Zusammenhangs in (2) vermuten, dass der Ring mit den Schaufelschwingungen koppelt und dadurch die Frequenz der betreffenden Eigenform niedriger liegt als der zugehörige reine Schaufelmode. Um diesen Einfluss abzuschätzen, wurden mittels eines einfachen FE-Modells (Bild 6) auf Basis einer

groß angenäherten Geometrie (Schaufeln als Rohrsegmente, Welle als Scheibe) die Eigenmoden berechnet. Bild 5 zeigt das Ergebnis dieser Rechnung. Insbesondere unterhalb 4 ND wirkt sich der Einfluss der Kopplung mit dem Ring auf die Eigenmoden durch eine unterschiedlich starke Abnahme der Eigenfrequenzen aus. In dem Diagramm ist zusätzlich die entsprechend dem Kompressordrehzahlbereich mögliche Erregung durch die Leitschaufel-passierfrequenz (NPF = Nozzle Passing Frequency) eingetragen. Gemäß der vereinfachten Rechnung liegen die Eigenmoden 2.107 Hz (3) und 2.854 Hz (4) im Bereich einer möglichen Anregung im freigegebenen Drehzahlbereich.

2.3 Untersuchung des Schwingungsverhaltens – 2. Teil: Experimentelle Modalanalyse

Um die Berechnungen zu verifizieren wurde am reparierten Kompressorrotor mit neuem BLING eine experimentelle Modalanalyse durchgeführt. Gegenüber der Ausführung, bei denen die Schaufelbrüche aufgetreten waren, hatte der Hersteller an diesem BLING die Schaufelblätter im Übergang zur Wurzel verstärkt.

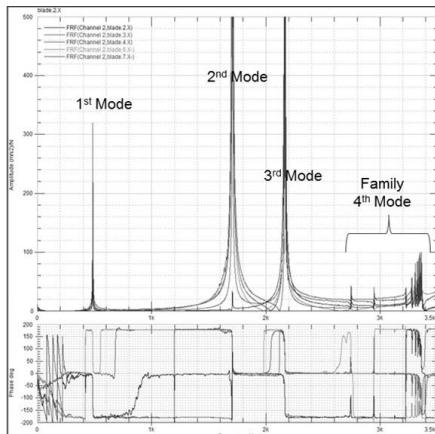
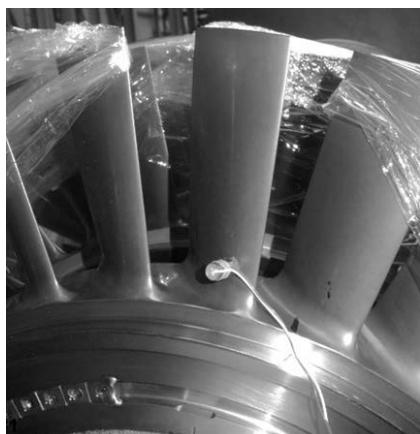


Bild 7: Messung der Eigenfrequenzen am neuen BLING - links: zur Untersuchung der Schaufelmoden wurden benachbarte Schaufeln mittels Folie gedämpft; rechts: Transferfunktion an mehreren Messpunkten einer Schaufel (Frequenzbereich 0 bis 3,5 kHz)

Zur Ermittlung der Schaufelschwingungsformen wurde eine Schaufel an 8 Messpunkten vermessen. Zur Untersuchung der gekoppelten Schwingungsformen von Ring und Schaufeln verblieb der Beschleunigungsaufnehmer an einer Schaufel und die Anregung erfolgte nacheinander bei jeder Schaufel.

Die Dämpfung der Schaufeln des BLING sind etwa um Faktor 30 niedriger als bei den Stufen mit Einzelschaufeln (gemessen im Stillstand). Durch die geringe Dämpfung des BLING äußerten sich bei der Modalanalyse auch die stark gekoppelten Schaufel-Ring-Eigenmoden der 4. Modenfamilie (Bild 7 und 8). Durch die Beteiligung des Rings und auch des Rotors an der Schwingung verteilt sich die Impulsenergie des Modalhammers in der Struktur und die an der Schaufel gemessene Amplitudenantwort fällt relativ gering aus.

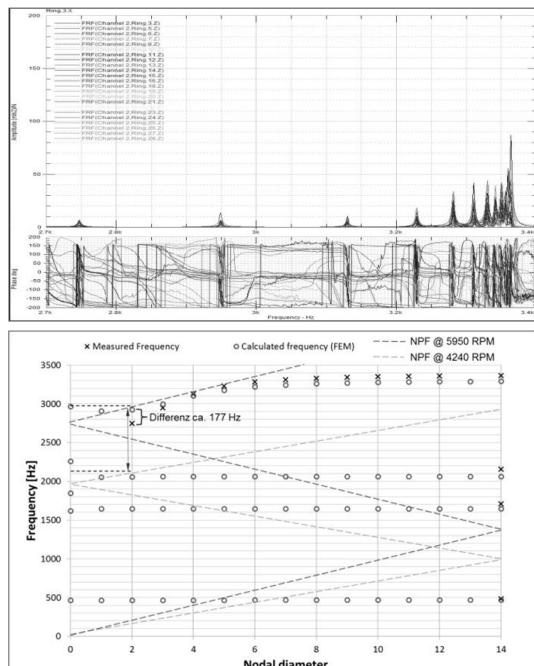


Bild 8: Untersuchung der gekoppelten Schaufel-Scheiben Eigenmoden
Oben: gemessene Transferfunktionen an 28 Schaufeln (Frequenzbereich der 4. Modenfamilie 2,7 bis 3,4 kHz)

Unten: Vergleich der gemessenen und der vom Hersteller nachgerechneten Frequenzen für den modifizierten BLING (ohne Fliehkraft = Drehzahl 0)

Der Vergleich der gemessenen Eigenfrequenzen mit der vom Hersteller durchgeführten FE-Berechnung mit genauer Geometrie zeigt insbesondere bei dem für die Anregung relevanten 2 ND-Eigenmode eine signifikante Abweichung von etwa 177 Hz (Bild 8 unten). Dies ist wahrscheinlich dadurch begründet, dass der Rotor und die benachbarten Stufen, die im FE-Modell nicht berücksichtigt sind, ebenfalls einen Beitrag an dem Schwingungsmodus besitzen und dadurch zu einem stärkeren Frequenzabfall vom 3ND- zum 2ND-Mode führen.

Die Nachrechnung des ursprünglichen BLING-Designs unter Berücksichtigung des Fliehkräfteinflusses lieferte zwei 2 ND-Modes, die in den Betriebsdrehzahlbereich fallen und von der Leitschaufelpassierfrequenz (NPF) angeregt werden können: der 4. Mode bei 5.380 min^{-1}

und der 3. Mode bei 3.860 min^{-1} . Bei Berücksichtigung der oben genannten Abweichung zwischen Messung und Berechnung von etwa 177 Hz, die bezogen auf die NPF einer Drehzahldifferenz von etwa 350 min^{-1} entspricht, verringern sich die oben genannten potentiellen Resonanzdrehzahlen auf etwa 5.030 min^{-1} und 3.510 min^{-1} .

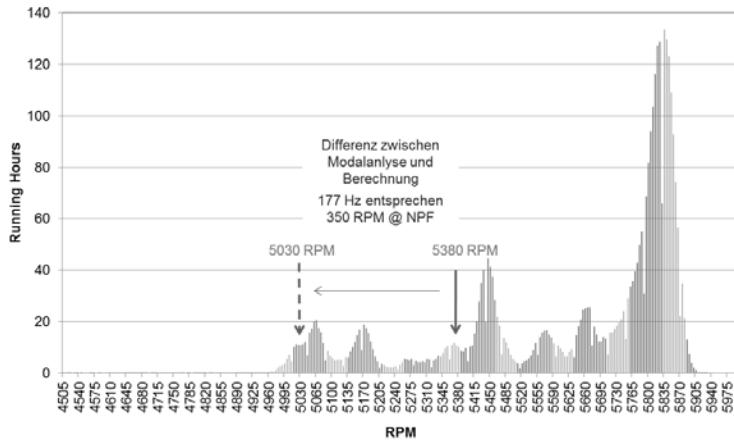


Bild 9: Kumulierte Betriebszeit über der Drehzahl während der letzten 6 Monate vor dem Schaden mit Markierung der potentiellen Resonanzanregung durch NPF bei 5.030 min^{-1} gemäß Messung bzw. 3.580 min^{-1} gemäß Rechnung

Die Auswertung der verfügbaren Drehzahldaten vom Zeitraum vor dem Schaden bestätigen einen zeitweisen Betrieb bei der potentiellen Resonanzdrehzahl von 5.030 min^{-1} . Die kumulierte Betriebszeit während der letzten 6 Monate vor dem Schaden erreichte bei dieser Drehzahl etwa 10 Stunden (Bild K9). Die zugehörige anregende NPF bei dieser Drehzahl ist 2.515 Hz. Das bedeutet innerhalb von 10 Stunden ergeben sich mit dieser Frequenz etwa 90×10^6 Zyklen. Dies ist bei hoher Belastung ausreichend, um eine Rissinitiierung und ein Risswachstum bis hin zum Bruch zu verursachen. Insbesondere bei einer gering gedämpften Struktur, wie es der BLING darstellt, ist eine Resonanzanregung durch die NPF als kritische Belastung zu beurteilen. Der festgestellte korrosive Angriff führte zudem zu einer Verminderung der Schwingfestigkeit und ist daher als mitwirkender Einfluss anzusehen. Die Wirkung eines dauernden Korrosionsangriffs unter normaler Betriebsbeanspruchung als alleinige Schadenursache ist vor dem Hintergrund der absolvierten Betriebsstunden als unwahrscheinlich anzusehen. Bei einer Drehzahl von 5.800 min^{-1} (häufiger Betrieb) und rein drehzahlsynchroner Anregung (kein Resonanzeinfluss) würden bereits nach etwa 290 Stunden

10^8 Zyklen erreicht. Diese 290 Stunden entsprechen nur etwa 2 % der Gesamtbetriebszeit von etwa 16.000 Stunden.

Der eingebaute neue BLING mit verstärkter Blattwurzel besitzt höhere Eigenfrequenzen (Bild 8). In dem Drehzahlbereich der 4. Eigenform weist der Kompressor nur relativ geringe Betriebsanteile auf. Zudem wurden durch die Verstärkung der Blattwurzel die Spannungen im kritischen Querschnitt reduziert. Die Schaufeln werden jährlich auf Riss inspiziert. Bislang ist kein erneuter Schaden aufgetreten.

3. Untersuchung und Optimierung des Laufverhaltens einer Wasserkraftturbine

An einer Wasserturbine mit einer Nennleistung von etwa 7,5 MW, die zur Spitzenlastabdeckung dient, waren zweimal nach kumulierten Laufzeiten von ca. 1.000 bis 2.000 Stunden und jeweils rund 1.000 Starts Risse am Laufrad aufgetreten. Bei der Turbine handelt es sich um eine Freistrahlтурbine der Bauform Turgo. Ähnlich, wie bei Pelton-Turbinen wird die gesamte Druckenergie in der Düse in Geschwindigkeit umgesetzt. Die Energieübertragung auf das Turbinenlaufrad erfolgt durch den Impuls und die Umlenkung des Wasserstrahls in den Laufradkanälen (Bild 10).

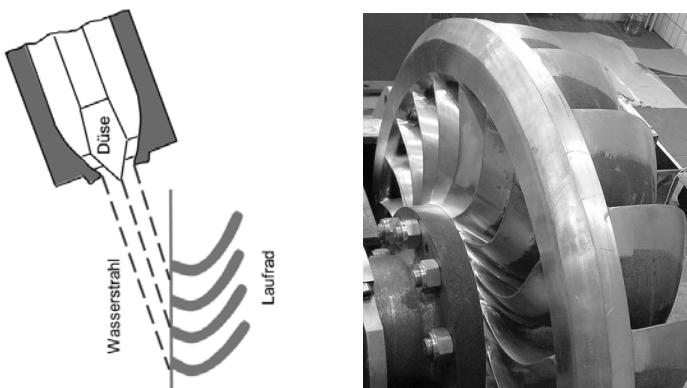


Bild 10: Prinzip der Turgo Turbine (links), Laufrad der geschädigten Turbine (rechts)

Die Schaufelbrüche bzw. Anrisse lagen bei beiden Schäden in der Ausrundung oberhalb der Schweißnaht zwischen Schaufelblatt und Nabe (Bild 11). Durch die Schweißverbindung der Schaufeln zur Nabe und dem umlaufenden äußeren Ring besitzt das Laufrad stark gekoppelte Eigenmoden sowie Schwingungsformen mit Durchmesserknoten (ND). Die strukturelle Dämpfung ist an sich gering, jedoch bewirkt das Wasser im Betrieb eine hydraulische Dämpfung.



Bild 11: Risse am Übergang Nabe zu Schaufelblätter
Anregung des Laufrads stellt die Wechselwirkung der einzelnen Laufschaufeln mit der Düsenanregung dar. Dies entspricht der Laufschaufelpassierfrequenz aus $22 \times$ Drehfrequenz, nachfolgend als Düsenerregung bezeichnet.

Das geschweißte Turbinenlaufrad mit einer Nenn-drehzahl von 750 min^{-1} besitzt 22 Schaufelkanäle und wird von zwei gegenüberliegend angeordneten Düsen angetrieben. Entsprechend der im vorherigen Kapitel beschriebenen Resonanzbedingungen muss die Form der Anregung mit der Eigenschwingungsform übereinstimmen. Dies bedeutet, dass wegen der zwei symmetrisch angeordneten Düsen potentiell Eigenformen des Laufrads mit 2 Durchmesser-knoten angeregt werden können. Eine wesentliche Anregung des Laufrads stellt die Wechselwirkung der einzelnen Laufschaufeln mit der Düsenanregung dar. Dies entspricht der Laufschaufelpassierfrequenz aus $22 \times$ Drehfrequenz, nachfolgend als Düsenerregung bezeichnet.

3. Modalanalyse

Vor Ort wurden am beschädigten, noch eingebauten Laufrad die Eigenfrequenzen mittels Modalanalyse ermittelt. Da die Messung im eingebauten Zustand nur in einem begrenzten Umfangsbereich möglich war, konnten die Knotendurchmesser der Eigenformen nicht zweifelsfrei bestimmt werden. Es wurden Laufradeigenfrequenzen bei 181 Hz, 290 Hz, 389 Hz und 469 Hz ermittelt. Da die zweite Eigenfrequenz mit 290 Hz (und als 2 ND-Eigenform interpretiert) nur 5 % von der Düsenerregung bei Nenndrehzahl entfernt lag, wurde die Anregung dieser Eigenfrequenz als eine mögliche Ursache für die Laufradrisse angenommen.

Mit Hilfe einer numerischen Modalanalyse wurde untersucht, wodurch sich die Eigenfrequenzen des Läufers verstimmen lassen. Im Hinblick auf die Schaufelkopplung wurde angenommen, dass sich die gemessenen Eigenformen des Laufrads ähnlich den Schwingungsformen einer Kreisringscheibe verhalten. Zur Berechnung wurde daher ein vereinfachtes FE-Modell in Form eines Schalenmodells verwendet.

Zur Verstimmung des FE-Modells wurde am Außendurchmesser ein aufgeschrumpfter Ring modelliert. Der zusätzliche Ring erhöht die Masse und hat nur einen geringen Einfluss auf die Steifigkeit der Gesamtstruktur. Die Eigenfrequenzen verschieben sich dadurch zu kleineren Werten. Eine Ringdicke von 80 mm führt zu Verstimmung der maßgeblichen Eigenfrequenzen um etwa -17 %. Bei der Reparatur des Rades wurde ein entsprechender Ring aufgeschrumpft, um die Eigenfrequenzen des Laufrads zu verstimmen.

3.2 Schwingungsuntersuchung bei der Inbetriebnahme nach Reparatur

Bei der Modalanalyse des reparierten und mit Schrumpfing ausgeführten Laufrads zeigte sich, dass die realen Laufradeigenfrequenzen von den mittels Berechnungsmodell abgeschätzten Eigenformen stärker abweichen. Die nach der Reparatur vollumfänglich am Laufrad durchgeführte experimentelle Modalanalyse zeigte, dass die gemessene 2. Eigenfrequenz des Laufrads tatsächlich 3 ND und dagegen die 1. Eigenfrequenz 2 ND aufwies.

Dies hat auch Auswirkungen auf die Anregbarkeit der ursprünglich verdächtigten 2. Eigenfrequenz. Eine Resonanzanregung dieser Eigenfrequenz mit 3 ND ist durch die symmetrisch angeordneten zwei Düsen nicht zu erwarten. Dagegen erfüllt die 1. Eigenfrequenz mit 2 ND die Bedingungen für eine kritische Düsenanregung, sofern die Eigenfrequenz, die sich durch den aufgeschrumpften Ring von 181 Hz auf 158 Hz verringert hatte, getroffen wird. Bei der Wiederinbetriebnahme erfolgte die messtechnische Überprüfung.

Dazu wurden gemäß AZT-Vorgaben Gewindebohrungen im Turbinengehäuse eingebracht, um mittels hochauflösenden Wegschwingungsaufnehmer nach dem Wirbelstrom-Prinzip die axialen und radialen relativen Laufradschwingungen an 3 verschiedenen Winkelpositionen am aufgeschrumpften Ring zu erfassen (Bild 12, links). Während des Leistungsbetriebs bei konstanter Drehzahl von 750 min^{-1} traten keine erhöhten Schwingungen des Laufrads in Erscheinung. Beim Hochlauf der Turbine wurden allerdings Resonanzschwingen durch die Düsen angeregt (Bild 12).

Bei der Messung der Laufradschwingungen mit Wegaufnehmern aus dem stationären System ist zu beachten, dass die Laufradeigenformen mit der Drehung des Laufrads rotieren und sich dadurch als Modulationsfrequenzen abhängig von der Schwingungsform („Schwingungsbäuche“ entsprechend Anzahl ND) äußern. Zu jeder Eigenfrequenz gehört eine obere und untere Modulationsfrequenz im Abstand ND x Drehfrequenz.

Das Kaskadendiagramm vom Drehzahlhochlauf (Bild 12) zeigt fächerförmig die ansteigenden Drehzahlharmonischen. Die unteren 4 Drehzahlordnungen treten durch den Run-out in der Messspur deutlich hervor. Sie stellen keine realen Schwingungen in dieser Höhe dar. Dagegen weisen die Amplitudenanstiege mit der Düsenanregung (22. Drehzahlordnung) auf Resonanzen während des Drehzahlhochlaufs hin.

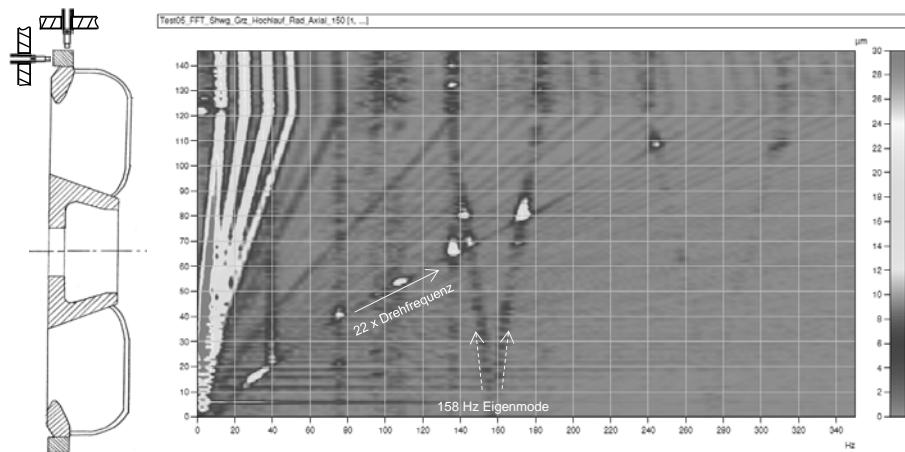


Bild 12: Frequenzanalysen der axialen Laufradschwingungen als Kaskadendiagramm (farbliche Amplitudenskalierung) während des Drehzahlhochlaufs; von den ND-Eigenfrequenzen verlaufen V-förmig die Modulationsfrequenzen auseinander.

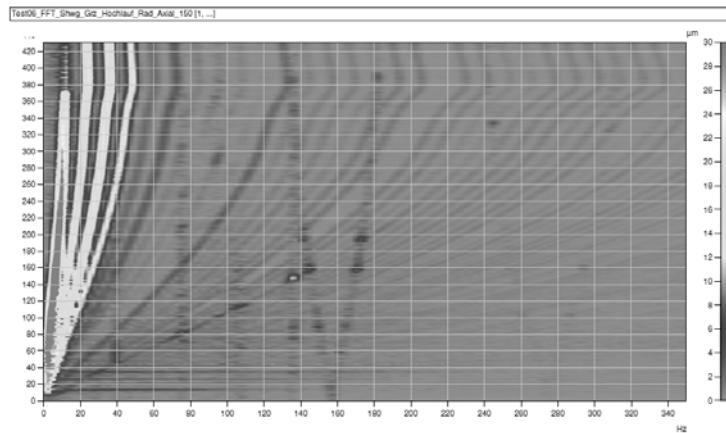


Bild 13: Frequenzanalysen der axialen Laufradschwingungen als Kaskadendiagramm (farbliche Amplitudenskalierung) während des Drehzahlhochlaufs nach Reduzierung der Laufradöffnung

Die 2 ND-Laufradschwingung (repräsentiert durch die Modulationsfrequenzen $158 \text{ Hz} \pm 2 \times \text{Drehfrequenz}$) zeigt im Schnittpunkt der Düsenerregung einen starken rezonanzbedingten Amplitudenanstieg. Die 3 ND-Laufradeigenschwingung tritt, wie erwartet, geringer in Erscheinung. Weitere Eigenfrequenzen ohne ND sind an den quasi konstanten Frequenzen zu erkennen (keine Modulationsfrequenzen).

Die Anregung der 2 ND-Laufradeigenfrequenz während des Drehzahlhochlaufs wurde als kritisch beurteilt. Da die Anregung dieser Eigenfrequenz beim Drehzahlhochlauf nicht verhindert werden kann, wurde durch eine verringerte Düsenöffnung während des Hochlaufs die Anregung reduziert (Bild 13).

Durch diese Optimierung wurden die Amplituden der Laufradaxialschwingungen beim Durchfahren der Resonanz um mehr als 50 % verringert und die Belastungen des Laufrades entsprechend reduziert.

4. Schlussfolgerungen

Schwingungsbrüche der Laufbeschaukelung stellen häufige Schäden von Turbomaschinen dar. Um die Ursache zu klären, ist ein umfangreiches Verständnis der im Betrieb auftretenden Anregungsmechanismen als auch des Schwingungsverhaltens der Komponenten erforderlich. Im Beitrag wurden Besonderheiten von gekoppelten Schaufel-Scheiben Schwingungsformen vorgestellt, deren komplexe Moden über weite Frequenzbereiche streuen können. Die Berechnung dieser Moden kann zu relevanten Abweichungen bei der Bestimmung der Eigenfrequenzen führen, daher ist eine messtechnische Validierung mittels experimenteller Modalanalyse und diagnostischer Schwingungsmessung im Betrieb in vielen Fällen unverzichtbar.

5. Literatur

- [1] T. Gellermann: „Folgen des Wassereintrags in eine einstufige Dampfturbine und dessen diagnostische Erkennung“, VDI-Berichte 2151, 5/2011.
- [2] T. Klauke: „Schaufelschwingungen realer integraler Verdichterräder im Hinblick auf Verstimmung und Lokalisierung“ Dissertation Universität Cottbus, 12/ 2007.
- [3] B. Mokrani: “Piezoelectric Shunt Damping of Rotationally Periodic Structures” Doctor Thesis, Université libre de Bruxelles, 01/2015.
- [4] API Standard 617 „Axial and Centrifugal Compressors and Expander- Compressors for Petroleum, Chemical and Gas Service Industries“, American Petroleum Institute, 01/2009
- [5] M.P. Singh et al. “Safe diagram – a design and reliability tool for turbine blading”, Dresser-Rand, 2000.
- [6] S.J. Wildheim: “Excitation of rotationally periodic structures”, ASME Vol. 46, 12/1979.

Numerische Körperschallberechnung für Elektromotoren in kontinuierlichen Drehzahlbereichen

Durch FEM-Analyse von der elektromagnetischen Anregung bis zum Wasserfalldiagramm

Dr.-Ing. Jürgen Wibbeler, Dr. rer. nat. Martin Hanke,
CADFEM GmbH, Berlin

Kurzfassung

Die Nachfrage nach numerischen Berechnungen zur Geräuschenwicklung elektrischer Antriebe ist in den vergangenen Jahren stark gestiegen. Der Beitrag präsentiert eine FEM-basierte Simulationsmethode zur Ermittlung des Körperschallmaßes auf der Oberfläche von Elektromotoren für ganze Drehzahlbereiche. Für die Schwingungsanregung werden die oszillierenden Luftspaltkräfte des Motors an das mechanische FEM-Modell angelegt. Als Ergebnis des Drehzahl-Sweeps wird der Körperschallpegel über Drehzahl und Frequenz in einem Wasserfalldiagramm aufgetragen. Aus diesem Diagramm kann der Antriebsentwickler wichtige Informationen über dominante Drehzahlordnungen, angeregte Eigenformen und geräuschkritische Drehzahlen ablesen.

Die Anzahl der für ein Wasserfalldiagramm bereitzustellenden Datenpunkte ist sehr hoch. Da jeder Datenpunkt – charakterisiert durch Drehzahl und Frequenz – eine unabhängige FEM-Lösung erfordert, müssen verfügbare Mittel zur drastischen Reduktion der CPU-Zeit eingesetzt werden.

Die gezeigte Simulationsmethode wurde in ein Zusatzmodul mit der Bezeichnung *Electric Drive Acoustics inside ANSYS* für die FEM-Software ANSYS Mechanical integriert.

Abstract

The need for numerical simulation of the noise generation of electric drives has been increased strongly during the past years. This paper presents a FEM-based method for computation of the structure-borne noise level at the surface of electric motors which has been designed for sweeping through a define range of rotational speed. Dynamic magnetic gap forces are applied to the mechanical FE-model as excitations. As a result of the sweep of rotational speed the Equivalent Radiated Power (ERP) is visualized in a Waterfall diagram.

This diagram reveals information about noise-critical speed orders, eigenmodes and operating points to the engineer.

The amount of data to be provided for a Waterfall diagram can be huge and is a real challenge for FEM-methods. Each data point – characterized by speed and frequency – requires an independent FEM solution. Available methods to reduce CPU-time drastically have to be exploited therefore.

The presented simulation method has been integrated into an extension called *Electric Drive Acoustics inside ANSYS* for the ANSYS Mechanical FEM-software.

1. Einleitung

Elektrische Antriebe sind in immer größerer Zahl im Einsatz. Neben Leistungsparametern und Energieeffizienz spielt auch die Geräuschemission eine zunehmende Rolle in der Entwicklung. Die private Elektromobilität setzt hier in jüngster Zeit Maßstäbe, aber auch in anderen Bereichen (Schienenfahrzeuge, Industrieantriebe, Haushaltsgesäte usw.) steigen die Ansprüche in Bezug auf Geräuscharmut. Ein reduzierter Geräuschpegel sichert dem Antriebshersteller in jedem Fall einen Marktvorteil.

Mit wachsenden Drehmomenten und mechanischer Abgabeleistung steigen allerdings auch die magnetischen Flüsse und folglich die dynamischen Anregungskräfte in der elektrischen Maschine, die ihrerseits potentiell die Geräuschemission erhöhen. Somit müssen konkurrierende Anforderungen in Einklang gebracht werden. Der Einsatz von numerischer Simulation in der Produktentwicklung kann dabei langwierige und kostspielige Trial-and-Error-Strategien reduzieren. Um für die Serienentwicklung geeignet zu sein, müssen Simulationsmethoden klar strukturiert und hinsichtlich des Aufwandes zur Durchführung einer Berechnung bestmöglich optimiert sein. Als Software-Dienstleister auf dem Gebiet der Finite-Elemente-Methoden (FEM) besitzt die CADFEM GmbH seit vielen Jahren Erfahrung in der Entwicklung und Implementation von Simulationsverfahren für das industrielle Umfeld.

Als Ergänzung zu akustischen Messungen kommt die numerische Simulation des Vibrationsverhaltens zum Einsatz. Das hier vorgestellte Verfahren berechnet den Körperschallpegel (Equivalent Radiated Power, ERP) auf der Oberfläche eines Elektromotors, der durch die oszillierenden magnetischen Luftspaltkräfte verursacht wird. Traditionell werden Vibration und Schallabstrahlung auf der Basis von Luftspaltkraftwellen und abstrahierten Ständergeometrien untersucht, siehe z.B. [1]. In der vorliegenden Arbeit basiert die Berechnung auf den konzentrierten dynamischen Kräften und Momenten an den Ständerzähnen und der als FE-Modell abgebildeten Realgeometrie.

Die Berechnung wird für einen Drehzahlbereich durchgeführt und die ERP-Ergebnisse in dem in der Akustik beliebten Wasserfalldiagramm dargestellt (auch bekannt als Campbell-Diagramm). Messtechnische Aufnahmen eines Wasserfalldiagramms können während eines Hochlaufs des Motors mit Hilfe von Mikrofon oder Schwingungsaufnehmer, Spektrumanalysator und geeigneter Software relativ zügig erfolgen. Abgesehen davon, dass Experimente einen fertiggestellten Prototyp erfordern, verursachen Zusatzeinrichtungen des Prüfstandes wie z.B. die Lastmaschine mitunter störende Nebengeräusche. Die Simulation wiederum erlaubt die saubere Trennung physikalischer Quellen, jedoch stellt die hohe Anzahl erforderlicher Einzelsimulationen eine starke Herausforderung für die benutzten Methoden dar. Für ein Wasserfalldiagramm benötigt man ohne Weiteres einige Tausend Einzelsimulationen, jeweils charakterisiert durch Drehzahl und Frequenz. FEM-Methoden, die je Einzelsimulation nur wenige Minuten dauern, können folglich bereits mehrere Tage oder gar Wochen Gesamtdauer in Anspruch nehmen.

Im Folgenden wird ein FEM-basiertes numerisches Verfahren beschrieben, dessen Zeitanteil je Einzelsimulation durch folgende Maßnahmen reduziert wurde:

- Harmonische Schwingungsanalyse auf Basis der Moden-Superposition,
- Reduktion der elektromagnetischen Analysen auf wenige Drehzahl-Stützpunkte und Interpolation der berechneten Erregerkräfte zwischen den Stützpunkten,
- Berechnung des ERP direkt aus den erhaltenen modalen Amplituden.

Mit diesen Maßnahmen kann die gesamte Berechnung eines Wasserfalldiagramms für einen kompakten Synchronmotor innerhalb weniger Stunden erfolgen. Für Großmotoren und Generatoren mit hohen Nutzzahlen, die in der FEM-Welt naturgemäß zu sehr hohen Elementezahlen führen, wird sie überhaupt erst praktikabel.

2. Übersicht über den Simulationsablauf

Die von einer elektrischen Maschine erzeugten Geräusche haben ihre Ursache – abgesehen von Lagern, Unwucht, Komponenten des Antriebsstrangs sowie ggf. der Kühlung – in den dynamischen Anteilen der elektromagnetischen Kräfte zwischen Ständer und Läufer (Bild 1). Drehmoment und mechanische Abgabeleistung des Motors sind eine Folge der Tangentialkräfte am Läuferumfang. Gleichzeitig wirken Radialkräfte, welche ohne praktischen Nutzen, oft jedoch deutlich höher sind als die tangentialen Komponenten. Da alle Rotorkräfte als Gegenkräfte auch am Ständer wirken (verallgemeinerter Begriff: "Luftspaltkräfte"), wird dieser durch die dynamischen Anteile zum Schwingen angeregt. Um einen daraus resultierenden Geräuschpegel zu berechnen, wird der Signalfluss von der Anregung bis zur Gehäusevibration in der numerischen Simulation nachvollzogen. Die FEM

kommt dabei erstens als elektromagnetische Simulation zur Berechnung der Luftspaltkräfte, und zweitens als strukturdynamische Simulation zur Berechnung der Gehäuseschwingung zum Einsatz. Diese beiden Hauptbestandteile werden durch notwendige Zwischenschritte und Postprocessing komplettiert.

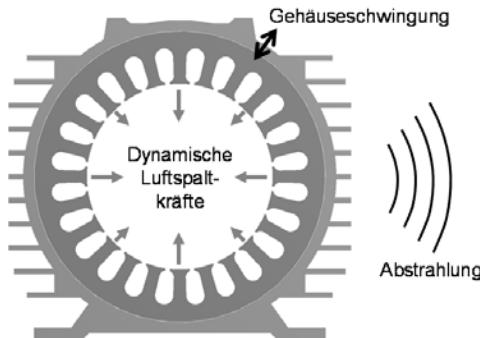


Bild 1: Dynamische elektromagnetische Kräfte im Luftspalt regen Ständer- und Gehäuseschwingungen an und führen schließlich zur Schallabstrahlung.

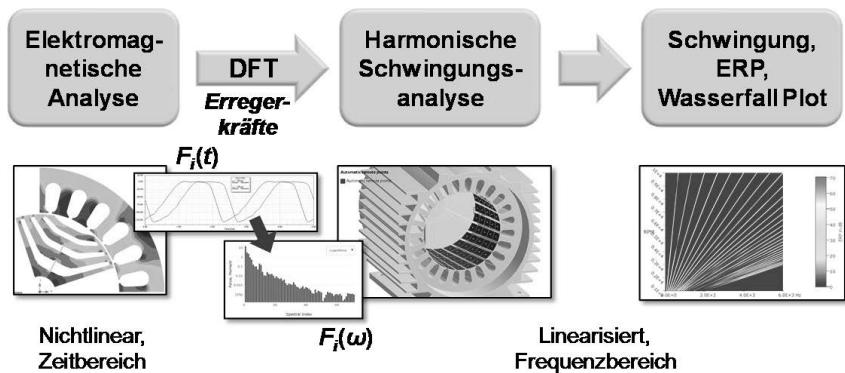


Bild 2: Simulationsablauf zur Berechnung des Körperschallpegels und dessen Darstellung im Wasserfalldiagramm

Der grundlegende Ablauf ist in Bild 2 gezeigt. In nichtlinearen elektromagnetischen Simulationen des Motors werden die Kraftkomponenten berechnet, die an den Ständerzähnen wirken. Sie liegen zunächst im Zeitbereich vor. Da die nachfolgende

Schwingungsanalyse auf einer harmonischen Analyse im Frequenzbereich beruht, werden die periodischen Lasten durch Diskrete Fouriertransformation (DFT) in den Frequenzbereich überführt und im mechanischen FE-Modell als Anregungsspektren auf die Ständerzähne aufgebracht. Aus der erhaltenen Gehäuseschwingung wird schließlich für jeden Simulationspunkt des Anregungsspektrums das Körperschallmaß (ERP) mit Hilfe der maschinenakustischen Grundgleichung ermittelt.

Dieser Simulationsablauf soll nun für einen ganzen Drehzahlbereich durchgeführt werden, so dass aus den Ergebnissen das Wasserfalldiagramm erstellt werden kann (Bild 3). Darin kann der Entwickler erkennen, bei welchen Drehzahlen und Frequenzen Geräuschprobleme zu erwarten sind und welche Gehäuseresonanzen (Eigenmoden) durch welche Drehzahlordnungen besonders angeregt werden. Die Anzahl der erforderlichen Einzelsimulationen für ein Wasserfalldiagramm ergibt sich aus dem Produkt der Anzahl der Drehzahlpunkte und der Anzahl der Spektrallinien bzw. Ordnungen im Erregerspektrum.

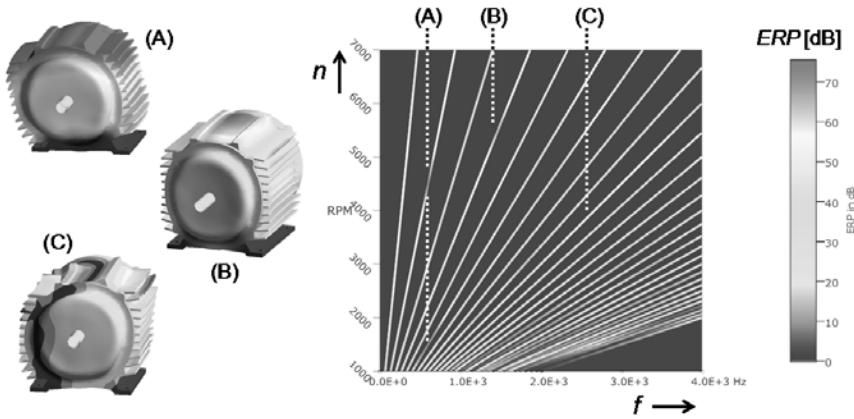


Bild 3: Wasserfalldiagramm als Simulationsergebnis mit zugehörigen Schwingformen an markanten Resonanzstellen

3. Elektromagnetische Simulation

Elektromagnetische Erregerlasten an den Ständerzähnen werden hier mit ANSYS Maxwell berechnet (Bild 4). Die Erregerlasten sind als Kraft- und Momentkomponenten in definierten Lastschwerpunkten für jeden Ständerzahn zu ermitteln (Bild 5). Zunächst werden Motoren ohne Schräglage betrachtet. Dann sind das typischerweise die Flächenschwerpunkte der zum Luftspalt gerichteten Polschuhflächen.

Im zweidimensionalen Modellfall werden die Radialkraft $F_{\text{rad}}(t)$, die Tangentialkraft $F_{\text{tan}}(t)$ sowie das Moment $M_z(t)$ als vollständiges Lastsystem berechnet. $M_z(t)$ erfasst die ungleichmäßige Verteilung der Radialkraftdichte auf der Zahnfläche und ist insbesondere bei Motoren mit geringer Nutzahl und dementsprechend breiter Polschuhfläche von Bedeutung. Ein dreidimensionales Modell ist zusätzlich in der Lage, die axiale Kraftkomponente $F_z(t)$ sowie die Momente um die radiale und tangentiale Richtung des jeweiligen Ständerzahns, $M_{\text{rad}}(t)$ und $M_{\text{tan}}(t)$, zu liefern. Ein vollständiges dreidimensionales Lastsystem besteht also aus sechs Komponenten. Für die Berechnung der auf die Schwerpunkte kondensierten Lastkomponenten lässt sich z.B. der Maxwell'sche Spannungstensor nutzen, in den die räumlich verteilten magnetischen Feldgrößen im Luftspalt eingehen [2].

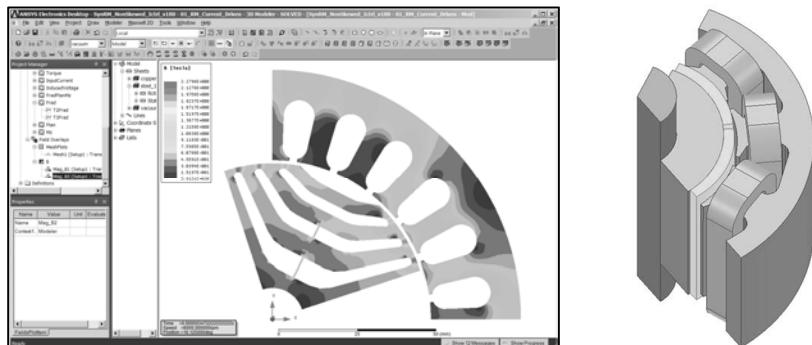


Bild 4: Elektromagnetische Modelle in ANSYS Maxwell zur Ermittlung der Luftspaltkräfte.
 Links: 2D-Modell eines Reluktanzmotors (Darstellung der magn. Flussdichte)
 Rechts: 3D-Modell eines Permanentmagnet-Motors (Geometrie)

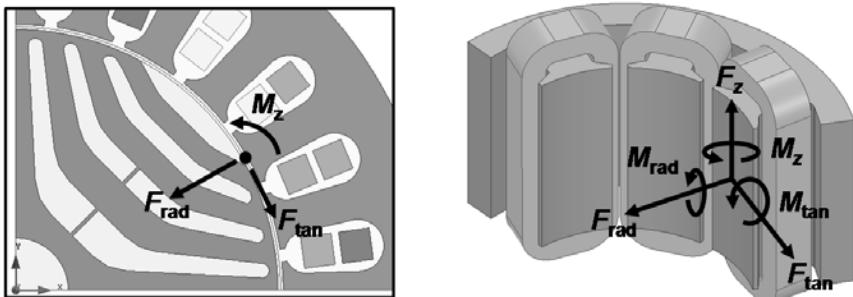


Bild 5: Dynamische Lastkomponenten die aus elektromagnetischen Simulationen mit 2D-Modellen (links) bzw. 3D-Modellen (rechts) als Zeitfunktionen zu ermitteln sind.

4. Motoren mit Schrägung

Die Behandlung von Motoren mit Schrägung hängt davon ab, inwiefern die Polschuhe der Ständerzähne in sich selbst als flexibel betrachtet werden müssen. Bei kurzen, kompakten Motoren mit geringer Nutzahl kann weiterhin mit einem Lastangriffspunkt pro Zahn gearbeitet werden, für den ein dreidimensionales Lastsystem nach Bild 5 (rechts) zu ermitteln ist. Die axial inhomogene Lastverteilung wird mit einer elektromagnetischen 3D-Simulation berechnet und drückt sich in den Komponenten M_{rad} und M_{tan} aus.

Bei Motoren mit höherer Nutzahl und dementsprechend schlanker Zahngeometrie werden die Polschuhflächen axial in Flächensegmente mit eigenen Lastangriffspunkten unterteilt (Bild 6). Die Segmentierung wird sowohl im elektromagnetischen Modell – sofern als 3D-Modell ausgeführt – als auch im strukturdynamischen Modell vorgenommen. Vereinfacht kann auf der elektromagnetischen Seite mit sogenannter 2D-Multi-Slice-Technik gearbeitet werden. Dabei wird jedes axiale Segment des Motors durch ein zweidimensionales FEM-Modell mit schrägsungsbedingter Vorverdrehung des Rotors repräsentiert. Axiale Kraftanteile F_z liefert diese Technik jedoch nicht.

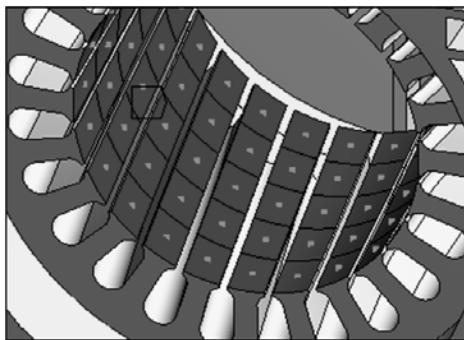


Bild 6: Axiale Segmentierung der Ständerzahnflächen mit je einem Lastangriffspunkt pro Flächensegment

5. Prinzip der Spektreninterpolation

Die elektromagnetische Simulation für jeden definierten Drehzahlschritt des anvisierten Arbeitsbereiches durchzuführen, kann insbesondere mit 3D-Modellen sehr rechenaufwändig sein. Es ist daher sinnvoll, kontinuierliche Bereiche in der Motorcharakteristik durch Interpolation auszunutzen. Die elektromagnetische Simulation wird nur für ausgewählte Drehzahlpunkte durchgeführt, mit denen sich die Charakteristik ausreichend gut abbilden lässt. Nach der Fouriertransformation erhält man die Anregungsspektren für diese wenigen Drehzahlen (Bild 7). In der nachfolgenden strukturdynamischen Analyse werden die komplexen Fourierreihenkoeffizienten für dazwischen liegende Drehzahlpunkte interpoliert. Auf diese Weise wird die Anzahl elektromagnetischer Simulationen erheblich reduziert.

Das Prinzip funktioniert in dieser Form für Synchronmotoren, da es Proportionalität zwischen den Frequenzen der charakteristischen Anregungsmuster und der Drehzahl voraussetzt. Für die Behandlung von Asynchronmotoren sind weitergehende Untersuchungen erforderlich.

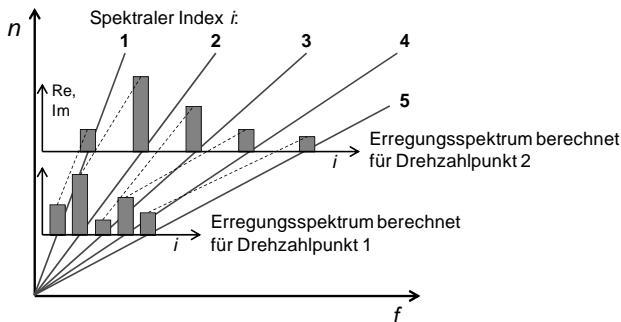


Bild 7: Reduktion der Berechnung von Anregungsspektren auf ausgewählte Drehzahl-Stützpunkte zur späteren Interpolation der Anregungen zwischen den Stützpunkten

6. Strukturdynamische Schwingungsberechnung

Die mechanische Schwingungsberechnung, Berechnung der ERP-Werte und Ausgabe des Wasserfalldiagramms erfolgt in ANSYS Mechanical. Die harmonische Analyse arbeitet nach dem Prinzip der Moden-Superposition. Eine vorangehende Modalanalyse liefert dazu die Eigenformen (bei räumlicher FEM-Diskretisierung "Eigenvektoren" u_m) als mögliche Deformationsformen. Primäres Ergebnis der harmonischen Analyse ist die komplexwertige modale Amplitude $c_m(n,i\omega)$, die sogenannte modale Koordinate, für jede einbezogene Eigenmode m in Abhängigkeit von Drehzahl und Frequenz. Das komplexwertige Gesamt-Schwingungsergebnis $u(n,i\omega)$ wird schließlich als Linearkombination von M Eigenvektoren dargestellt:

$$u(n,i\omega) = \sum_{m=1}^M c_m(n,i\omega) \cdot u_m \quad (1)$$

Da die harmonische Analyse nicht mehr im Raum der Knotenauslenkungen des FE-Netzes, sondern nur noch im vergleichsweise niedrig-dimensionalen Raum der modalen Koordinaten arbeitet, ergibt sich eine erhebliche Beschleunigung der Rechnung. Die vorangestellte Modalanalyse ist nicht drehzahl- und frequenzabhängig und muss daher nur einmal durchgeführt werden.

7. Berechnung der Körperschalleistung

Die Nachberechnung der Gesamtschwingung nach Gleichung (1) bezeichnet man auch als Expansion der Ergebnisse. Führt man die Expansion für alle Simulationspunkte durch, hebt

sie allerdings den Zeitvorteil der modalbasierten harmonischen Analyse teilweise wieder auf und produziert zudem einen enormen Umfang an Ergebnisdaten.

Zur Ermittlung der Körperschallleistung ist die Expansion jedoch nicht erforderlich. Sie kann direkt aus den Eigenvektoren und modalen Koordinaten berechnet werden. Grundlage ist die maschinenakustische Grundgleichung, nach der das Quadrat der Schnelleamplitude in Normalenrichtung über die abstrahlende Oberfläche zu integrieren ist:

$$P_{\text{ERP}} = \frac{1}{2} c \cdot \rho \cdot \iint_A \hat{v}_n^2 \, dA \quad (2)$$

(c...Schallgeschwindigkeit, ρ ...Dichte, A...abstrahlende Oberfläche, \hat{v}_n ...Schnelleamplitude in Normalenrichtung zur Oberfläche). Die numerische Integration von FEM-Ergebnissen verursacht im Postprocessing ebenfalls einen nicht zu vernachlässigenden Zeitbedarf. Bei der ERP-Berechnung aus Eigenvektoren und modalen Koordinaten muss das Integral über die Oberfläche nicht erneut für jeden Simulationspunkt, sondern nur einmal für die vorberechneten Eigenvektoren gebildet werden. Details sind in [2] zu finden.

8. Integration in die FEM-Software ANSYS Mechanical

Der strukturdynamische Teil des Analyseablaufes wurde durch CADFEM in ein Erweiterungsmodul für ANSYS Mechanical mit der Bezeichnung *Electric Drive Acoustics inside ANSYS* implementiert. Dadurch wird der Anwender von eigenen Programmierungen entbunden und erhält einen Toolbar mit leicht zu bedienenden Funktionslementen (Bild 8).

Die harmonische Analyse nach dem Prinzip der Moden-Superposition ist ein Standardverfahren der FEM-Software. Das Erweiterungsmodul unterstützt den Anwender vor allem bei Import und Verteilung der dynamischen Anregungskräfte aus der elektromagnetischen Simulation, übernimmt deren Fouriertransformation in den Frequenzbereich, die automatische Berechnung im Drehzahlbereich, die Berechnung der Körperschallleistung und die Darstellung im Spektrum- und Wasserfalldiagramm.

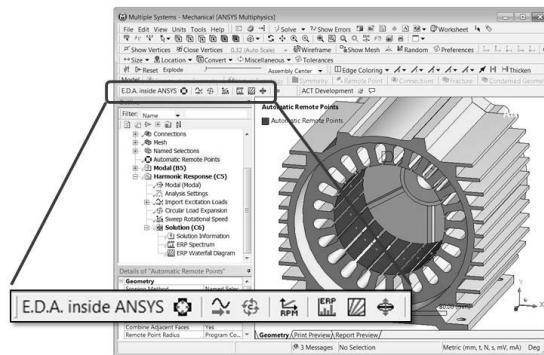


Bild 8: Toolbar *Electric Drive Acoustics inside ANSYS* in der FEM-Software ANSYS-Mechanical

9. Erweiterung durch Luftschallanalysen

Luftschallanalysen sind für zahlreiche Drehzahl-Frequenzpunkte ebenfalls sehr aufwändig. Andererseits stellt die berechnete Körperschallleistung nur eine Richtgröße für eine zu erwartende Abstrahlleistung dar. Der tatsächliche Abstrahlgrad hängt von der Gehäusegeometrie, der Schwingform und der Frequenz ab.

Um die tatsächliche akustische Abstrahlleistung zu erhalten, lässt sich die ERP-Berechnung durch eine nachfolgende Luftschallanalyse für ausgewählte Drehzahl-Frequenz-Punkte ergänzen (Bild 9). Dazu identifiziert man aus dem Wasserfalldiagramm einen kritischen Arbeitspunkt und die kritische Drehzahlordnung. Mit einer ebenfalls implementierten Funktion kann für diesen Punkt die Expansion der Schwingung nach Gleichung (1) veranlasst werden. Das expandierte Ergebnis wird in einer binären ANSYS-Ergebnisdatei gespeichert, auf die man mit einer Luftschallanalyse Zugriff hat. Für die Luftschallanalyse ist der umgebende Luftraum als separates FE-Modell zu erstellen.

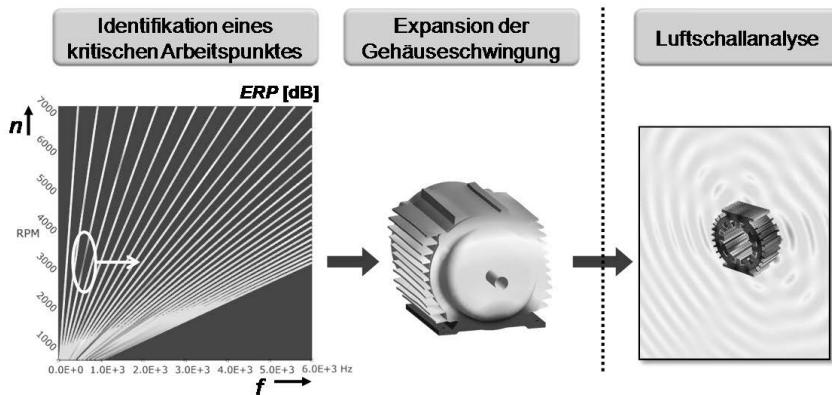


Bild 9: Ergänzung durch Luftschallanalyse für ein ausgewähltes Schwingungsergebnis

Zusammenfassung und Ausblick

Die durchgängige FEM-basierte Simulationsmethode unterstützt Motorenentwickler bei der Vorausberechnung des Körperschalls (Equivalent Radiated Power, ERP), der durch die elektromagnetischen Anregungen am Ständer und Gehäuse von Elektromotoren verursacht wird. Durch effiziente und automatisierte Verfahren sowohl in der Behandlung der Anregungen als auch bei der Berechnung der ERP-Werte können die großen Datenmengen, die für die Darstellung in einem Wasserfalldiagramm benötigt werden, in kurzer Zeit zur Verfügung gestellt werden.

Die Simulationsmethode wurde zunächst für Synchronmotoren entworfen. Bei Asynchronmotoren sind die Periodizitätsintervalle der Anregungskräfte in der Regel erheblich länger und die spektrale Dichte entsprechend höher. Mit variierendem Schlupf über dem Arbeitsbereich stehen die Frequenzen charakteristischer Anregungsmuster zudem nicht mehr in festem Verhältnis zur Drehzahl. Hier ist die Erarbeitung geeigneter Vorgehensweisen notwendig.

Die Simulationsmethode ist vor allem als effizientes Werkzeug in der Serienentwicklung gedacht und soll den schnellen Vergleich verschiedener Designvarianten hinsichtlich ihrer Geräuschemission ermöglichen. Ein weiterer Entwicklungsschwerpunkt wird daher die Befähigung des kompletten Ablaufes für automatisierte parametrische Berechnungen sein.

Literaturhinweise

- [1] H. Jordan: *Geräuscharme Elektromotoren: Lärmbildung und Lärmbeeinflussung bei Elektromotoren*. Essen, Girardet, 1950
- [2] M. Moosrainer, M. Hanke: *Numerical Vibration Analysis of Electric Drives*. NAFEMS Seminar "Practical Aspects of Structural Dynamics", Wiesbaden, 10.-11.11.2015

FE Berechnung von vorgespannten Modalanalysen für Turbinenschaufeln mit ANSYS

Dipl.-Ing. (FH) **C. Leppik**, Dipl.-Ing. **Y. Shaterova**,
Dipl.-Ing. **D. Büschelberger**, CTWe GmbH, Henfenfeld

Kurzfassung

Nach Traupel [1], ist eine der häufigsten Ursachen für Schäden bei Turbinenschaufeln auf Schwingungsbrüche in Folge von Resonanz zurückzuführen. Um dem entgegenzuwirken werden Turbinenschaufeln häufig untereinander gekoppelt, dadurch werden die Eigenfrequenzen erhöht. Diese Maßnahmen steigert allerdings die Komplexität des Systems und es bedarf numerischer Methoden zur Prognose der Eigenfrequenzen und zur Bestimmung von potentiellen Anregungen. Eine Möglichkeit dazu bietet das kommerzielle Finite Element Programm ANSYS: Hierzu wird, meist unter Annahme linear-elastischen Werkstoffverhaltens, auf einem stationären Betriebszustand, welcher die Kontakte zwischen den Bauteilen unter Betriebsbedingungen möglichst realistisch abbildet, eine Modalanalyse aufgesetzt. Diese vorgespannte Modalanalyse liefert die Eigenfrequenzen mit den zugehörigen Eigenformen des Systems. Mit Hilfe von Campbell- und SAFE-Diagrammen (Singh's Advanced Frequency Evaluation [2]) (auch Interference- oder ZZENF-Diagramm) lassen sich die potentiellen Resonanzstellen auf das System darstellen.

Nachfolgend werden die Grundlagen zu Ursachen, Entstehung und Bewertung von gekoppelten Schaufelschwingungen erläutert. Bei Kenntnis dieser Grundlagen ermöglicht die Anwendung numerischer Methoden ein großes Spektrum an Analysen und Bewertungen. So können Aussagen für unterschiedlichste Aufgabenstellungen geliefert werden, wie z.B. die Suche nach einer für alle Stufen passenden Haltedrehzahl oder die Ursachensuche bei Schadensfällen, eine Überprüfung möglicher Resonanzstellen von neuen Schaufelgeometrien sowie die Bestimmung potentieller Anregungen aufgrund von Nachlaufdellen bei einer Variation der Leit- und Laufschaufelanzahl.

1. Grundlagen Schwingungen gekoppelter Schaufeln

Im Folgenden werden die Grundlagen für gekoppelte Schaufelschwingungen beschrieben, um das komplexe Verhalten dieser Systeme besser zu verstehen. Abhängig von der Art der Einspannung können Schaufeln in zwei Kategorien unterteilt werden: freistehend (einseitig eingespannt) und gebunden.

Vereinfacht kann die Schwingung der freistehenden Schaufel mit der eines Kragbalkens verglichen werden, da jede Schaufel unabhängig vom Rest des Kranzes schwingt. Für die gebundenen Schaufeln hingegen, sind Koppelschwingungen entscheidend. Dabei können nur die Schwingungen des ganzen Systems untersucht werden. Abhängig von der Bauform treten Koppelschwingungen auch bei Scheibenläufern auf, die eine Kombination aus Schaufel- und Scheibenschwingungen darstellen.

Bei gebundenen Schaufeln können die Schwingungen auf einem Schaufelkranz durch diametrale Linien (nodale- oder auch Knotendurchmesser) oder konzentrische Kreise (nodale-/Knotenkreise) aufgeteilt werden. Die maximale Anzahl nodaler Durchmessern D entspricht der Hälfte der Schaufeln z für eine gerade und $(z - 1)/2$ für eine ungerade Anzahl von Schaufeln und bezieht sich auf die unterschiedlichen Schwingungsformen bzw. auf die Anzahl der Schwingungswellen entlang des Umfangs. Der Knotenkreis C beschreibt die Anzahl der zusätzlichen Knotenpunkte über die Blattlänge. Dementsprechend bezeichnet eine Scheibenschwingung der Ordnung „C0;D1“ eine Schwingungsform ohne Knotenkreise und mit einem Knotendurchmesser (Bild 1). Je nach der Anzahl der nodalen Kreise, werden Schwingungsfamilien definiert, die sich wiederholende Schwingungsformen haben.

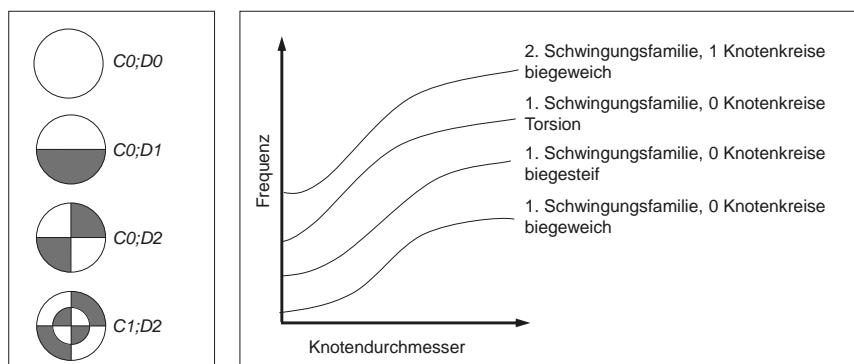


Bild 1: Nodaler Durchmesser D und nodaler Kreis C für Moden der Ordnung „C0;D0“, „C0;D1“, „C0;D2“ und „C1;D2“ (links). Einteilung der Schwingungsfamilien (rechts).

Es gibt zwei Grundvoraussetzungen für das Auftreten von Resonanz bei gebundenen Turbinenschaufeln, die gleichzeitig erfüllt sein müssen. Erstens wird das Zusammenfallen der Erregerfrequenz, z.B. die Düsenerregerfrequenz, und der Eigenfrequenz des Systems vorausgesetzt. Zweitens muss die Erregerkraft von der Wirkrichtung her in der Lage sein die Eigenform anzuregen. Das ist erfüllt, wenn das harmonische Vielfache der anregenden Kraft der Anzahl der Knotendurchmesser des Schaufelkranzes entspricht. Zur Untersuchung der dynamischen Eigenschaften werden die Eigenfrequenzen daher als Funktion der Drehzahl und der nodalen Durchmesser dargestellt, in Form von sogenannten Campbell- und SAFE-Diagrammen, die in den Arbeiten [2], [3], [4] und [5] ausführlich beschrieben sind.

Das Campbell-Diagramm wird normalerweise für die Darstellung von Eigenfrequenzen bei rotierenden Maschinen verwendet. Diese Darstellung beschreibt allerdings nur das zweidimensionale Modell des dreidimensionalen Problems (Bild 2 a). Bei Betrachtung der Laufschaufeln wird deutlich, dass die darauf einwirkenden Kräfte von der Relativposition zu den Leitschaufeln während einer kompletten Rotorumdrehung abhängen. Sie wiederholen sich mit jeder Umdrehung und bestehen aus Drehzahl-Harmonischen, deren Frequenzen ein Vielfaches der Winkelgeschwindigkeit der Turbine sind. Die Anzahl der Unterbrechungen der Dampfströmung durch Nachlaufdellen ist maßgebend für die Erregerfrequenz.

Die Düsenerregerfrequenz setzt sich zusammen aus dem Produkt aus Rotordrehzahl n in Umdrehungen pro Sekunde und der Anzahl der Unterbrechungen durch Nachlaufdellen der entsprechenden Leitschaufeln z_{LE} .

$$\omega = n \cdot z_{LE} [\text{Hz}] \quad (1)$$

Das Campbell-Diagramm stellt den Zusammenhang zwischen den Eigenfrequenzen und der Drehzahl dar. Dabei werden die Stellen gezeigt, an denen die Eigenfrequenzen mit den Erregerfrequenzen aus Vielfachen der Rotorrotation zusammenfallen. Da die zweite Resonanzvoraussetzung bei gebundenen Schaufeln nicht unter Beweis gestellt werden kann, veranschaulichen diese Punkte nur mögliche und wahrscheinliche Resonanzstellen (Bild 2 b). Diese Darstellung eignet sich somit für freistehende, nicht aber für gebundene Schaufeln, weil sie den Einfluss des nodalen Durchmessers auf das Schwingungsverhalten nicht abbildet.

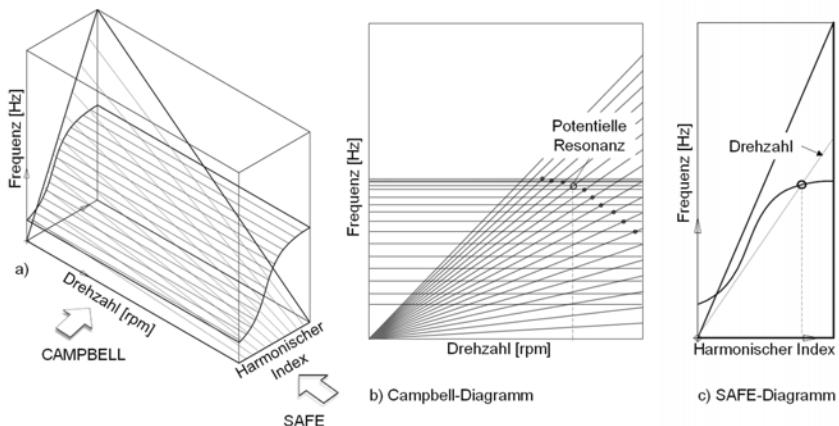


Bild 2: Dreidimensionaler Zusammenhang zwischen Eigenfrequenz, Drehzahl und nodalem Durchmesser a) mit Campbell- b) und SAFE-Diagramm c) nach [3]

Um zu untersuchen, ob die Harmonische der Erregerkraft mit der Anzahl der nodalen Durchmesser des Laufschaufelkranzes korrespondiert, womit die zweite Bedingung zum Auftreten von Resonanz erfüllt ist, kann die von der Dresser-Rand Company als SAFE-Diagramm (Singh's Advanced Frequency Evaluation) bezeichnete Ansicht aus Bild 2 a) verwendet werden [2]. Dieses Diagramm beinhaltet die Informationen aus dem Campbell-Diagramm bei einer bestimmten Drehzahl mit zwei zusätzlichen Elementen: Schaufelanzahl und harmonischer Index, der sich aus der Trennung des Kranzes durch die möglichen nodalen Durchmesser ergibt. Dazu wird durch das 3-dimensionale Diagramm ein Schnitt bei konstanter Drehzahl gelegt. Die Schnittpunkte der Drehzahlgerade für die entsprechende Frequenz mit der senkrechten Linie des harmonischen Index werden ausgewertet. Maßgebend für die Analyse sind die Eigenformen der Schwingung, die in folgender Form zusammengefasst werden können:

$$h_l = z \cdot m \pm d \quad (2)$$

Dabei bezeichnet d den nodalen Durchmesser, der vom harmonischen Index h_l bzw. der Eigenform und der Anzahl der Sektoren z mit der Harmonischen $m = 0, 1, 2, \dots, z - 1$ abhängig ist. Es wird deutlich, dass eine Harmonische höherer Ordnung nicht nur eine Eigenform anregen wird. So werden nach dem Beispiel aus [2] für einen Kranz mit 44 Schaufeln von der Erregerkraft, die den 8. nodalen Durchmesser anregt, gleichzeitig der 36., 52., 80. usw. harmonische Index beeinflusst. Die ganze Information über die Schnittpunkte zwischen dem

harmonischen Index und den Drehzahl-Harmonischen kann in einem Abschnitt des Schaufelkranzes abgebildet werden. Bild 3 zeigt diese Zusammenhänge. Dabei stellt das als Zone I bezeichnete Teil des Diagramms den Basisabschnitt dar, der aus dem nodalen Durchmesser 0 bis $z/2=22$ besteht. Die restlichen „Zonen“ sind ein Spiegelbild (Zone II und IV) bzw. eine Kopie dieses Schwingungsverlaufs (Zone III). Damit diese im Abschnitt des SAFE-Diagramms aus Bild 2 c) repräsentiert werden, werden die Geraden der Drehzahl-Harmonischen höherer Ordnung gespiegelt. Der Schnittpunkt bei dem 8. harmonischen Index ist in Punkt P1 wiederzufinden, der bei der Drehzahl mit der Harmonischen $m=0$ angeregt wird (Bild 3). Der 80. harmonische Index dagegen entspricht der Kreuzung zwischen der mehrfach gespiegelten Gerade aus „Zone IV“ (Bild 3).

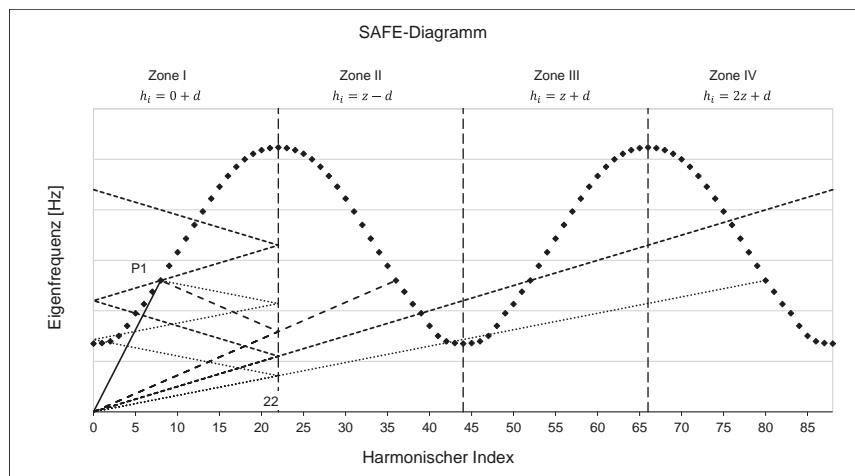


Bild 3: Erweitertes SAFE-Diagramm für einen nodalen Durchmesser von $d = 20$ und unterschiedliche Drehzahl-Harmonischen [2]

Mit der Phasenverschiebung ψ ergibt sich für die Form der Erregerkraft F eine Verteilung über den Umfang in der Form $\cos(h_i \cdot \psi)$ und somit ist das Auftreten von Resonanz vollständig beschrieben.

Für die Berechnung der Eigenfrequenzen mit ANSYS bedeutet dies, dass bei Vorhandensein einer Kopplung das Modell zyklisch symmetrisch zu rechnen ist. So lassen sich in der Modalanalyse die Frequenzen abhängig vom harmonischen Index bestimmen. Der harmonische Index entspricht dabei meist dem nodalen Durchmesser.

2. Modelaufbau in Workbench und Classic

Grundlage für eine genaue und aussagekräftige Modalanalyse ist die gute Qualität und Reproduzierbarkeit der vorgespannten statischen Analyse. Bei diesem ersten Berechnungsschritt werden Verschiebungen, Spannungen und Verformungen unter Wirkung statischer Lasten bestimmt. Wichtig bei der Vorbereitung des Berechnungsmodells ist die gute Qualität des CAD Modells, das idealerweise als „intelligentes Part“ in parametrischer Form vorliegt und somit Anpassungen ermöglicht, um ein effizientes Netz erzeugen zu können. Die Geometrie wird so aufbereitet, dass eine Vernetzung primär mit Hexaedern und sweepbaren Körpern möglich ist. Die notwendigen Schnitte und weitere einfachen Änderungen am Modell lassen sich außer mit den üblichen CAD-Programmen auch mit den ANSYS eigenen Geometrie-Tools „DesignModeler“ und „SpaceClaim“ vornehmen. Es ist speziell bei Turbinenschaufeln sinnvoll in einem der beiden genannten Programme die Schaufeln anzupassen, da sowohl ANSYS Classic als auch ANSYS Workbench Probleme mit der Darstellung der Radientübergänge vom Schaufelprofil zum Zylinder des Nabengradienten haben. Diese Anpassungen sind vor allem bei spannungstechnischen Bewertungen wichtig, da am Übergang vom Schaufelblatt zum Fuß typischerweise versagensrelevante Spitzenspannungen auftreten, denen unter anderem durch die Dampflast ein dynamischer Anteil überlagert wird.

Zur Reduzierung der System-Freiheitsgrade und der Rechenzeit in der numerischen Berechnung wird das Modell mit Hilfe der zyklischen Symmetrie analysiert. Hierbei wird lediglich ein Basissektor modelliert, der nach n-Wiederholungen im zylindrischen Koordinatensystem das gesamte Modell ergibt. Dabei muss das vernetzte Modell auf beide Seiten über konforme Flächen, Linien und Punkte verfügen. Das bedeutet, dass entsprechende Knoten auf beiden Seiten existieren, die um einen konstanten Winkel versetzt sind. Es sei darauf hingewiesen, dass auf diesen Flächen neben der zyklischen Symmetrie keine weiteren Randbedingungen erlaubt sind.

Der Anwender hat zu entscheiden ob die Berechnung in ANSYS Workbench oder ANSYS Classic durchgeführt wird. Liegt der Fokus auf Modalanalysen so wird der Modelaufbau in ANSYS Workbench vorgenommen. Grund sind der schnelle Modelaufbau und die leichte Durchführung von Parameterstudien, z.B. zur Variation der Maschinendrehzahl. Eine Bearbeitung in ANSYS Classic wird hingegen bei Festigkeitsuntersuchungen bevorzugt, da eine detaillierte Auswertung mit einem hohen Grad an Automatisierung durch die Verwendung von APDL-Skripten möglich ist. Dies ist unter anderem auch bei Baukastenuntersuchungen von Vorteil.

3. Modellvalidierung anhand von Messungen

Jede FE-Untersuchung beruht auf Modellannahmen, die für die Analyse getroffen werden müssen und welche die Qualität der Ergebnisse wesentlich beeinflussen. Dazu zählen unter anderem die Kontaktstellungen, die auf die Schaufel wirkenden Kräften (Dampfkräfte, Fliehkräfte, usw.) sowie Temperatur und die richtige Wahl der Lastschritte, in Abhängigkeit von der Art der Untersuchung und den Betriebszuständen der Schaufel. Nichtlineare Kontakte im Modell, die durch die statischen Lastschritte selbst und die dabei aufgebrachten Randbedingungen beeinflusst werden können, sind bei der Einstellung der Lastschritte durch geeignete Maßnahmen zu berücksichtigen. Wird dies nicht beachtet können Kontakte einen Verspannungszustand annehmen, der nicht mit dem realen Lastfall korrespondiert. Das wiederum kann zu ungenauer Ergebnissen führen und wird sich direkt auf die Modalanalyse auswirken.

Diese Modellannahmen sind zur Sicherstellung der Analysequalität nach Möglichkeit z.B. anhand von experimentellen Messungen zu verifizieren. Vorhandene Messergebnisse der Eigenfrequenzen ermöglichen darüber hinaus auch das Kalibrieren der Einstellungen im numerischen Berechnungsmodell, um eine genauere Prognose für das Schwingungsverhalten des Ersatzmodells zu erhalten und ggf. das reale Bauteil und dessen Verhalten weiter zu optimieren.

Ein typisches Beispiel für den Einfluss numerischer Randbedingungen auf das berechnete Systemverhalten ist die Steifigkeit nichtlinearer Kontakte. Da für die Modalanalyse alle Nichtlinearitäten des Modells linearisiert werden, beeinflussen die Kontaktstellungen die Steifigkeit des gesamten Systems, was direkte Auswirkungen auf die ermittelten Eigenfrequenzen hat. Bei dem nachfolgend dargestellten Beispiel wird nach einer für die gesamte Maschine unkritischen Haltedrehzahl gesucht. Dazu werden mehrere Stufen und deren Schwingungsverhalten anhand von Campbell- und SAFE-Diagramme bewertet. Wie in Bild 4 a) zu sehen, führen die ursprünglich angenommenen Kontaktstellungen zu Abweichungen gegenüber den gemessenen Werten. Die durch gestrichelte Linien begrenzten Frequenzbereiche zeigen die Streubereiche der Messwerte. In einem iterativen Prozess konnten hier die Kontaktsteifigkeiten variiert werden bis eine Abweichung von weniger als 5% erreicht wird, dargestellt auf Bild 4 b).

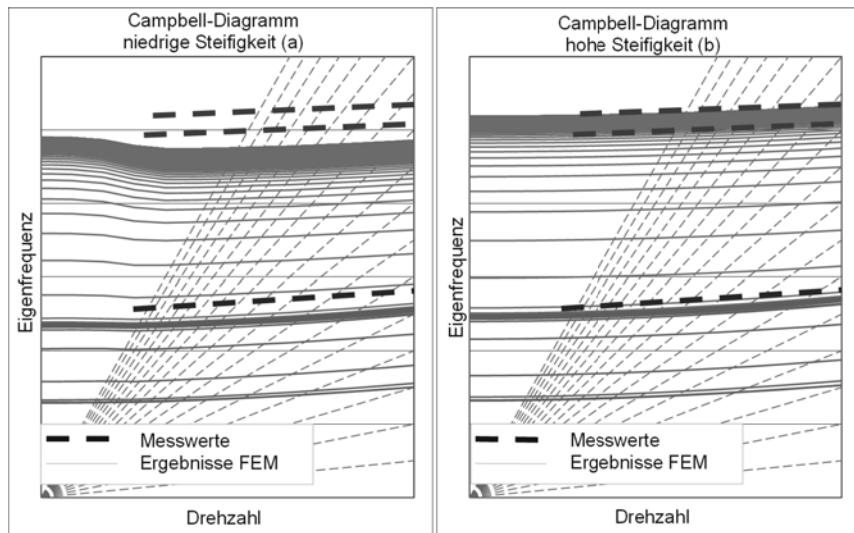


Bild 4: Campbell-Diagramme Eigenfrequenzen FEM niedrige Steifigkeit a) und hohe Steifigkeit b) und Messdaten

4. Potentielle Anregungen auf den Schaufelverbund

Wie Anfangs beschrieben ist es wichtig potentielle Anregungen auf den Schaufelverbund zu kennen. Die bereits erwähnte Düsenerregung, die durch die Nachlaufdellen entsteht, ist physikalisch am leichtesten nachzuvollziehen. Anspruchsvoller ist die Frage, welche Erregungen aus dem Phasenversatz zwischen Leit- und Laufschaufeln entstehen können und wie sich die Düsenerregung in den Diagrammen wiederfindet.

Anhand eines Beispiels sollen potentielle Anregungen im folgenden näher erläutert werden. Dabei ist die Leitschaufelzahl $z_{LE} = 192$ und die Laufschaufelzahl $z_{LA} = 44$ bewusst mit einer hohen Differenz gewählt. Der maximale nodale Durchmesser ist bei dieser Laufschaufelzahl 22. In Bild 5 ist ein zugehöriges SAFE-Diagramm dargestellt. Der gekoppelte Charakter des Systems ist gut zu erkennen. Die 1. Düsenerregerfrequenz liegt mit 192 Düsen bei 9600Hz. Dies entspricht dem 16. nodalen Durchmesser ($d = z_{LE} - 4 \cdot z_{LA}$). Aus Gleichung (2), mit der Grunderregung durch die Drehzahl $\omega_n = 50\text{Hz}$ und mit der Laufschaufelzahl $z_{LA} = 44$ und dem nodalen Durchmesser $d = 16$ ergeben sich folgende potenzielle Resonanzpunkte aus der Düsenerregung:

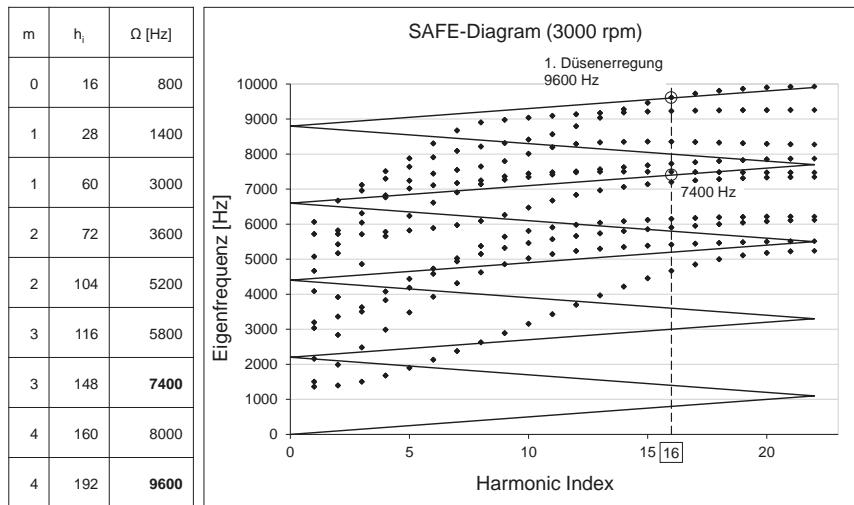


Bild 5: SAFE-Diagramm Beispiel

Die errechneten Frequenzen liegen im Diagramm (Bild 5) an den Schnittpunkten der Drehzahllinie und der gestrichelten Linie bei $d = 16$. Eine mögliche Resonanzstelle ergibt sich hier bei der 1. Düsenregerfrequenz von 9600Hz, aber auch eine Frequenz von 7400Hz wäre potentiell gefährlich.

Eine Veranschaulichung der potentiell auftretenden Anregungen durch das Leitrad lassen sich aus einer CFD-Simulation gewinnen. Für das gewählte Beispiel wurden zunächst die Düsen quasi-stationär berechnet und das Druckprofil am Leitschaufelaustritt als Randbedingung am Laufschaufel-Eintritt gesetzt. Die Simulation der Laufschaufeln erfolgte mittels der Fourier-Transformation Methode, die eine zeitliche Auflösung der Strömung mit Berücksichtigung periodischer Eintrittsstörungen bei gleichzeitiger Modellreduzierung auf 2 Schaufelpassagen ermöglicht.

Am CFD-Plot in Bild 6 lässt sich die Rückkopplung am Eintritt sehr gut erkennen. Das nebenstehende Diagramm zeigt den Totaldruckverlauf am Laufschaufeleintritt im Mittenschnitt im ruhenden Bezugssystem. Die Daten ergeben sich bei Betrachtung des gesamten Umfangskreises zu einem beliebigen Zeitpunkt t_0 , also bei einer Momentaufnahme für einen ruhenden Beobachter.

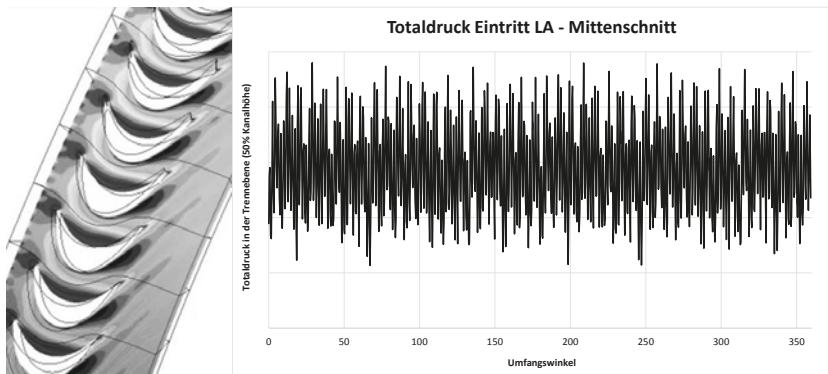


Bild 6: CFD-Rechnung des Beispiels mit einem Diagramm des Totaldrucks am Eintritt (ruhendes Bezugssystem)

Mit diesen Daten des Totaldrucks lässt sich mittels FFT das Frequenzspektrum, dargestellt in Bild 7, auflösen. Da es sich um einen Momentaufnahme handelt wurde entlang der X-Achse die Anzahl der Schwingungsperioden über einen Vollkreis aufgetragen. Gut zu erkennen sind die Spitzen bei 192 (Leitschaufelnachläufe) und 44 (Laufschaufeleinfluss). Darüber hinaus tritt z.B. bei 148 eine weitere Schwingungsform auf, die auf den Phasenversatz zwischen Leitrad-Laufrad (192-44) zurückzuführen ist.

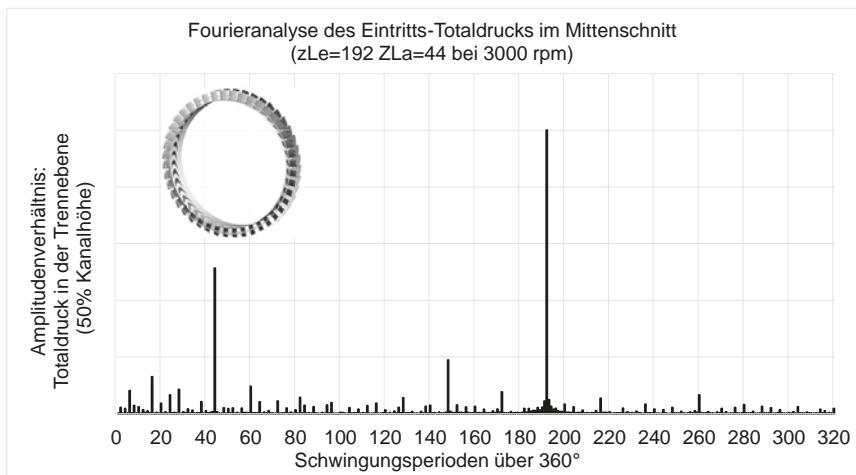


Bild 7: FFT des Totaldrucks

Die dargestellten Ergebnisse beziehen sich nur auf das gewählte Beispiel. Im jeweiligen Einzelfall kann das Strömungsfeld wie dargestellt analysiert und die Anregungssignale numerisch ermittelt werden. Sind Erregerfrequenz und zugehörige Amplitude bekannt, können diese als Eingangsgröße für die harmonischen FE-Simulationen herangezogen werden. Die Simulation kann abhängig von verfügbarer Zeit und Rechenleistung auch mehrere Stufen umfassen um die Stufeninteraktion, also insbesondere den Einfluss von Nachlaufdellen auf die nachfolgenden Stufen, zu erfassen.

5. Zusammenfassung

Mit dem Verständnis der Grundlagen zu Schaufelschwingungen und den numerischen Möglichkeiten mit Hilfe der Finiten-Elemente-Methode können schnell und kosteneffizient Prognosen über die Eigenfrequenzen von Turbinenschaufel berechnet werden. Mit mehr Aufwand können darüber wie eben beschrieben auch komplexe Anregungssignale berechnet und analysiert werden. Auf dieser Basis können schließlich auch Aussagen über die dynamische Festigkeit des Schaufel-Rotor Verbundes getroffen werden.

Ergänzen lassen sich die hier betrachteten Untersuchungen natürlich auch um Festigkeitsnachweise, Lebensdaueranalysen, Kriechuntersuchungen und bruchmechanische Analysen, so dass Turbinenschaufeln heute auf Basis der numerischen Berechnungen ausgelegt werden können.

Literaturverzeichnis

- [1] W. Traupel, Thermische Turbomaschinen: Zweiter Band. Geänderte Betriebsbedingungen, Regelung, Mechanische Probleme, Temperaturprobleme, Klassiker Der Technik. Springer Verlag, 2001.
- [2] M. Singh, „SAFE diagram – a dresser-rand evaluation tool for packed bladed disc assembly,“ Technology Report Dresser-Rand Company, 1984.
- [3] M. P. Singh und J. J. Vargo, „Reliability evaluation of shrouded blading using the safe interference diagram,“ *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 1989.
- [4] J. Dello, „Frequency evaluation of a steam turbine bladed disk,“ *Turbomachinery International*, Bd. 19, 1987.
- [5] P. Polach, „Evaluation of the suitability of the bladed disk design regarding the danger of the resonant vibration excitation,“ *Engineering MECHANICS*, Bd. 18, 2011.
- [6] Y. Shaterova, „Untersuchung zur Schwingungssicherheit von Turbinenschaufeln mit vortordierten Deckplatten unter Berücksichtigung der Fügestellenreibung,“ Universität Erlangen-Nürnberg, 2013.
- [7] K. Grote und J. Feldhusen, „*Dubbel*,“ Springer, London, 2007.
- [8] B. Mokrani, Piezoelectric Shunt Damping of Rotationally Periodic Structures, Université Libre de Bruxelles, 2015.

Anisotrope dynamische Dauerfestigkeitsberechnung einer geschmiedeten Kurbelwelle

Vorstellung neuer Berechnungsmöglichkeiten durch Berücksichtigung von Materialeffekten aus der Herstellung

Anisotropic Dynamic Strength Calculation of a Forged Crankshaft

Representation of new calculation possibilities by consideration of material effects from the production process

DI S. Trabesinger, DI G. Pichler, DI (FH) C. Rieger, M.Sc.,
SinusPro GmbH, Graz, Österreich

Kurzfassung

Es wird der Workflow zur Ermittlung der dynamischen Festigkeit mit der Software FEMFAT für den Innenradius eines Kurbelzapfens (einer Automobil-Motor-Kurbelwelle) unter dem Einfluss des Schmiedeprozesses berechnet. Im ersten Schritt wird eine Mehrkörper Simulation mit der Software EXCITE durchgeführt, um die dynamische Reaktion des Motorantriebs hinsichtlich der wirkenden Gaskräfte (unter Verwendung von EHD Lagerelementen und elastischen Körpern) zu erhalten. Im Anschluss werden die Einheitsspannungen des Innenradius in jedem Zeitschritt berechnet und superponiert, um den dynamischen Sicherheitsfaktor zu berechnen. In der Analyse des Sicherheitsfaktors sind die Einflüsse der Anisotropie des Werkstoffes sowie der Eigenspannungen zufolge der Wärmebehandlung inkludiert. Dieser umfangreiche Workflow erlaubt die Optimierung der Geometrie der Kurbelwelle UND des vorhergehenden Schmiedeprozesses, um somit einen Betrag zur Gewichts- und auch Schadstoff-Reduktion leisten zu können.

Abstract (optional)

The lecture shows the workflow of calculating the dynamic strength with the software FEMFAT for a crankpin fillet radius (of an automotive engine crankshaft) including the manufacturing influence of forging.

As a first step an EXCITE multi-body simulation is done to obtain the dynamic response of the engine powertrain to the acting gas forces, utilizing features like detailed EHD bearing

elements and elastic bodies. Then a forging simulation is made to get the local orientation of the strength anisotropy.

Subsequently the fillet radius unit stresses are calculated and superimposed for each time step to calculate the dynamic safety factor with FEMFAT. Also included into this safety factor analysis is the local anisotropic strength data from the forging simulation and the internal stresses which result from the heat treatment. This extensive workflow allows the optimization of the crankshaft geometry AND of the prior forging operation. This has an important contribution to reduce weight and carbon emissions in cars.

1. Motivation

Mit dem neu entwickelten Simulations-Workflow ist es möglich, ein besseres Verständnis der Werkstoffanisotropie zu gewinnen, die Betriebs- und Eigenspannungen einzubeziehen und die Versuchsergebnisse aus Tests zur Ermittlung der Längs- und Querfestigkeit zu verwenden. Durch die Analyse des gesamten Produktionsprozesses ist es nunmehr möglich, die Lebensdauer von Schmiedeteilen sehr realistisch und exakt zu berechnen. Die prozessuale und technische Komplexität erforderte die Implementierung neuer Softwareprodukte und die Eigenentwicklung neuer Softwarepakete zur Darstellung der neu in die Berechnung inkludierten Effekte der Werkstoffe. Eine Übersicht des analysierten Schmiedeproduktionsprozesses einer Kurbelwelle ist in Bild 1 illustriert. Ein anderes, für den Simulationsprozess geeignetes Darstellungsformat, ist in Bild 2 zu sehen. Beide Abbildungen haben den gleichen Inhalt, jedoch sind die Perspektiven unterschiedlich.

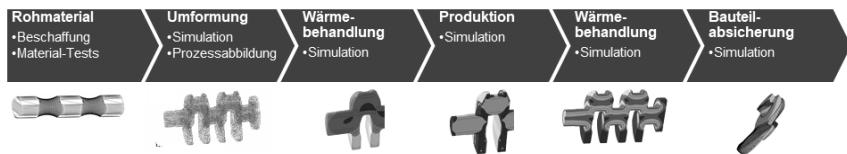


Bild 1: Herstellungsprozess einer Kurbelwelle

Die Vorteile der genaueren Dauerfestigkeitsberechnung ergeben ein deutlich höheres Potenzial für niedriges Gewicht, eine realistische und gesteigerte Möglichkeit zur Ausweitung vorhandener Leistungsgrenzen, ein besseres Verständnis des Verlaufs des Werkstoffverhaltens und bessere Kenntnisse des Produktionsprozesses. Die neu entwickelten Softwarepakete für diesen neuartigen Prozess sind in Kapitel 1.1 beschrieben.

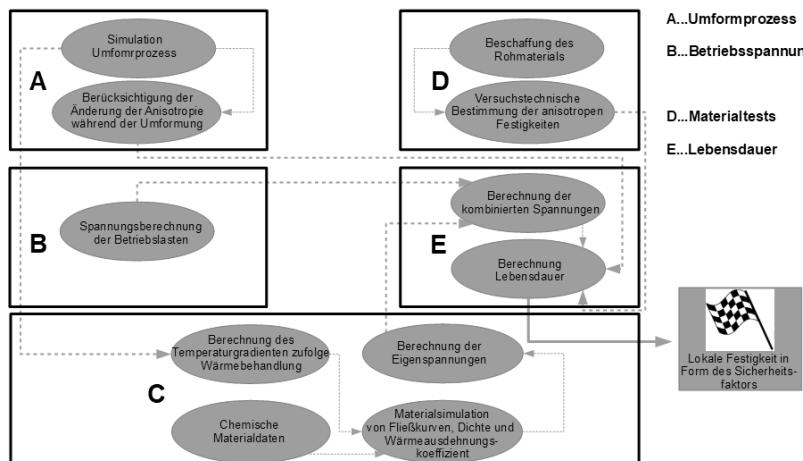


Bild 2: Prozess der Lebensdauerberechnung

1.1 MaterialMapper – MaMa

Der Vorteil der Software MaterialMapper [1] liegt darin, dass diese anisotrope Werkstoffdaten zur Verwendung für die Lebensdaueranalyse aus der Herstell-Simulation heraus erzeugt. Diese Verknüpfung ist sehr wichtig, um den Produktionsverlauf wiedergeben und die Daten bei der Lebensdaueranalyse verwenden zu können. Siehe dazu Feld A in Bild 2.

Die Software bietet die folgenden Funktionen:

- Ermittlung der Änderung der Faserausrichtung im Rohmaterial während der Schmiedesimulation
- Berechnung der Werkstoffausrichtung am Ende der Schmiedesimulation
- Überleitung der lokalen Werkstoff-Definition in das Finite-Elemente-Modell
- Annahme der Ausrichtung und des Verhältnisses von Längs- zu Querfestigkeit der drei Hauptrichtungen des Festigkeitstensors vor der Umformung durch das Schmieden oder Verwendung der bei den Pulsversuchen ermittelten Daten
- Vollständige Kompatibilität der von der SinusPro-Software MaterialMapper erzeugten Ergebnisse mit unterschiedlichen Software Tools; hier dargestellt an der Ermüdungs-Postprozessorsoftware FEMFAT → der Anisotropie-Tensor wird für jedes Element geschrieben und ist von FEMFAT lesbar.

Die Software bietet folgende Vorteile:

- Informationen zur tatsächlichen Faserausrichtung des verwendeten Werkstoffs

- Visualisierung der Werkstoffanisotropie am Ende des Schmiedeprozesses
- Möglichkeit zum Erhöhen der Festigkeit aufgrund exakter Kenntnis des Werkstofffließpfads
- Erkennung der Werkstoffschwachstellen in der Lebensdaueranalyse

Für die Dateneingabe sind Kenntnisse des Werkstoffverhaltens und der Effekte während des Schmiedeprozesses sowie auch Kenntnisse der relevanten Einflussfaktoren des Werkstoffs und der von der Schmiedesimulation erzeugten Fließlinien erforderlich.

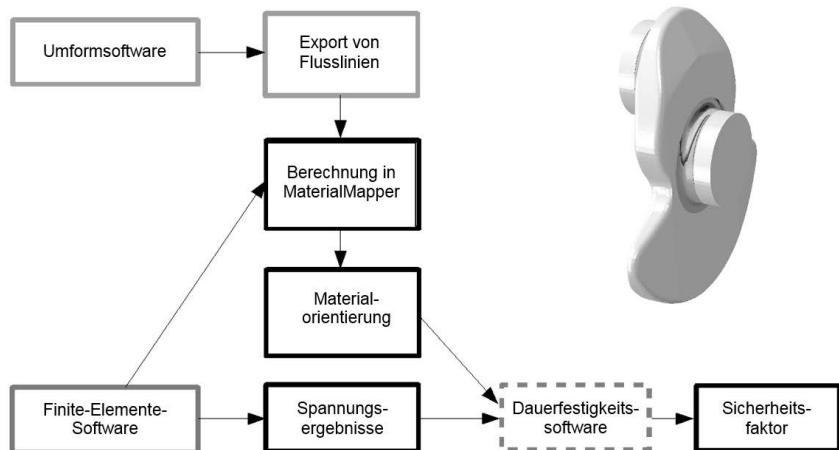


Bild 3: Sicherheitsfaktorberechnung zufolge Anisotropie

2. Ermittlung der Betriebsspannungen

Um das vollständige Belastungsspektrum eines Verbrennungsmotors abzubilden, wird eine volldynamische transiente Mehrkörpersimulation durchgeführt, siehe Bild 3. Dabei werden die nichtlinearen Effekte der Gleitlager mittels EHD (elasto-hydro-dynamischer) Simulation vollständig berücksichtigt, siehe Feld **B** in Bild 2. Bei diesem Simulationsmodell wird die Kurbelwellenlast durch Überlagerung der Einheitsspannungen berechnet.

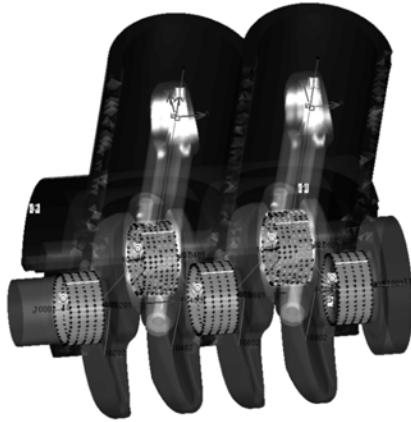


Bild 4: Gesamter Kurbeltrieb

2.1 Eingabedaten für die Mehrkörpersimulation (MKS)

Elastische Körper (Kurbelblock, Kurbelwelle, Pleuel), nichtlineare Federelemente zur Abbildung der Kolben-Liner Interaktion und elasto-hydrodynamische Lagerelemente für die Hauptlager und die Lager am großen Pleuelauge.

2.2 Ergebnisse der MKS-Berechnung

Verteilung der Lagerdrücke, Ölmenge, Reibleistung und die elastische Deformation der Kurbelwelle sowie aller anderen elastischen Körper.

2.3 Aufbau Lagermodell

Das Lagermodell wird durch Lagergeometrie (Breite, Durchmesser, radiales Spiel, Balligkeit, Ovalität, Freistellung), Ölversorgung (Bild 5) und Lagermikrogeometrie (Bild 6) bestimmt.

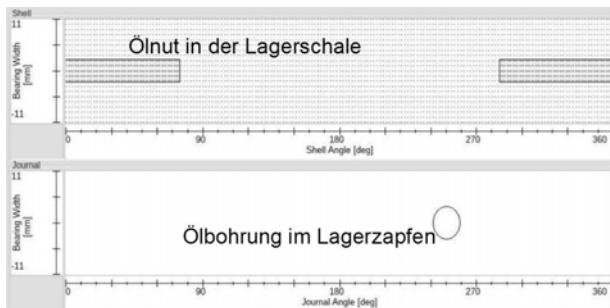


Bild 5: Ölversorgung

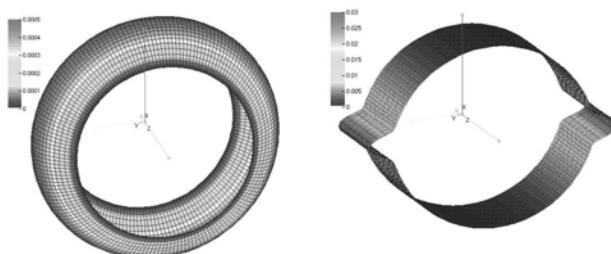


Bild 6: Lager-Mikrogeometrie (links Balligkeit des Lagerzapfens, rechts Ovalität der Lagerschale)

2.4 Mehrkörpersimulation des Kurbeltriebs

Die Ergebnisse der Mehrkörpersimulation sind Gasdruck und maximaler Zylinderdruck, siehe Bild 7 und Bild 8.

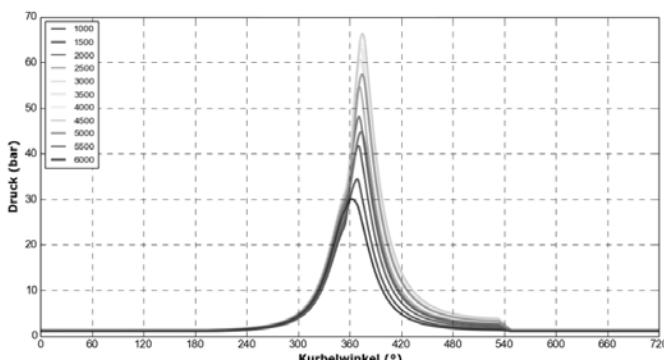


Bild 7: Gasdruckdiagramm

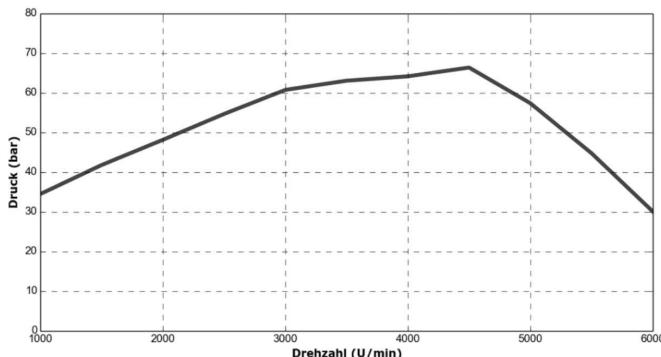


Bild 8: Maximaler Zylinderdruck

2.5 Weitere zusätzliche Eingabedaten

Um den Kurbeltrieb zu charakterisieren, werden die Parameter: Bohrungsdurchmesser, Arbeitstakte, Pleuellänge, Zylinderanzahl, Zündfolge und Motordrehzahlen für die Simulation verwendet. Für die Beschreibung der Lager werden die Parameter Lageröl, Lagerzapfen- und Lagerschalentemperatur, Druck der Ölzufluss und Position der Ölbohrungen von den Hauptlagern zu den Pleuellagern am großen Auge benötigt. Die Lageroberfläche wird durch die Parameter: Rauhigkeit (R_a), E-Modul, Querkontraktionszahl und Reibungskoeffizient beschrieben.

2.4 Mehrkörpersimulation der Gleitlager

Ergebnisse der Gleitlagersimulation sind Kräfte und Momente am großen Pleuelauge, durchschnittliche Reibleistung der Lager, Verhältnis zwischen durchschnittlicher und gesamter Reibleistung, Temperaturstabilitätsindex und Extremwerte des totalen Drucks in den Lagerschalen.

3. Ermittlung der Betriebsspannungen

Die aus der Mehrkörpersimulation ermittelten Deformationen der Kurbelwelle werden verwendet, um Einheitslasten für jeden Zeitschritt der dynamischen Simulation so zu skalieren, dass durch Superposition die für den jeweiligen Zeitschritt gültige Spannungsverteilung in der Kurbelwelle resultiert.

4. Ermittlung der Eigenspannungen

Die durch die Wärmebehandlung verursachten Eigenspannungen werden hier berechnet – siehe Feld C in Bild 2 und Spannungsbild in Bild 9. Folgende Vorbereitungsschritte sind für eine erfolgreiche Berechnung erforderlich: instationäre Berechnung der Temperaturen nach dem Schmieden, chemische Analyse des Werkstoffs und Bestimmung des Zeit-Temperatur-Umwandlungs-Diagramms (ZTU-Diagramm). Ergebnisse der Werkstoffsimulation sind Dichteverlauf, Verlauf des Wärmeausdehnungskoeffizienten während der Abkühlung und Verlauf der Spannungs-Dehnungs-Kurven für die verschiedenen Phasen: Ferrit, Perlit, Bainit und Martensit. Die Ergebnisse stellen äußerst wichtige Eingabedaten für die Berechnung der Eigenspannungen dar und sind grundlegend für die Qualität und Validität der Simulation.



Bild 9: Eigenspannungen beim induktiven Aufheizen

5. Superposition des Verlaufs aller Spannungsarten

An dieser Stelle erfolgt die Analyse des dynamischen Sicherheitsfaktors. Es fließen anisotrope Festigkeit des Materials, Eigenspannungen, Einheitsspannungen und Knotenverschiebungen in die Berechnung ein. Es wurden auch Vergleichsberechnungen durchgeführt, um die Auswirkung der verschiedenen Spannungsarten zu klären. Dazu werden die verschiedenen Berechnungsarten nach der Identifizierung der Stellen mit der schlechten Spannungsverteilung verglichen.

Die linke Grafik in Bild 10 zeigt die Berechnung mit den Daten zur isotropen Werkstofffestigkeit, die Grafik in der Mitte zeigt die Berechnung basierend auf Daten zur anisotropen Werkstofffestigkeit mit lastinduzierten Spannungen. Die rechte Grafik zeigt die Berechnung mit Daten zur anisotropen Werkstofffestigkeit, zu lastinduzierten Spannungen und zusätzlichen Eigenspannungen.

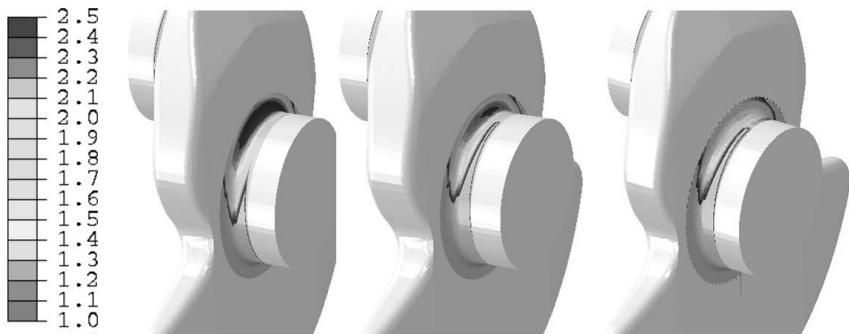


Bild 10: Vergleich von Sicherheitsfaktoren

6. Ermittlung der tatsächlichen Anisotropie und Simulation der Bauteilfestigkeit

Abschließend werden noch Parameter beschrieben, welche bei der Genauigkeit des betrachteten Prozesses den größten Vorteil bringen. Die Kenntnis über die Richtungsabhängigkeit des jeweiligen Materials ist der erste essentielle Baustein, der zweite Baustein ist die Kenntnis über die tatsächliche Festigkeit des jeweiligen Werkstoffes. Im Speziellen handelt es sich dabei um das Verhältnis von Längs- zu Querfestigkeit. Diese Daten sind nach derzeitigem Stand der Technik ausschließlich durch Dauerfestigkeitstests zu ermitteln und dementsprechend zeit- und kostenintensiv. Sollten keine Testdaten vorliegen, kann dieses Verhältnis auch angenommen werden, was für Relativvergleiche ein zulässiger Weg ist. Die Ermittlung von Absolutwerten bietet die höchste Qualitätsgüte. In der finalen Berechnung des Sicherheitsfaktors sind somit alle relevanten und beeinflussenden Parameter berücksichtigt, die den realen Prozess in der Simulation derzeit am realistischsten abbilden.

Die durchgeführten Berechnungen und Benchmarks haben gezeigt, dass unter Berücksichtigung der Eigenspannungen, der volldynamischen Belastungen, der Anisotropie und der tatsächlichen Festigkeitswerte im Material noch ausreichend Reserven vorhanden sind. Damit konnte mit den neuen Methoden gezeigt werden, welche Stellen im Bauteil das höchste Potential für Materialeinsparungen bieten, die dann mit Hilfe von bionischen Leichtbau-Methoden im Detail optimiert werden können.

7. Literaturangaben

- [1] Sinus Pro GmbH: eigene Entwicklung

The History of Dual Mass Flywheel Development

Success Factors and Hurdles

Dr. Ing. Wolfgang Reik, Roland Seebacher,
LuK GmbH & Co KG, Bühl

Zusammenfassung

Die Geschichte der Zweimassenschwungradentwicklung wird 3 Jahrzehnte später nachgezeichnet. Was waren die Randbedingungen und Auslöser für diese Entwicklung, die in rund der Hälfte aller heute hergestellten Handschaltgetriebefahrzeuge zu finden ist? Aus der Geschichte soll man lernen. Deshalb werden immer wieder Parallelen zu heutigen Entwicklungen gezogen. Bemerkenswert ist, dass sich Geschichte wiederholt. Die Hindernisse, Enttäuschungen, aber auch Erfolge finden sich in ähnlicher Form auch bei heutigen Entwicklungen wieder. Im Erfolgsfall hat eine Entwicklung viele Väter, einen Misserfolg haben alle bereits zu Beginn vorhergesagt.

Abstract

This paper portrays the development history of dual mass flywheels after a period of 3 decades. What were the boundary conditions and stimuli for this development, which can now be found in approximately half of all vehicles with manual gearshift transmissions produced today? It is important to learn from history. Parallels are therefore drawn again and again with current developments. It is significant that history repeats itself. The obstacles and disappointments but also the successes can also be found in a similar form in the case of current developments. If a development is successful, it turns out to have many fathers, while an unsuccessful development is something that everyone predicted right from the start.

Introduction

Even though it is now almost 35 years since the first idea for the DMF came about, it is still interesting to look at the conditions and circumstances that led to and were present alongside this development. The aim of such investigations is also to draw parallels with the present and to learn

from these. This is because we are now facing many developments and must ask ourselves whether these will win through or whether they will simply disappear again after a short period. It was for this reason that the idea of writing this history came up. Obviously, a witness of the time is the best idea and it is thus almost inevitable he will now be of retirement age. In writing this history, it can be revealed even at this stage that what was discovered can be summed up in a single sentence:

“Times have changed, people have not!”

The 1980s

During these years, there was great progress in particular from a scientific perspective. The first pocket calculators became established, superseding the slide rule. However, proper computers were not yet available to ordinary engineers. The first “mainframe” computers in companies were reserved by commercial personnel and finance departments. The tools that we use now were something that ordinary engineers could not even dream of.

Nevertheless, huge technical progress was made. To a large extent, the laws of physics were discovered and understood. Instead of simulations, there was a dependence on closed solutions to technical problems.

An approximate solution often contributes more to understanding than a large number of precise simulations

Simplifications, in some cases to a major degree, had to be made in order to be able to solve the equations, but the relationships could be better identified as a result.

Vibration isolation before the DMF

What was the situation by the start of the 1980s? Gearbox rattle and boom, caused by torsional vibrations in the drive train, were already an irritation by then [1]. However, there were no options for simulation and vibration systems with more than one degree of freedom could not be solved in a complete form. It was normal practice at the time to identify a suitable vibration damper by means of never-ending series of tests. In this purely

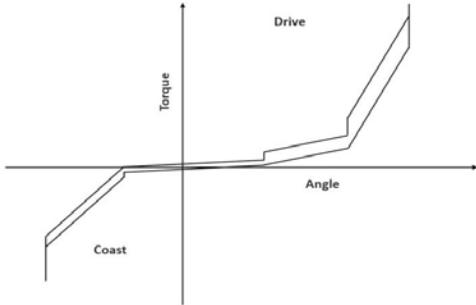


Figure 1: Complex torsion damper characteristic curve in clutch discs

empirical way, highly complex dampers (Figure 1) were thus developed that performed their function in the clutch disc. In the absence of a neat, closed theory, it was hoped that further testing would lead to even better solutions [2].

It was precisely at this time that analytical investigations of the vibration system carried out in parallel with the first vibration simulations (which were, however, at an extremely basic level from today's perspective) led to the conclusion that a physical limit had already been reached. Even when using even flatter spring characteristic curves in the torsion dampers, it is not possible to lower the resonance speed any further. Supercritical and thus vibration-isolating behaviour will therefore only occur, depending on the type of vehicle and engine, from approx. 1800 rpm [3]. Since it could already be surmised that the future would bring a further increase in the demands for vibration isolation, a search for new solutions was started. It was clear that something different would be needed, rather than simply a further refinement of the existing technology [4].

Development of the DMF

Once approximate solutions and the very first simple simulations showed that no significant improvements could be achieved using the existing damper technology, it was necessary to search for new solutions. It was quickly recognised that simply increasing the mass moment of inertia of the transmission input shaft to a significant extent, for example by means of an additional mass, would reduce the resonance frequency below the idling speed, a fundamental requirement for vibration isolation from approx. 1000 rpm (Figure 2). However, what means should be used to synchronize the transmission? It would be necessary to strengthen existing synchronization devices many times over.

This simple, obvious route therefore ruled itself out. Work was then carried out for a time on providing a means for decoupling an additional mass of this type. This mass was to be detached in some way for a short period prior to a gearshift operation. Apart from the question of how this should be achieved, a fundamental issue arose. Once the transmission input shaft has taken up a new speed corresponding to the new gear after a gearshift operation, how should the clutch be engaged again without the vehicle experiencing a jolting sensation?

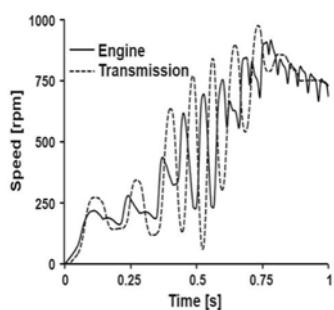


Figure 2: Resonance at startup was initially an almost insurmountable

After a number of developments all of which came to a dead end, it was clear that while this arrangement in relation to the vibration system was desirable, a different mechanical structure must be found.

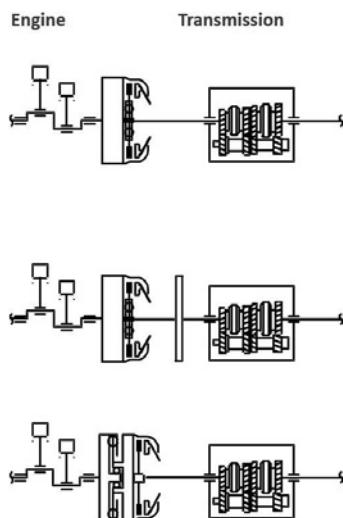


Figure 3: From the conventional drive train (top), via an additional mass on the transmission input shaft (centre) to the fundamental design of the DMF (bottom)

proved to be an almost insurmountable hurdle (Figure 3). For many of those involved at the time, it was clear why such effects were described as a "resonance disaster" [6]. Obviously, the early days of machine building saw repeated instances of such severe disasters. In any case, it was a great disappointment for the test engineers involved when prototypes of the DMF fell to pieces during startup. On the other hand, it was found that when parts actually survived startup, they gave an unprecedented level of vibration isolation which provided a corresponding boost in motivation to continue despite all the disappointments.

Later on, it was found that the resonance breakthrough could be mitigated by a whole series of measures, although it must be said that resonance was for a long time the bogeyman of every DMF developer.

It works well to introduce something really new to the market in a small quantity

During that time, simulation technology developed further, while computers became more powerful (and less expensive) and could then also be found in development departments. For the first time, a large number of simulations could then be carried out with actual engine excitation and presented in a transparent form. Even damping effects in the form of Coulomb's friction models were taken into consideration [7]. Once this possibility was exploited to a substantial degree, this gave rise to complex, multi-stage damper units that were highly similar to those of the clutch disc. Work was also carried out on the startup behaviour of engines. The higher the startup speed and the quicker the run-up from start up, the less the system could escalate to a disaster state. Following this development work, two projects could actually be developed to readiness for volume production (Figure 4). These were however relatively small quantities, which was fortunate in the light of later events.

It was not only that resonance damage still continued to occur despite the complex torsion dampers but a further problem also

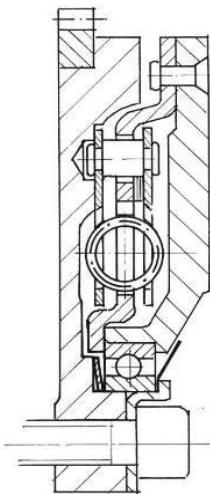


Figure 4: First DMF with torsion dampers, similar to those in clutch discs



Figure 5: Dramatic wear of compression springs and any wear. The situation in the DMF was fundamentally different. Isolation was present here over the entire speed range and the damper springs were required to compensate vibration at each engine ignition.

appeared: the compression springs and their guides showed much more wear than had at first been expected (Figure 5). This was completely incomprehensible at first, since the structure of the dampers corresponded to that of the proven clutch discs. It only came to be understood later that, in a normal clutch disc damper, no isolation at all is present in extensive speed ranges, as a result of which the damper springs perform hardly any relative motion and therefore undergo hardly

The measures taken to reduce this wear did not show the effect hoped for, since anti-wear coatings were worn through within a short space of time. It was hard to know what to do until the

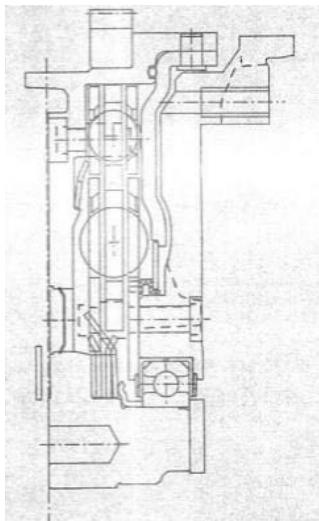


Figure 6: First DMF with grease-lubricated compression springs

idea of accommodating the springs in a grease-lubricated chamber was found (Figure 6). From today's perspective, of course,

Sometimes, it's actually necessary to do something crazy

this is a fairly obvious suggestion. In a time when the most frequent cause of clutch failures was defective sealing rings on the crankshaft or transmission shaft and the resultant oiling of the friction surfaces, it was perceived as an outrageous proposal. It caused an outcry in the ranks of clutch specialists and opposition to the idea could be felt on a broad front.

However, there was no other choice. After a

Experience can sometimes be a real hindrance

grease chamber was actually created, the wear problem was solved. Interestingly, the anxiety about escape of grease and the associated clutch failure was completely unfounded. There were still cases of slipping clutches now and then.

Often, difficulties do not occur at the place where they were predicted by specialists

However, methods of chemical-physical analysis were by then sufficiently advanced that the oiling could always be clearly attributed to the engine or transmission oil. This was a tribute to chemical analysis methods.

Further steps in optimization

The DMF had still not made the breakthrough. The space requirement was still too great, which hindered its introduction in high volume vehicles with front wheel drive. Costs were driven upwards by the structure based on cast components which had to be machined on all faces and were difficult to join together, the spring design, the large ball bearing for supporting the secondary inertia mass and many other factors. In addition, there were still some technical problems, such

as the still latent risk of resonance breakthrough at startup. Its use was hardly possible in critical (diesel) engines with only four cylinders, in which a DMF would have been particularly needed. In order to achieve the final breakthrough, a range of improvements was necessary that addressed its reliability and costs.

Some representative examples are presented here.

Although the wear problem had been solved by the introduction of grease-lubricated damper compression springs, the fact remained that the spring characteristic curves remained relatively steep and the resonance speed could not therefore be driven down as far as would have been desirable. A considerable advance was made with the introduction of arc springs (in some variants pieced together from several springs) which allowed optimum utilization of the circular design envelope available for the springs (Figure 7). This gave considerably flatter spring characteristic curves [9].

A further positive effect was found, however, that nobody had expected at first. The long arc springs gave rise to trumpet-shaped force/travel curves (Figure 8) that had the beneficial

Sometimes help comes from a quite unexpected quarter. Leave it to luck!!

characteristic of increasing the damping at larger vibration angles. Similar behaviour can also be observed, for example, in

hydraulic or so-called speed-proportional damping. While this is different in optical terms, the physical effect is precisely the same. As a result, DMFs can absorb a particularly large amount of energy if the vibration amplitudes become larger because resonance is imminent.

The resonance problem could then be treated as solved. Even in difficult cases, safe characteristic curves could now be determined [10].

For the large mass market, that generation of DMFs was still very expensive. Considerable efforts were therefore made in searching for more economical solutions. In several stages over separate periods of time, a range of improvements were introduced that led to significant cost reductions.

With the exception of the secondary mass, which acts as a friction partner, all the other masses (including any additional masses required) are made from off-tool, deep drawn sheet metal parts.

In a first stage, the ball bearing which joins the secondary inertia mass to the primary mass was reduced in size to a point where it could be fitted within the crankshaft screw mounting. Later, it was even replaced by a plain bearing (Figure 7) [11]. All these measures not only lowered the costs but also reduced the design envelope. As a result, it was possible to enter the mass market of vehicles with front wheel drive by transverse-mounted engines, which involve high requirements on the design envelope. At the same time, the rattle and boom sensitivity of the drive trains increased as a result of lightweight construction and reduced friction (efficiency). This led to broad-based penetration for ZMS applications in all drive types with gasoline or diesel engines, with four or more cylinders, as well as in rear and front wheel drive.

Since the cost of DMFs was still high, they were to be found predominantly in top and middle

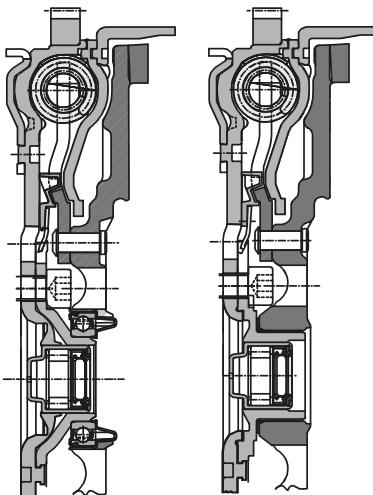


Figure 7: DMF made from substantially off-tool sheet metal parts. The left side shows a small ball bearing arranged within the crankshaft screw mounting, the right side shows an economical plain bearing

range vehicles, where higher demands for comfort are to be fulfilled and the more powerful engines create greater irregularities. However, critical smaller vehicles were increasingly equipped with DMF. Of the approximately 30 million vehicles with manual gearshift transmissions that are now produced annually worldwide, almost half now come off the assembly line equipped with DMF [12].

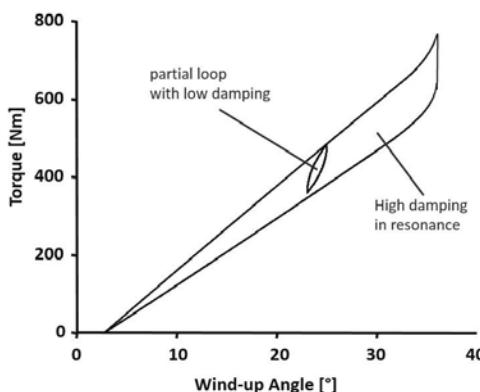


Figure 8: Typical characteristic curve of an arc spring due to friction of individual arc spring windings in the shell sleeve

Pendulum absorber

Despite this major success of DMF, one thing could be foreseen at an early stage: a day will come when the isolation offered by DMF is no longer sufficient. The theory of vibrations states clearly that, even with DMF, physical limits will be reached where the spring rates cannot be reduced to any value desired and the inertia masses cannot be increased to any value desired. For a whole range of reasons, both of these only function up to a certain level. What should therefore be done when the requirements increase again?

Fortunately, simulation technology and computer support had advanced a great deal, with the result that even complex vibration problems could be solved very quickly. Unfortunately, this only led to the recognition at the start that even the DMF will reach its limits in the near future.

However, a piece of good luck came into the game at this point: at the very beginning, in other words before the start of DMF development, when simulation technology was not yet present due

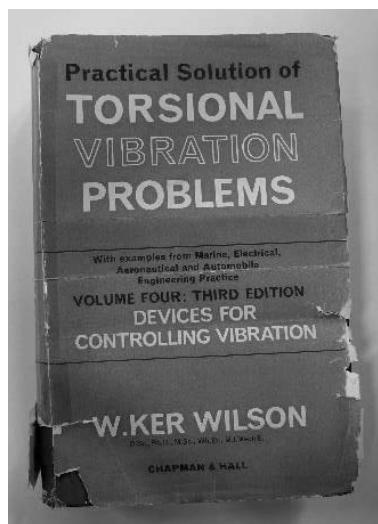


Figure 9: The famous Green Book [14] was much more theoretical than its title suggested

to a lack of affordable computers, attempts were made to search in a targeted manner in other areas of application of machine building for solutions to vibration problems [13]. To this end, a thorough search was carried out of everything that was available in the large libraries of technical colleagues in the form of books, publications and other information. Due to the analogy between mechanics and electrics, the search was also extended to electrical phenomena. Telecommunications is absolutely dependent on (desirable and undesirable) vibrations that are amplified, filtered and attenuated. During this systematic search, we stumbled upon a book (Figure 9) which contained a highly theoretical description of an effect which was discovered about 90 years ago and was previously unknown to us: ***the pendulum absorber***.

Absorbers that could cancel one particular frequency were of course already known. These could not achieve a vibration isolation effect over a wide speed range. However, we were electrified by what we saw described in theory there. An absorber

that matches its frequency to the speed, which can therefore be used to cancel not only one particular frequency but a whole order, in other words a particular multiple of the speed. For this reason, this is also described by many as a "speed-adaptive absorber".

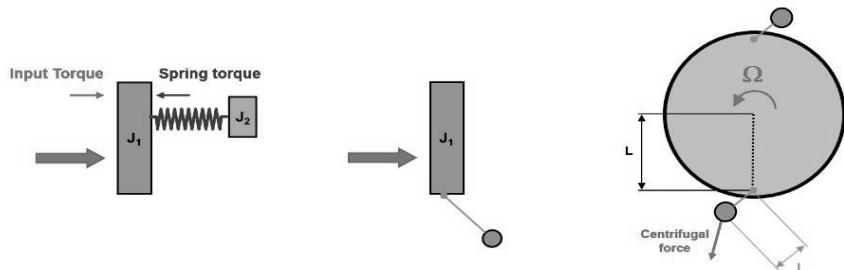
Tests had already been carried out in clutch discs with such pendulum absorbers before the invention of the

Even developments that have been abandoned can suddenly become interesting again

DMF and the physical action was demonstrated [15]. It could not be used in a volume production clutch disc, however, due to the design envelope situation and the lack of knowledge at the time concerning the pendulum absorber. This development was then rather pushed into the background in favour of the DMF.

The action can be explained in outline very quickly. In a normal thread pendulum of the type we already know from physics, the frequency is determined by gravitational acceleration and the length of the pendulum. This is how gravitational acceleration was measured

If an effect is correctly understood in the first place, it can be explained in very simple terms



$$\omega = \sqrt{\frac{k_{\text{Absorber}}}{J_{\text{Absorber}}}}$$

$$\omega = \sqrt{\frac{g}{l}}$$

$$\begin{aligned} \omega &= \sqrt{\frac{L \cdot \Omega^2}{l}} \\ &= \Omega \cdot \sqrt{\frac{L}{l}} \end{aligned}$$

Figure 10. From the spring-coupled absorber with a fixed absorber frequency (left) via a pendulum that is subject to gravitational attraction and therefore also has a fixed absorber frequency (centre) to the pendulum absorber in which gravitational attraction is replaced by centrifugal acceleration (right). The absorber frequency ω is now proportional to the speed Ω .

precisely in former times. If gravitational acceleration is replaced by centrifugal acceleration (Figure 12), this gives an absorber frequency that is proportional to the speed.

Old treasures can sometimes be very valuable

Interestingly, it was only in this one theoretical book [14], a book with "green" binding, that this effect was reported. It is also astonishing that this effect was discovered as early as the 1920s. After several attempts to use this in aircraft engines [16], interest vanished so completely that the pendulum absorber was no longer mentioned in any of the more recent standard works.

We were absolutely electrified by this physically elegant effect and then spent more than 20 years dreaming of finding a suitable application. Time and again, we sat together and wondered whether it might still be possible to make something of it. A series of diploma papers [13, 15] were also written on this subject. However, the time was not yet ripe. Nevertheless, this "Green Book" remained ever present in our thoughts and our visions.

One day, however, the demand took hold for even better vibration isolation, principally because the demand for reduced CO₂ emissions made it necessary for engines to run at even lower speeds. It then paid dividends that this subject had been taken up again and again over two decades and that a sound level of knowledge had in the meantime become available. As a result, prototypes (Figure 11) could be built relatively quickly that actually showed the predicted isolation [17].

Even then, there was no enthusiasm either within the company or among our customer base. However, the pressure very quickly became so great that even the greatest sceptics were prepared to try out such a pendulum absorber. In most cases, this proved convincing at the first attempt.

Attempts are now being made to use the speed-adaptive absorber beneficially even in clutch discs and it can be appropriate to attach it to the flywheel in commercial vehicle engines [19].

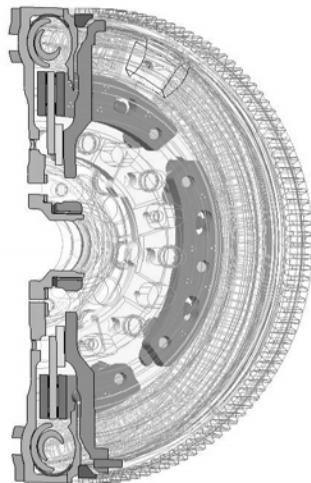


Figure 11: DMF with pendulum absorber

The pendulum absorber technology has now also been developed further. Among many other measures, the trajectories of the pendulum have been modified such that larger swivel angles can be accommodated, the matching parameters have been optimized and the "dropping" tendency of the pendulum when stopping has been improved. The current designs therefore have little left in common with the first tentative steps.

The performance capability of the pendulum masses has been considerably increased. Even relatively small pendulums can contribute to quite considerable improvements in vibration behaviour. This is a further example of how technologies can advance if enough developers work on them in the first place [20].

A fully developed technology rarely looks the same as when it originally started. So why is life made difficult for developers right at the start as a result of business management calculations?

Literature

- [1] Reik, W.: Torsionsschwingungen und Getriebegeräusche, 03. LuK Kolloquium, 1986
- [2] Hafner, K. E., Maas, H.: Theorie der Triebwerksschwingungen der Verbrennungskraftmaschine, Springer-Verlag, 1996
- [3] Seebacher, R.: Triebstrangabstimmung mit Simulationsunterstützung, VDI-Schwingungstagung, Veitshöchheim, 1996
- [4] Jürgens, G., Fischer, R.: Vergleich verschiedener Systeme zur Verringerung von Triebstrangschwingungen, VDI Bericht 697, S.223 ff, 1988
- [5] Sebulke, A.: The Two-Mass Flywheel - A Torsional Vibration Damper for the Power Train of Passenger Cars - State of the Art and Future Technical Development, SAE Technical Paper Series (870394), S. 1 / 10, 1987
- [6] Holzweißig, F., Dresig, H.: Lehrbuch der Maschinendynamik, Springer Verlag, 1979
- [7] Laschet, A.: Simulation von Antriebssystemen, Springer Verlag, 1988
- [8] Förster, A., Kreutz, P.: Treibt sich dieser Innovationskiller auch bei Ihnen rum?, Backstagereport, 2016
- [9] Schnurr, M.: Entwicklungen zum Superweitwinkel-ZMS, LuK-Kolloquium, 1990
- [10] Albers, A.: Das Zweimassenschwungrad der dritten Generation - Optimierung der Komforteigenschaften von PKW-Antriebssträngen, Antriebstechnisches Kolloquium, Verlag TÜV-Rheinland, 1001, 1991
- [11] Albers, A.: Fortschritte beim ZMS - Geräuschkomfort für moderne Fahrzeuge, LuK-Kolloquium, 1994

- [12] Köpf, P.: Getriebetechnik für Fahrzeuge – quo vadis?, ZF Friedrichshafen AG, MTZ-Konferenz Motor Stuttgart, 2006
- [13] Horsch, T.: Untersuchungen und Berechnungen zu einem Fliehkraftpendel in einer PKW-Kupplung, Fachhochschule Offenburg, Diplomarbeit, 1982
- [14] Wilson, W.: Practical Solution of Torsional Vibration Problems, Volume 4, Chapman & Hall, 1975
- [15] Ganghoff, P.: Untersuchung des Fliehkraftpendels als Schwingungstilger am Beispiel eines Fahrzeugantriebsstranges, Karlsruhe, Studienarbeit, 1985
- [16] Kraemer, O.: Schwingungstilgung durch das Taylor-Pendel, VDI-Zeitschrift, Band 82, Nr.45, 1938
- [17] Kroll, J., Kooy, A., Seebacher, R.: Torsionsschwingungsdämpfung für zukünftige Motoren, LuK-Kolloquium, 2010
- [18] Sasse, Ch.: New hydrodynamic torque converters for improved NVH-behavior and reduced fuel consumption, ZF Friedrichshafen AG, Schweinfurt, 2015
- [19] Kooy, A.: Die Evolution des Fliehkraftpendels nicht nur für ZMS, LuK-Kolloquium, 2014
- [20] Rost, J., Termenon, N.: Transmission filtering devices for new efficient powertrains – Torsional vibration filtering as enablers for performance and CO₂ efficiency, VALEO Transmissions, 2015
- [21] Ratte, A.: Erweiterung eines 8-Gang Automatikgetriebes zum Vollhybridgetriebe - Anforderungen und technische Lösungen, ZF Friedrichshafen AG, Schweinfurt, 2012
- [22] Dilzer, M., Reitz, D., Ruder, W., Wagner, U.: Weiterentwicklung des Hybridmoduls von Schaeffler, LuK-Kolloquium, 2014

Schwingungsbeeinflussung durch Parametererregung

Stand der Technik, Einsatzmöglichkeiten und Entwicklungstrends

Ao. Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr. **Horst Ecker**,
Technische Universität Wien, Wien, Österreich

Kurzfassung

Einleitend werden die vier verschiedenen Schwingungstypen, freie Schwingungen, erzwungene Schwingungen, selbsterregte Schwingungen und parametererregte Schwingungen vorgestellt und charakterisiert. Dann wird speziell auf die Eigenschaften und typischen Merkmale von Systemen mit Parametererregung (PE) eingegangen. Insbesondere die sogenannten Parameterresonanzen, welche eigentlich schmalbandige Instabilitäten sind, werden für Ein-Freiheitsgrad-Systeme diskutiert und eine einfache Vorausberechnung erläutert. Anschließend werden die Ergebnisse auf MFG-Systeme erweitert. Davon ausgehend wird der „Tondl-Effekt“ beschrieben, welcher die Stabilisierung eines ansonsten instabilen dynamischen Systems erlaubt. Der Artikel endet mit einer exemplarischen Übersicht zum erfolgreichen Einsatz der Parametererregung. Vorgestellt werden sowohl Anwendungen bei denen die Amplitudenverstärkung bei einer Parameterresonanz ausgenützt wird, wie auch Anwendungen, welche Schwingungen durch eine Stabilisierung des instabilen Systems unterdrücken.

Abstract

In the introductory part, four different kinds of vibrations are presented and characterized. These are free vibrations, forced vibrations, self-excited vibrations and parametrically excited vibrations. Next, features and typical properties of systems with parametric excitation are discussed. In particular, parametric resonances, which are in fact narrow-banded instabilities, are discussed for single-degree-of-freedom-(sdof)-systems. A rather simple method to calculate the center-frequency of the parametric resonance is shown.

Then, the results are extended for mdof-systems. Based on a 2dof-system, the so-called Tondl-phenomenon is explained. It allows to stabilize an otherwise unstable dynamical system, just by open-loop control. The article ends with a brief overview on successful applications of parametric excitation. Both ideas are presented, parametric excitation as a means to amplify vibrations deliberately, as well as PE to suppress self-excited vibrations.

1. Einleitung und Begriffsdefinitionen

Im Fokus dieses Beitrages stehen mechanische und mechatronische Systeme und Strukturen. Mit der Bezeichnung „Schwingungen“ sind deshalb insbesondere mechanische Schwingungen von Bauteilen und Komponenten gemeint, welche durch Schwingweg, Schwinggeschwindigkeit und –beschleunigung angegeben werden. In mechatronischen (wie auch in hydraulischen und pneumatischen) Systemen gilt dies natürlich für die jeweiligen spezifischen Systemgrößen.

Für die nachfolgende Diskussion parametererregter Schwingungen ist es hilfreich, eine zweckmäßige Einteilung von Schwingungen voranzustellen. Dadurch soll die Einordnung der Schwingungsphänomene, welche an solchen Systemen beobachtet werden, im Kontext mit anderen, geläufigeren Schwingungsphänomenen verdeutlicht werden:

- Freie Schwingungen
- Erzwungene Schwingungen
- Selbsterregte Schwingungen
- Parametererregte Schwingungen

Freie Schwingungen werden durch kurzzeitige Einwirkungen (z.B. stoßhafte Belastungen, sprunghafte Systemänderungen) bewirkt. Ein (lineares) System schwingt ohne fortgesetzte äußere Einwirkungen, im gedämpften Fall exponentiell abklingend, in einer oder mehrerer seiner Eigenschwingungsformen mit den entsprechenden Eigenfrequenzen. Die Eigenfrequenzen und –schwingungsformen (Moden) leiten sich direkt aus den Systemparametern ab und sind daher „Eigenschaften“ des Systems. Charakteristisch für Schwingungsmoden ist, dass Punkte der Struktur mit der jeweiligen Eigenfrequenz schwingen, außer an sogenannten Schwingungsknoten. Dort ist das System in Ruhe. Eine Schwingungsbeeinflussung der freien Schwingungen gelingt praktisch nur durch entsprechende Abstimmung der Systemparameter (Massen und Steifigkeiten). Dadurch können Eigenfrequenzen verschoben und auch (in Grenzen) Schwingungsknoten beeinflusst werden.

Erzwungene Schwingungen bezeichnen die transiente Phase, aber insbesondere den stationären eingeschwungenen Zustand des Systems unter der Einwirkung einer periodischen äußeren Erregung (z.B. durch Unwchterregung oder Bodenschwingungen). Die Schwingung ist als Systemantwort auf die Erregung zu verstehen und erfolgt mit der oder den Frequenzen der Erregung. Die maximalen Amplituden resultieren im Prinzip aus der Größe der Erregung und der schwingungsmindernden Dämpfung. Die sich einstellende Schwingungs-

form wird als Betriebsschwingungsform bezeichnet und kann als eine unterschiedlich gewichtete Kombination der Eigenmoden interpretiert werden. Ruhende Punkte an der Struktur können mit Hilfe von Schwingungstilgern gezielt durch eine entsprechende Auslegung herbeigeführt werden.

Selbsterregte Schwingungen werden an schwingungsfähigen Systemen beobachtet, denen laufend Energie zugeführt wird, welche sich als Bewegungsenergie bemerkbar macht. Die Energiezufuhr (z.B. Windenergie) erfolgt in Wechselwirkung mit einer Schwingung des Systems in einer der Eigenschwingungsformen und ist daher zeitlich periodisch. Ein bekannter, rein mechanischer Selbsterregungsmechanismus ist der Antrieb einer Uhr über eine mechanische Unruhe und Energiespeicherung durch eine Feder oder Gewichte. Häufig kann ein Selbsterregungsmechanismus auch als „Dämpfung“, aber mit umgekehrtem Vorzeichen, verstanden werden. Während eine richtige Dämpfung einem schwingenden System periodisch Energie entzieht, z.B. durch Wärmeabfuhr, kehrt ein Selbsterregungsmechanismus den Energiefluss um und führt dem System Energie zu. Insbesondere für selbsterregte Strömungsanregung eignet sich diese Modellvorstellung sehr gut.

Aus mathematischer Sicht ist das lineare System dynamisch instabil, ein Eigenwert besitzt einen positiven Realteil. Die Amplituden einer selbsterregten Schwingung klingen daher theoretisch unbegrenzt auf, auch wenn das System gedämpft ist. Schwingungsamplituden erfahren nur durch nichtlineare Eigenschaften (von Dämpfung oder Steifigkeit) eine Begrenzung. Das System erreicht dann einen sogenannten Grenzyklus mit meist großen aber noch nicht desaströsen Ausschlägen.

Prinzipiell ist man fast immer bestrebt, diesen instabilen Zustand zu vermeiden, indem entweder die Systemdämpfung erhöht oder der Selbsterregungsmechanismus unterbunden wird. Je nach Anwendungsgebiet kann dies jedoch schwierig sein (z.B. Beeinflussung von Windströmungen), teuer sein (z.B. Gleitlagereigenschaften ändern) oder beides.

Parametererregte Schwingungen ist die Bezeichnung für Schwingungen in (linearen) zeitvarianten Systemen, bei welchen durch eine zeitlich periodische Änderung einer Systemkenngröße ein Schwingungszustand hervorgerufen wird. In einem mechanischen System sind damit Steifigkeits-, Dämpfungs- oder Massenparameter gemeint. In einem elektrischen System können dies der Widerstand, die Induktivität oder die Kapazität eines Bauelementes sein, und im Falle eines hydraulischen oder eines pneumatischen Systems eben die entsprechenden Parameter. Wesentlich ist alleine, dass der zeitlich veränderliche Parameter in den Systemgleichungen mit einer Zustandsgröße verknüpft wird und daher auf der linken

Seite der Bewegungsgleichung auftritt. Damit ist auch klar, dass z.B. die periodische Krafterregung einer Unwucht, welche als Störterm auf der rechten Seite der Gleichung anzuschreiben ist, keine Parametererregung darstellt. Im folgenden Abschnitt wird dies noch weiter verdeutlicht.

2. Eigenschaften und Merkmale parametererregter Systeme

Die wohl bekannteste mathematische Beschreibung eines Systems mit Parametererregung ist die Mathieusche Differentialgleichung. In einer etwas anderen als der üblichen Normalform angeschrieben, aber dafür unmittelbar als Bewegungsgleichung für einen 1FG-Schwinger erkennbar, lautet sie

$$m \ddot{x} + k(1 + p \sin(\Omega t))x(t) = 0. \quad (1)$$

Es ist dies eine lineare, homogene, gewöhnliche DGL zweiter Ordnung mit einem zeitperiodischen Koeffizienten. Sie beschreibt einen ungedämpften Ein-Massen-Schwinger mit der Masse m , dessen Steifigkeit k periodisch mit der Amplitude $k*p$ und der Frequenz Ω moduliert wird. Dadurch wird aus dem linearen zeitinvarianten (LTI)-System ein zeitperiodisches (LTP)-System. Für $p=0$ verschwindet die Parametererregung und das System hat eine Eigenkreisfrequenz bei $\omega^2 = k/m$. Für $p \neq 0$ ändert sich jedoch das Verhalten des Systems gravierend. Es treten sogenannte Parameterresonanzen ω_{PR} auf und zwar bei

$$\omega_{PR} = \frac{2\omega}{k} \quad k = 1 \dots n \quad (2)$$

Die Bezeichnung Parameter-„Resonanz“ ist zwar sehr gebräuchlich (und wird auch hier verwendet), aber sachlich nicht ganz zutreffend. Tatsächlich handelt es sich bei diesen Frequenzen um die Mittelwerte schmaler Bereiche von Systeminstabilitäten! Die Breite hängt von der Amplitude $k*p$ der Parametererregung ab und verschwindet daher für $p=0$. Mit zunehmender Ordnung k nimmt die Breite ab, sodass Ordnungen $k > 3$ praktisch keine Bedeutung haben. Hinzu kommt noch, dass bei vorhandener geschwindigkeitsproportionaler Dämpfung $d * \dot{x}$ die Instabilität erst ab einer Minimalamplitude $k*p > k*p_{grenz}(d)$ auftritt und darunter gar nicht vorhanden ist.

Der zeit-periodische Parameter p hat zur Konsequenz, dass die bekannte Lösungsmethode des harmonischen Ansatzes nicht mehr angewendet werden kann. Während die Mittelfrequenzen der instabilen Bereiche noch sehr einfach aber näherungsweise nach der angegebenen Formel bestimmt werden können, ist die Berechnung der Intervallgrenzen der In-

stabilität relativ aufwendig. Seit langem werden analytische, semi-analytische und numerische Methoden verwendet. Unter den analytischen Methoden hat sich nach Ansicht des Autors die Methode des „Averaging“ bewährt, aber andere Autoren erzielen auch mit der bekannten Methode der „Harmonischen Balance“ gute Ergebnisse. Bei den numerischen Verfahren bedient man sich gerne des Satzes von Floquet, ermittelt in der Regel numerisch die Fundamentalmatrix des Systems erster Ordnung und bestimmt ebenfalls numerisch deren Eigenwerte. Diese geben Aufschluss über die Stabilität bzw. Instabilität des Systems. Eine andere Methode basiert auf den Eigenschaften Hillscher Determinanten, weil die Mathieu-sche DGL ein Spezialfall der Hillschen DGL ist.

In der Praxis treten natürlich häufig Mehrfreiheitsgrad-Systeme auf, und es müssen oft auch nichtlineare Eigenschaften des Systems berücksichtigt werden. Dies umso mehr als die Schwingungsamplituden im instabilen Bereich einer Parameterresonanz nur durch nichtlineare Effekte beschränkt werden. In solch allgemeinen Fällen ist es dann oft ratsam, den Systemzustand durch Simulation (numerische Integration der Bewegungsgleichungen) zu finden. Dies kann zwar sehr rechenzeitaufwändig sein, liefert aber jedenfalls zufriedenstellende Ergebnisse, weil keine vereinfachenden Maßnahmen erforderlich sind.

Parameterresonanzen der beschriebenen Art sind meistens unerwünscht, weil damit erhöhte Schwingungsamplituden einhergehen. Gut bekannt sind Parameterresonanzen z.B. in der Rotordynamik, wo eine unrunde Welle zu einer periodischen Änderung der Biegesteifigkeit bezüglich einer Bezugsebene führt. Dies hat zur Folge, dass, je nachdem wie unterschiedlich die Biegesteifigkeit der Welle in zwei zueinander senkrecht stehenden Ebenen ist, im Stillstand zwei mehr oder weniger unterschiedliche Biegeeigenfrequenzen existieren. Im Betrieb ergibt dies wegen der dann vorhandenen Parametererregung bei stationärer Drehzahl einen instabilen Drehzahlbereich zwischen den beiden verschiedenen Eigenfrequenzen des stehenden Rotors.

Aber auch Zahnradgetriebe sind parametererregte Systeme und können durch Parameterresonanzen starke Torsionsschwingungen aufweisen. Die Parametererregung hat ihren Ursprung einerseits in der sich ändernden Zahnbiegesteifigkeit durch die Verschiebung des Eingriffspunktes entlang der Zahnräder aber umso mehr in dem Umstand, dass periodisch ein Zahneingriff mehr oder weniger aktiv ist und dadurch periodische Steifigkeitssprünge entstehen. An dieser Stelle ist auch anzumerken, dass die variable Steifigkeit in den beiden erwähnten Beispielen eigentlich eine winkelabhängige Funktion ist. Somit liegt streng ge-

nommen ein nichtlineares Problem vor, bei dem die Steifigkeitsfunktion eine Abhängigkeit von einer Zustandsgröße aufweist. Geht man jedoch näherungsweise von einer konstanten Wellen- oder Getriebedrehzahl aus, dann kann die Winkelabhängigkeit auch als eine Zeitabhängigkeit dargestellt werden und das Problem lässt sich als lineares aber parametererregtes System formulieren. Der Vorteil dieser Vorgangsweise besteht in erster Linie darin, dass für LTP-Systeme relativ gut entwickelte analytische und numerische Methoden existieren, während die Behandlung allgemeiner nichtlinearer Systeme mittels mathematischer Methoden zwar möglich ist, aber noch weitere Schwierigkeiten macht.

3. Parameter-Antiresonanzen – Der „Tondl-Effekt“

Im Falle eines EFG-Systems, wie in Glg.(1) angegeben, mit nur einer Eigenfrequenz für das zugrunde liegende System ohne PE, ist die Anzahl der möglichen Parameterresonanzen zwar theoretisch auch unendlich, aber praktisch auf 2 bis 3 beschränkt und daher überschaubar. Bei MFG-Systemen sind jedoch für jede Eigenkreisfrequenz ω_i Resonanzfrequenzen nach Glg. (2) möglich. Und darüber hinaus existieren noch zusätzlich sogenannte Kombinations-Parameterresonanzen, welche sich aus der Summe oder der Differenz von zwei Eigenkreisfrequenzen ω_{ij} ergeben:

$$\omega_{PE} = \frac{|\omega_i \pm \omega_j|}{k} \quad k = 1 \dots n \quad (3)$$

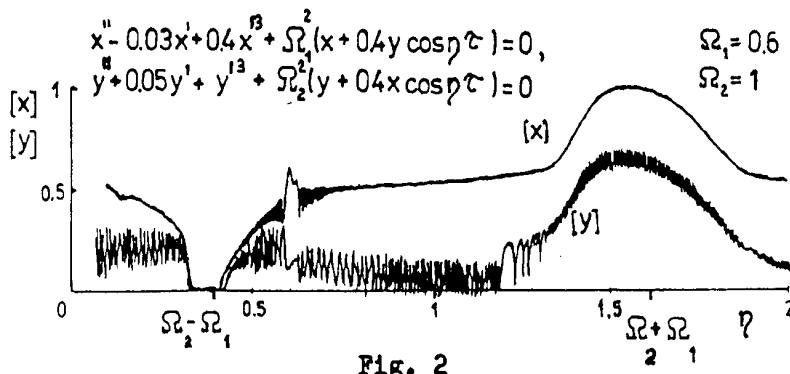


Bild 1: Originalgrafik aus der Arbeit [1] von Tondl. Simulation mittels Analogcomputer.
Vollständige Systemstabilisierung bei der PE-Antiresonanz $\Omega_2 \cdot \Omega_1$.

Es war zwar schon früher bekannt, dass nicht alle dieser sogenannten PE-Resonanzen auch tatsächlich „resonant“ sind, also tatsächlich ein, wenn auch nur schmales, Instabilitätsintervall verursachen. Es ist aber das Verdienst von A. Tondl, der als Erster erkannte, dass die Kombinations-PE-Frequenzen vom Differenztyp besondere Eigenschaften aufweisen. In seiner ersten Publikation [1] zu dem später nach ihm benannten „Tondl-Effekt“ wird gezeigt, dass ein 2FG-System, welches durch einen Selbsterregungsmechanismus instabil ist und durch Nichtlinearitäten einen Grenzzyklus mit relativ großen Ausschlägen durchläuft, mittels geeigneter Parametererregung stabilisiert werden kann. Die Abbildung 1 zeigt die stationären Amplituden des instabilen, nichtlinearen 2FG-Systems als Funktion der PE-Frequenz. Im Bereich $\Omega = \omega_2 - \omega_1$ verschwinden jedoch die Amplituden sowohl für x als auch für y . Dieses Phänomen ist nicht durch Schwingungstillgung oder einen anderen bekannten Effekt wie in Kapitel 1 erwähnt zu erklären, sondern entsteht durch sogenannte Parameter-Antiresonanzen, welche eine stabilisierende Wirkung entfalten können.

In der Folge wurde der Tondl-Effekt von A. Tondl selbst, vom Autor dieses Beitrages und von einer Reihe anderer Forscher untersucht. In theoretischen Studien wurde der Effekt mit analytischen und mit numerischen Methoden anhand einer Reihe von verschiedenen MFG-Systemen analysiert, siehe z.B. [2] und [3].

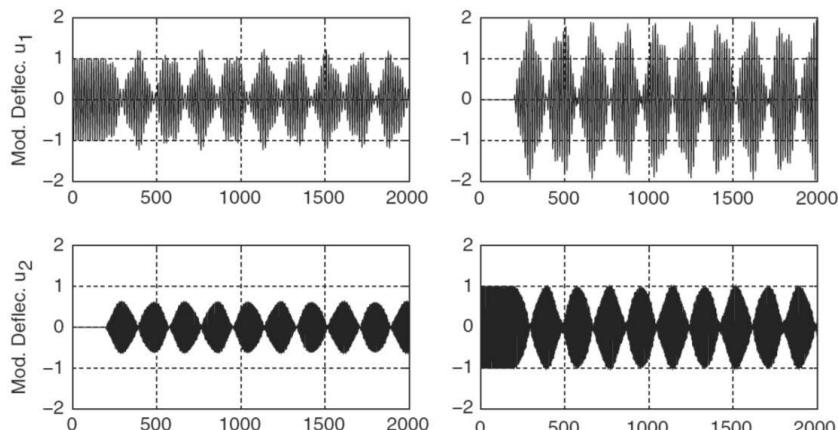


Bild 2: Zeitreihen der modalen Auslenkungen an einem MFG-System ohne (!) Dämpfung, siehe [4]. Links – Anfangsauslenkung ist Mode 1. Rechts – Anfangsauslenkung ist Mode 2.

Aus der Fülle der inzwischen entstandenen Publikationen ist die Arbeit [4] hervorzuheben, welche zeigt, dass der Tondl-Effekt im wesentlichen darauf beruht, dass eine Parametererregung mit einer Anti-Resonanz-Frequenz einen Energietransfer von einem Schwingungsmodus in einen anderen bewirken kann. Ein stabilisierender Effekt durch PE tritt dann ein, wenn der Energietransfer von einem instabilen Modus in einen gut gedämpften stabilen Modus erfolgt. Kann mehr Energie auf diese Weise von dem instabilen Modus abgezogen werden als durch Selbsterregung zugeführt wird, dann kann das System in einen stabilen Zustand übergeführt werden. Die Abbildung 2 zeigt Zeitverläufe aus [4], welche erkennen lässt, dass dieser Energietransfer nicht unidirektional ist, sondern in beide Richtungen funktioniert und es daher je nach Dämpfung eine Weile (bzw. einige Zyklen) dauern kann, bis die Systemenergie in ausreichendem Maße abgenommen hat. Nicht nur in theoretischen Studien sondern auch mit verschiedenen Experimentalaufbauten konnte der Tondl-Effekt nachgewiesen werden. Die besondere Herausforderung bei einem Experiment dieser Art ist die Realisierung der Parametererregung. Hierbei hat sich ein elektromechanischer Aktor bewährt.

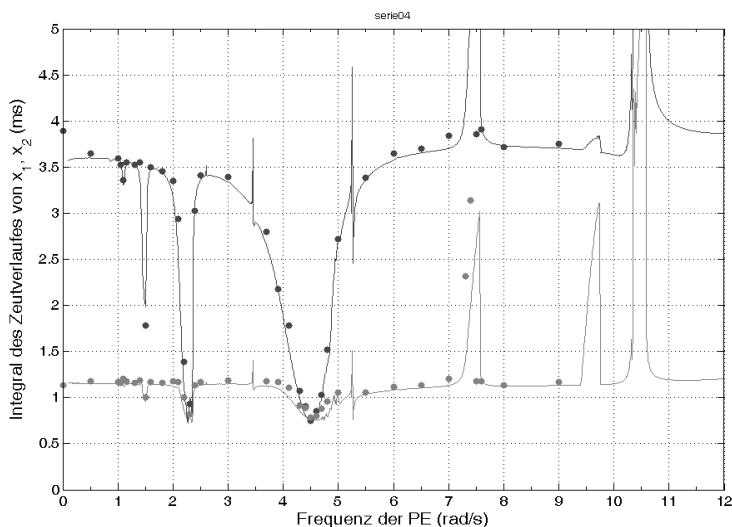


Bild 3: Messergebnisse an einem 2-Massen-Pendelprüfstand mit elektromagnetischer -Parametererregung. Punkte zeigen Messergebnisse, die durchgezogene Linie ist das Simulationsergebnis. Einbrüche nach unten kennzeichnen Antiresonanzen, Spitzen nach oben sind Parameterresonanzen.

Eine bestromte Spule erzeugt ein Magnetfeld und die abstoßenden Kräfte zwischen einem Spulenpol und dem gleichen Pol am Permanent-magneten können über den Spulenstrom moduliert werden. Damit ist eine zeitperiodische Steifigkeitsvariation relativ einfach darstellbar. In Abbildung 3 ist ein Amplitudendiagramm einer Messserie an einem 2FG-Pendelprüfstand zu sehen, siehe auch [5]. Beachtenswert ist dabei, dass auch höhere Ordnungen der PE-Antiresonanz auch im Experiment gezeigt werden konnten.

4. Technische Nutzung der Parametererregung

Parameterresonanzen sind nicht a priori unerwünscht oder gar gefährlich. Es gibt einige Anwendungen, in denen es durchaus von Vorteil ist, ein dynamisches System bei einer Parameterresonanzfrequenz zu betreiben. So ist es zum Beispiel bei MEMS-Filtern gewollt, dass diese Filter möglichst rasch einschwingen. Da nun die Amplituden bei einem klassischen Schwingkreis in einer Resonanz „nur“ linear mit der Zeit anwachsen, kann das exponentielle Aufklingen von Schwingungen bei einer Instabilität durchaus als Vorteil bezeichnet werden. Dabei ist die geringe Breite der instabilen Zone ein weiterer Vorteil, weil sich dadurch sehr selektive, schmalbandige Filter realisieren lassen. Tatsächlich sind Filter auf Basis von PE-Resonanzen schon seit einiger Zeit in Entwicklung [6].

Erst vor geraumer Zeit wurde ein innovativer Vorschlag veröffentlicht, der darauf abzielt, höhere Schwingungsmoden zu wuchten, ohne den Rotor tatsächlich bei dieser hohen Resonanzdrehzahl zu betreiben [7]. Auch hier wird die selektive Amplitudenverstärkung mittels PE benutzt und ein höherer Schwingungsmodus bei niedriger und gefahrloser Drehzahl angeregt.

Auch über andere, exotische Anwendungen von PE wird in der Literatur berichtet, so zum Beispiel von einem Energiegewinnungssystem aus der Wellenbewegung von Meerwasser, oder von Gehmaschinen welche durch PE hinsichtlich der Antriebsleistung minimiert werden könnten.

Wie schon im vorigen Kapitel gezeigt, kann aber PE auch zur Stabilisierung von instabilen Systemen benutzt werden. Dies gelingt schon in dem bekannten Experiment, bei dem das invertierte Pendel in seiner senkrechten Stellung durch eine vertikale harmonische Fußpunktterregung stabilisiert wird. Während der Nutzen hier eher im Lerneffekt zu sehen ist, ist eine nahezu identische Systemgleichung auch für ein optoelektronisches System gültig und findet dort Anwendung.

Während beim invertierten Pendel eine statische Instabilität durch PE aufgehoben wird, kann mit dem Tondl-Effekt ein dynamisch instabiles System stabilisiert werden. In etlichen theoretischen Arbeiten und auch im Experiment wurden Machbarkeitsstudien durchgeführt und gezeigt, dass diese Idee insbesondere für rotordynamische Systeme von großem Interesse sein könnte. Gerade bei RotorSystemen mit aktiven oder semi-aktiven Lagern ist der notwendige Aktor zur periodischen Parametervariation schon vorhanden und lässt sich eine PE mit verhältnismäßig geringem zusätzlichen Aufwand realisieren. Da es egal ist, woher die Instabilität kommt, könnte man eine Lagerinstabilität genauso bekämpfen wie eine Instabilität, welche von Labyrinthdichtungen ausgeht.

Abschließend sei noch auf die aktuelle Forschungstätigkeit an der JKU Linz hingewiesen, wo sich T.Pumhössel mit einer verallgemeinerten Parametererregung beschäftigt, bei der sprunghafte oder impulsartige Steifigkeitsänderungen durchgeführt werden, und dadurch eine größere Flexibilität bei der Schwingungsbeeinflussung erzielt werden kann.

Literatur

- [1] A. Tondl: To the problem of quenching self-excited vibrations. Acta Technica CSAV 43, 1998.
- [2] H. Ecker: "Suppression of Self-Excited Vibrations in Mechanical Systems by Parametric Stiffness Excitation"; Technische Universität Wien/Fakultät Maschinenbau, 2003.
- [3] F. Dohnal: Damping of mechanical vibrations by parametric excitation. Dissertation, Technische Universität Wien/Fakultät Maschinenbau, 2005.
- [4] H.Ecker, T.Pumhössel: Vibration suppression and energy transfer by parametric excitation in drive systems. JMES 226(8), IMechE 2012
- [5] A.Fichtinger, H. Ecker: Numerical and experimental comparison of the energy transfer in a parametrically excited system. Proc. MoVIC/RASD 2016
- [6] J.F.Rhoads,S.W.Shaw, K.L.Turner, B.Baskaran: Tunable Micromechanical Filters that Exploit Parametric Resonance. J of Vib. and Acc. 127(5), 2005.
- [7] S.Tresser, A. Dolev, I. Bucher: Dynamic balancing of super-critical rotating structures using slow-speed data via parametric excitation. In print JSV, 2017.

Modeling of Contact Interfaces in Built-up Structures by Zero-thickness Elements

Professor **Lothar Gaul**, Dr. **Michael Mayer**, University of Stuttgart,
Institute of Applied and Experimental Mechanics, Germany

Abstract

This paper introduces an improved approach to model contact interfaces of fixed joints in finite element analysis (FEA) with regard to prediction of the vibration behaviour of built-up structures. The approach consists of two parts: (1) The development of a suitable, new contact model which considers the most important physical effects of wave propagation over the contact interface and (2) the implementation of the contact model in commercial finite element software. The new model is based on the contact models of Hertz and Mindlin for the contact of a single spherical asperity with an elastic plane. The Hertzian microscopic model for normal contact is then generalized with a statistical approach for rough surfaces introduced by Greenwood to a macroscopic normal contact model for engineering surfaces. To model the macroscopic tangential contact, a new model based on Mindlins approach is introduced which accounts accurately for microslip effects and considers the dependence of tangential contact behaviour on the normal pressure. For implementing the contact model in FEA, a special isoparametric contact element, the so-called zero thickness element, is programmed. The use of this element compared with existing contact algorithms has some major advantages with regard to the application of modelling the contact in fixed joints considered in this paper. The introduced approach is verified by simulating the vibration behaviour of a built-up structure and proving the prediction quality by comparing simulation results with experimental data.

Nomenclature

{·}; [·]	Column vector; row vector or matrix with capital letters
$\delta(\cdot)$	Virtual quantity

$\Delta(\cdot)$	Change of variable (\cdot) in the time interval $[t, t + \Delta t]$
$(\hat{\cdot})$	Amplitude of a time-harmonic variable (\cdot)
$A_R; A_0$	True area of contact; Apparent area of contact
$[C]$	Constitutive contact matrix
E^*	Average Young's modulus in the Hertzian contact model
$F_N; F_T$	Normal and tangential contact forces
$\{g\}; g_{Tx}, g_{Ty}, g_N$	Relative displacement vector and components in contact tangential and normal directions
$[H]; h_i$	Matrix of shape functions; shape functions
$[K]$	Contact stiffness matrix
$k_N; k_T$	Contact stiffnesses in normal and tangential directions
N	Total number of peaks in the contact area
n	Exponent in the tangential contact model
p_N	Contact pressure, $p_N = -t_N$
$r; r_A$	Radius; Radius of a circular contact region in the Hertzian contact model
$\{t\}; t_{Tx}, t_{Ty}, t_N$	Vector of contact tractions and components in tangential and normal directions
$\{u\}; u, v, w$	Displacement vector and displacement components in x , y , and z directions
$\delta W_C; \delta W_I$	Virtual work of contact tractions; Virtual internal work
W_D	Dissipated energy per cycle
x, y, z	Local coordinate system
z	Height coordinate of a rough surface
a_N	Approach of two facing points in contact normal direction
μ	Friction coefficient (for simplification $\mu = \mu_{\text{stiction}} = \mu_{\text{sliding}}$)
$\varphi(z); \Phi(z)$	Height distribution and cumulative height distribution of a rough surface
σ	Standard deviation of the height profile of a rough surface
ξ, η, ζ	Natural coordinate system

1. Introduction

For lightly damped, linear members of a structure, very good estimates of eigenfrequencies, modal damping values, and corresponding mode shapes can be achieved by Experimental Modal Analysis (EMA). Furthermore, by model updating of finite element models of members, very good predictions of the vibration behaviour up to high frequencies are possible [4].

If we now assemble single members into a built-up structure, prediction of the structural vibration behaviour can be quite involved, even though the behaviour of all single members is well-known [5]. This is due to the fact that the mechanical contact at joint interfaces is usually not modelled sufficiently. Effects like uneven contact pressure distributions over the contact area, microslip damping and gaping of contact regions remain unconsidered but these effects can have a major influence on the structural vibration behaviour.

To account for these effects, this paper shows that the roughness of contacting surfaces (figure 1) has to be considered at least integrally to predict the vibration behaviour of built-up structures meaning resonance frequencies, mode shapes and modal damping values.

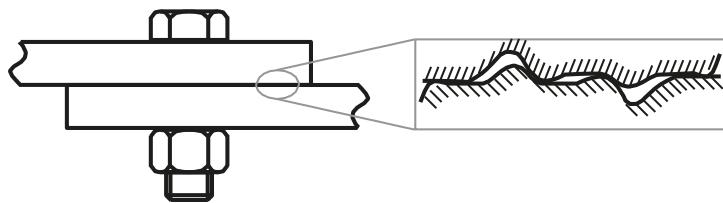


Figure 1: Although the contact area seems to be conforming on a macroscopic scale, the true contact consists of a multitude of non-conforming asperity contacts on a microscopic scale.

2. Contact mechanics

2.1 Normal contact of rough surfaces

For describing the normal contact of two rough surfaces, the contact model of Greenwood and Williamson is employed. This model is based on the Hertzian normal contact model for two elastic spheres [10] which is used to model the contact of single asperities. The Hertzian model leads to a circular contact region with radius r_A and a radial normal pressure distribution

$$p_N(r) = p_{\max} \sqrt{1 - \frac{r^2}{r_A^2}} \quad \text{with} \quad p_{\max} = \frac{3F_N}{2\pi r_A^2} \quad (1)$$

caused by normal force F_N . The approach α_N of facing points in the spheres which are far away from the contact region is given by

$$\alpha_N = \frac{r_A^2}{r^*} = \left(\frac{9F_N^2}{16*E^2} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (2)$$

Based on this, Greenwood and Williamson [8] developed a model to describe the contact of a rough elastic with a planar rigid surface, see figure 2. The height distribution $\varphi(z)$ of the rough surface is determined by the height distributions of the two real rough surfaces in contact. The height distribution $\varphi(z)$ and also the cumulative height distribution $\Phi(z)$ (Abbott-curve) can then be approximated by different distribution functions.

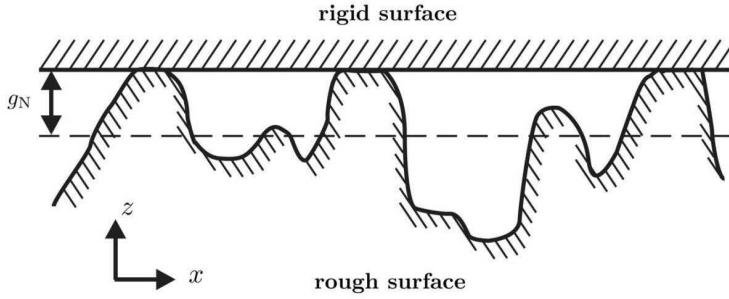


Figure 2: Contact of a planar rigid surface with a rough elastic surface. The dashed line represents the reference plane of the rough surface defined by the arithmetic mean value of the heights. g_N is the positive distance in normal direction between the rigid plane and the reference plane.

For simplicity an exponential distribution function is used here:

$$\phi_{Exp}(z) = \sigma^{-1} e^{-\frac{z}{\sigma}} \text{ and } \Phi_{Exp}(z) = \left[-e^{-\frac{z}{\sigma}} \right]_z^{\infty} = e^{-(z/\sigma)} \quad (3)$$

This type of distribution is usually sufficient to describe the uppermost 25% of a measured cumulative height distribution [8] and leads to a relatively simple mathematical model. With this we get relations for the true area of contact A_R and the normal force F_N depending on the normal distance g_N of the two surfaces:

$$A_R = \pi r_A N \int_{g_N}^{\infty} (z - g_N) \sigma^{-1} e^{-z/\sigma} dz = \pi r_A N \sigma e^{-(g_N/\sigma)}, \quad (4)$$

$$F_N = \frac{4}{3} N E^* r_A^{1/2} \int_{g_N}^{\infty} (z - g_N)^3 \sigma^{-1} e^{-z/\sigma} dz = \pi^{1/2} N E^* r_A^{1/2} \sigma^{3/2} e^{-(g_N/\sigma)}, \quad (5)$$

where σ is the standard deviation of the height profile of the rough surface, N the overall

number of peaks and E^* the average Young's modulus.

Normal pressure is obtained by dividing normal force by apparent area of contact A_0 . By introducing new parameters the pressure can be expressed by

$$p_N = \frac{F_N}{A_0} = p_{N0} e^{-\lambda(g_N - g_{N0})} \quad \lambda = \frac{1}{\sigma} > 0, \quad (6)$$

where $g_{N0} > 0$ is the initial distance between the reference plane and the highest peak of the rough surface and $p_{N0} > 0$ is the pressure value at initial contact ($g_N = g_{N0}$). The slope of this curve is given by $k_N = -\lambda p_N$ which corresponds to the normal contact stiffness. The assumption of an exponential height distribution leads to the interesting relation

$$p_N \sim A_R \text{ with } \frac{A_R}{A_0} = \Phi(g_N - g_{N0}) = e^{-(g_N - g_{N0})/\sigma} \quad (7)$$

2.2 A new hysteresis model for tangential contact

The introduced model is a new hysteresis model defined by an evolution equation which is based on Mindlin's approach for tangential contact of two spheres. Mindlin assumes that - by applying a tangential force F_T additionally to an acting normal force F_N on the spheres - contact area and normal pressure distribution remain the same as without a tangential force. Therefore, both variables can be described by Hertzian theory [10, chapter 7].

In the presliding or microslip regime ($0 \leq |F_T| < \mu F_N$) the relation between tangential force F_T and relative tangential displacement g_T is defined by

$$|F_T| = \mu F_N \left[1 - \left(1 - \frac{|g_T|}{g_T^{max}} \right)^{3/2} \right] \quad \text{with} \quad g_T^{max} = \frac{3}{2k_{T0}} \mu F_N, \quad (8)$$

where k_{T0} is the slope of the microslip curve at the origin and g_T is the relative tangential

displacement of facing points in the spheres which are far away from the contact region. If $|F_T|$ exceeds μF_N the whole contact area is slipping under the condition of Coulomb's law.

By differentiating equation (8) with respect to time where F_N is held constant we get the evolution equation

$$\dot{F}_T = k_{T0} \dot{g}_T \left(1 - \frac{|g_T|}{g_T^{\max}}\right)^{1/2} = k_{T0} \dot{g}_T \left(1 - \frac{|F_T|}{\mu F_N}\right)^{1/3} \quad (9)$$

This equation can be generalized by introducing an arbitrary exponent n which can be used to adapt the curve to measured data, see figure 3:

$$\dot{F}_T = k_{T0} \dot{g}_T \left(1 - \frac{|F_T|}{\mu F_N}\right)^n \text{ for } 0 \leq |F_T| < \mu F_N, n \in (0,1). \quad (10)$$

The slope of this curve is given by $k_T = dF_T/dg_T = \dot{F}_T/\dot{g}_T$ which corresponds to the tangential contact stiffness.

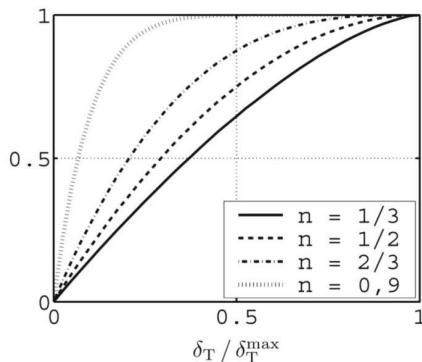


Figure 3: Hysteresis curve defined by equation (10) with different exponents n .

This evolution equation is valid for increasing tangential loading. For decreasing $|F_T|$ the relation between tangential force and tangential relative displacement is assumed to follow a linear elastic law, $\dot{F}_T = k_{T0} \dot{g}_T$. The dissipated energy per cycle for an oscillating tangential

force of constant amplitude \hat{F}_T and corresponding displacement amplitude \hat{g}_T is given by

$$W_D = \frac{2\mu^2 F_N^2}{k_{T0}} \left\{ \frac{3}{2} \frac{\hat{g}_T}{g_T^{max}} + \frac{3}{2} \frac{1-n}{2-n} \left[\left(1 - \frac{\hat{g}_T}{g_T^{max}} \right)^{(2-n)/(1-n)} - 1 \right] - \frac{1}{2} \left[1 - \left(1 - \frac{\hat{g}_T}{g_T^{max}} \right)^{3/2} \right]^2 \right\} \quad (11)$$

if the force amplitude is less than μF_N . Otherwise, equation (11) has to be evaluated for $\hat{g}_T = g_T^{max}$ and, additionally, the energy dissipated by Coulomb friction has to be considered:

$$W_D = \frac{2\mu^2 F_N^2}{k_{T0}} \left[\frac{n(3-n)}{2(2-3n+n^2)} + \frac{3}{2} \left(\frac{\hat{g}_T}{g_T^{max}} - 1 \right) \right]. \quad (12)$$

3. Implementation of the contact model in FEA

The concept of zero thickness elements goes back to Goodman et al. [7] and is discussed in detail in Hohberg [9]. A zero thickness element is depicted in figure 4. The element consists of two four node quadrilateral elements which face each other. In each quadrilateral element, the three-dimensional displacement field $\{u\} = [u \ v \ w]^T$ is approximated by

$$\begin{Bmatrix} u \\ v \\ w \end{Bmatrix} = [h_1[I] \ h_2[I] \ h_3[I] \ h_4[I]] \begin{Bmatrix} \{u_1\} \\ \{u_2\} \\ \{u_3\} \\ \{u_4\} \end{Bmatrix} = [H]\{u\}_{nodal}, \quad (13)$$

where $\{u_i\} = [u_i \ v_i \ w_i]^T$ is the displacement vector of node i and h_i are the bilinear shape functions

$$\begin{aligned} h_1(\xi, \eta) &= \frac{1}{4}(1-\xi)(1-\eta) & h_3(\xi, \eta) &= \frac{1}{4}(1+\xi)(1-\eta) \\ h_2(\xi, \eta) &= \frac{1}{4}(1-\xi)(1+\eta) & h_4(\xi, \eta) &= \frac{1}{4}(1+\xi)(1+\eta) \end{aligned} \quad (14)$$

formulated in the natural coordinates ξ, η of the element [2]. The matrix $[H]$ contains the shape functions and $[I]$ is a 3×3 unit matrix. The choice of a natural coordinate system simplifies numerical integration of the element matrices.

Distinguishing between top and bottom quadrilateral and assuming that each quadrilateral is

connected to the surface of the finite element mesh of one contacting body, we denote the corresponding displacement fields of the elements as

$$\{u\}^{bottom} = [H(\xi, \eta)]\{u\}_{nodal}^{bottom} \quad \{u\}^{top} = [H(\xi, \eta)]\{u\}_{nodal}^{top} \quad (15)$$

Since these elements are only two-dimensional, the traction vector in each element describes the interface stresses

$$\{t\}^{bottom} = \begin{Bmatrix} t_{Tx} \\ t_{Ty} \\ N \end{Bmatrix}^{bottom} \quad \{t\}^{top} = \begin{Bmatrix} t_{Tx} \\ t_{Ty} \\ N \end{Bmatrix}^{top} \quad (16)$$

and with this we can state the virtual internal work for each quadrilateral

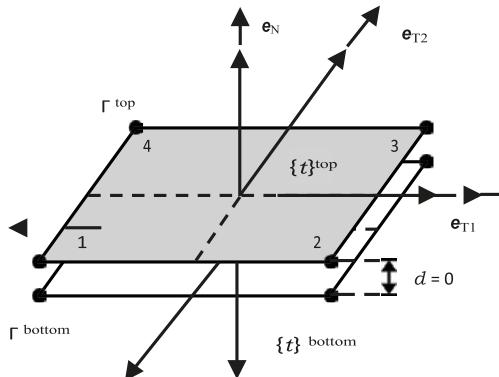


Figure 4: 8-node zero thickness element consisting of two 4-node quadrilateral elements which are connected to the surfaces of the contacting bodies.

$$\delta W_I^{bottom} = \int_0^{l_1} \int_0^{l_2} \delta \{u\}_{nodal}^{bottom T} \{t\}^{bottom} dx dy \quad (17)$$

$$\delta W_I^{top} = \int_0^{l_1} \int_0^{l_2} \delta \{u\}_{nodal}^{top T} \{t\}^{top} dx dy. \quad (18)$$

In contact mechanics, one is interested in the relative displacement field $\{g\}$ of the contacting surfaces. This is expressed for zero thickness elements through the relative

displacement between the top and the bottom quadrilateral,

$$\{g\} = \{u\}^{top} - \{u\}^{bottom} = [H(\xi, \eta)](\{u\}_{nodal}^{top} - \{u\}_{nodal}^{bottom}). \quad (19)$$

Furthermore, we know from Newton's third law that the traction vectors of the elements in contact must be equal in magnitude and opposite in direction,

$$\{t\} = \{t\}^{top} = -\{t\}^{bottom}. \quad (20)$$

We can now implement contact laws as incremented and linearized constitutive relations [12] between contact tractions and the relative displacement field,

$$\Delta\{t\} = \left[\frac{\partial\{t\}}{\partial\{g\}} \right]_{t+\Delta t\{g\}^{(j-1)}} \Delta\{g\} = t + \Delta t[C]_{Tangential}^{(j-1)} \Delta\{g\}. \quad (21)$$

A description of different contact laws can be found in Gaul, Nitsche [6].

The virtual work of the contact tractions is given by the summation of the virtual internal work for each element, as given in equation (17) and equation (18):

$$\delta W_C = \delta W_l^{top} + \delta W_l^{bottom} = \int_0^{l_1} \int_0^{l_2} \delta\{g\}^T \{t\} dx dy. \quad (22)$$

Implementing the contact law in the virtual work expression yields the tangential contact stiffness matrix for a relative displacement quadrilateral element,

$$[K]_{Tangential} = \int_0^{l_1} \int_0^{l_2} [H(\xi, \eta)]^T t + \Delta t[C]_{Tangential}^{(j-1)} [H(\xi, \eta)] dx dy. \quad (23)$$

These integrals are evaluated by applying the isoparametric concept and using Gaussian quadrature scheme [2]. The full stiffness matrix for the eight node zero thickness element is composed of the stiffness matrix of the quadrilateral element

$$[K] = \begin{bmatrix} [K]_{Tangential} & -[K]_{Tangential} \\ -[K]_{Tangential} & [K]_{Tangential} \end{bmatrix}. \quad (24)$$

The stiffness matrix $[K]$ is 12-times singular due to its composition, thereby causing 12 zero-energy modes. A zero-energy mode, or so-called hourglass mode, is a displacement mode that does not correspond to a rigid body motion, and it produces zero strain energy [2]. As zero thickness elements are always clamped between continuum elements, all 12 zero-energy modes are suppressed.

For applications of zero thickness elements in geomechanics, see e.g. Beer [3] and for applications in model update procedures see Ahmadian et al. [1].

4. Application to a structure with bolted joints

The contact model implemented in the presented zero thickness elements is applied to model the joint interfaces of a simplified control unit and thus predict the vibration behaviour. The simplified structure is depicted on the right of figure 6.

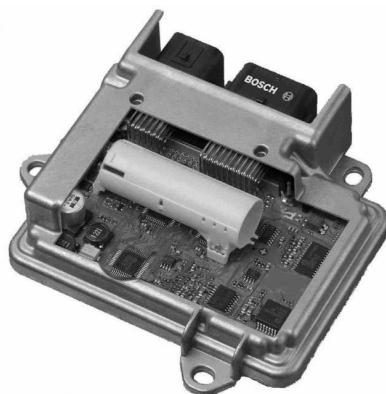


Figure 5: Airbag control unit generation 9 (Robert Bosch GmbH). Source: <http://www.bosch.com>

presse.de/TBWebDB/bosch-pbj/de-DE/start.cfm

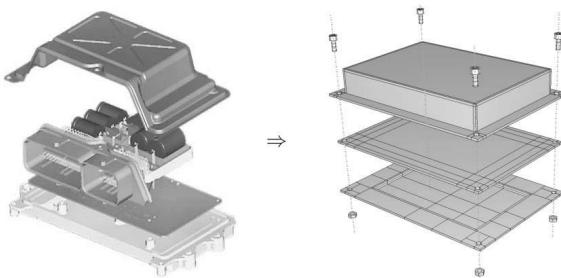


Figure 6: Exploded view of a control unit (left) and simplified test structure model (right) consisting of three simple aluminium parts connected by four bolts with nuts for investigating especially the influence of the contact region on the vibration behaviour.

The linear elastic material parameters of the aluminium parts are experimentally determined to minimize errors in the vibration simulation. The simulation itself consists of two steps. In a first preloading step the bolts and nuts are tightened causing a non-homogeneous contact pressure distribution in the contact interface which is depicted in figures 7 & 8 and by it a non-homogeneous contact stiffness distribution. Next, following the experimental approach, the impulse response of the structure is simulated and resonance frequencies and modal damping values are determined by modal analysis of the simulated impulse responses at different locations of the finite element mesh.

Conclusion: Table 1 compares simulated and measured results. Obviously, the new contact model accurately predicts the measured behaviour of this structure.

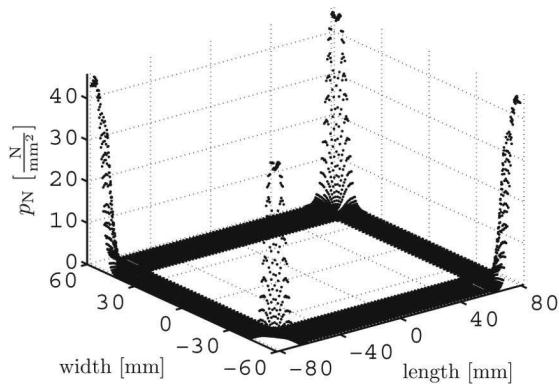


Figure 7: Normal pressure distribution p_N in the contact interface between upper cover and plate.

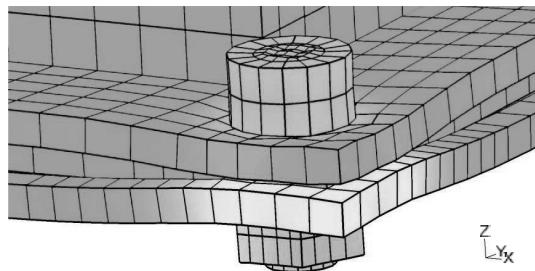


Figure 8: Gaping of the contact interfaces after applying the bolt load

	Measured		Simulated	
Mode 1	889 Hz	1.2 %	877 Hz	0.9 %
Mode 2	1101 Hz	0.8 %	1113 Hz	0.6 %
Mode 3	1349 Hz	1.1 %	1366 Hz	0.7 %
Mode 4	1424 Hz	0.9 %	1386 Hz	0.7 %
Mode 5	1521 Hz	0.7 %	1537 Hz	0.5 %
Mode 6	1645 Hz	0.6 %	1660 Hz	0.5 %
Mode 7	1766 Hz	0.7 %	1753 Hz	0.6 %
Mode 8	1960 Hz	0.6 %	1982 Hz	0.4 %

Table 1: Comparison of resonance frequencies and modal damping values up to 2 kHz determined by measuring the impulse response and following Experimental Modal Analysis (left) and by simulation of the impulse response, Fourier transform and following Modal Analysis (right).

References

- [1] H. Ahmadian, H. Jalali, J. Mottershead, and M. Friswell. Dynamic modeling of spot welds using thin layer interface theory. In *Proceedings of the Tenth Int. Congress on Sound and Vibration ICSV10*, pages 3439–3446, Stockholm, Sweden, 2003.
- [2] K. J. Bathe. *Finite Element Methods*. Springer-Verlag, Berlin and Heidelberg, 2002.
- [3] G. Beer. An isoparametric joint/interface element for finite element analysis. *International Journal for Numerical Methods in Engineering*, 21:585–600, 1985.
- [4] L. Gaul, H. Albrecht, and J. Wirnitzer. Semi-active friction damping of large space truss structures. *Journal of Shock and Vibration*, 11:173–186, 2004.
- [5] L. Gaul and J. Lenz. Nonlinear dynamics of structures assembled by bolted joints. *Acta Mechanica*, 125:169–181, 1997.
- [6] L. Gaul and R. Nitsche. The role of damping in mechanical joints. *Applied Mechanics Reviews*, 54:93–106, 2001.
- [7] R. E. Goodman, R. L. Taylor, and T. L. Brekke. A model for the mechanics of jointed rock. *Journal of the Soil Mechanics and Foundations Division*, 94:637–660, 1968.
- [8] J. A. Greenwood and J. B. P. Williamson. Contact of nominally flat surfaces. *Proceedings of the Royal Society of London, Series A* 295:300–319, 1966.
- [9] J.-M. Hohberg. *A Joint Element for the Nonlinear Dynamic Analysis of Arch Dams*. Birkhaeuser, Basel, 1992.
- [10] K. L. Johnson. *Contact Mechanics*. Cambridge University Press, Cambridge, 1985.
- [11] K. Willner and L. Gaul. A penalty approach for contact description by fem based on interphase physics. In M. H. Aliabadi and C. Allesandri, editors, *Proceedings of Contact Mechanics II*, pages 257–264, Southampton, 1995. Computational Mechanics Publications.
- [12] P. Wriggers. *Computational Contact Mechanics*. John Wiley & Sons Ltd., Chichester, 2002.

Untersuchung des dynamischen Antwortverhaltens einer Schienenfahrzeug-Wellenbremsscheibe im Resonanzbereich

Eigenschwingungsanalyse einer Wellenbremsscheibe Nichtlineare Analyse im Resonanzbereich

Marc Ehret M.Sc., Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt, Institut für Systemdynamik und Regelungstechnik, Oberpfaffenhofen¹;

Dr.-Ing. Martin Schmid, Knorr-Bremse Systeme für Schienenfahrzeuge GmbH, München

Kurzfassung

Wellenbremsscheiben von Hochgeschwindigkeitszügen sind während der Fahrt hohen dynamischen Lasten ausgesetzt. Diese resultieren vor allem aus Stößen und Vibrationen aufgrund von Gleislagestörungen, d.h. Abweichungen von der idealen Gleislage. Der Fall bei dem die Bremsscheibe in einem Frequenzbereich angeregt wird, in dem sie ein dynamisches Verhalten aufweist, ist dabei von besonderem Interesse. Die Beschleunigungslasten die dabei auftreten, können zu nichtlinearen Effekten führen (z.B. Kontaktreibung oder Klaffen), deren numerische Analyse nichtlineare Berechnungsmodelle erfordert.

Im Rahmen einer Eigenschwingungsanalyse werden die Moden der Bremsscheibe ermittelt sowie die Berechnungsmodelle der Bremsscheibe hinsichtlich ihres dynamischen Verhaltens infolge geringer Lasten validiert. Anschließend wird das dynamische Antwortverhalten der Bremsscheibe bei einer harmonischen Fußpunktanregung der Nabe berechnet. Dabei wird die Bremsscheibe mit Eigenfrequenzen von Moden angeregt, die infolge einer axialen und radialen Fußpunktbeschleunigung besonders angesprochen werden. Die Berechnungsmodelle werden durch die gezielte Veränderung von Modellparametern an im Versuch gemessene Beschleunigungsantworten angepasst. Durch die anschließende Simulation höherer Anregungsamplituden gelingt es, schädigungsrelevante Effekte in der Bremsscheibe infolge einer idealen harmonischen Anregung rechnerisch nachzuweisen. Im Ausblick wird herausgestellt, dass die Analyse des Antwortverhaltens infolge realer stochastischer Schwingungslasten der Bremsscheibe während der Fahrt Kompromisse zwischen dem Rechenaufwand und der Genauigkeit der Ergebnisse erfordert.

¹ Die vorgestellten Ergebnisse entstanden im Rahmen einer Masterarbeit bei der Knorr-Bremse SfS GmbH

1. Hintergrund und Motivation

Der Radsatz eines Hochgeschwindigkeitszuges ist in Bild 1 dargestellt. Bei Messfahrten werden die Beschleunigungen in axialer und radialer Richtung am Achslagergehäuse gemessen. Abhängig von den Gleislagefehlern und der Struktur sind in den gemessenen Beschleunigungssignalen bestimmte Frequenzbereiche besonders stark vertreten (siehe Bild 2). Die Spektren geben Hinweise über die Schwingungsanregungen, welchen die Bremsscheiben während der Fahrt ausgesetzt sind². Die Ermittlung des dynamischen Antwortverhaltens der Bremsscheibe infolge einer Schwingungsanregung ist der Kernpunkt dieser Arbeit. Die Untersuchungen dienen als Grundlage für weiterführende Analysen, wobei zunächst nur der hypothetische Resonanzfall infolge einer idealen harmonischen Anregung der Bremsscheibe betrachtet wird. Dabei sollen schädigungsrelevante Effekte rechnerisch nachgewiesen werden, deren Ermittlung Methoden und Modelle erfordert, die nichtlineares Strukturverhalten abbilden können.

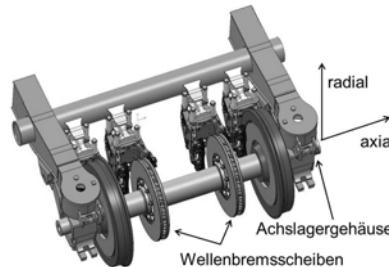


Bild 1: Radsatz des Hochgeschwindigkeitszuges mit zwei Wellenbremsscheiben

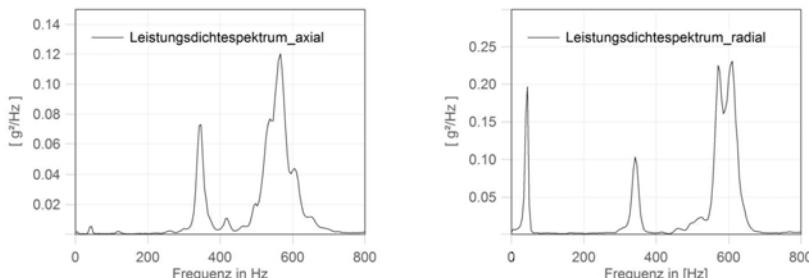


Bild 2: Leistungsdichtespektren während der Fahrt gemessener Beschleunigungslasten in axialer (links) und radialer (rechts) Richtung

² Dabei muss beachtet werden, dass die Signale nicht an der Nabe der Bremsscheibe gemessen wurden und somit die dort vorliegenden Beschleunigungen von den gemessenen Beschleunigungen abweichen können

2. Zielsetzung und Vorgehensweise

Das Ziel dieser Arbeit ist es, die Belastungen rechnerisch zu analysieren, die infolge einer harmonischen Fußpunktanregung der Bremsscheibe im hypothetischen Resonanzfall entstehen. In den durchgeföhrten Analysen wird nicht der gesamte Radsatz der Achse berücksichtigt, sondern nur das Verhalten der Bremsscheibe infolge einer Anregung der Nabe. Für die Validierung der Ergebnisse stehen Messdaten aus entsprechenden Versuchen zur Verfügung (siehe Bild 6).

Besonders schädigungsrelevant sind Belastungen, die zu Relativbewegungen von sich kontaktierenden Baugruppen föhren. Diese Effekte beeinträchtigen die Lebensdauer von Verbindungselementen, wie z.B. Schrauben, in hohem Maße. Des Weiteren föhren Relativbewegungen zu Reibungsvorgängen in den Kontaktstellen, die das Dämpfungsverhalten einer Struktur beeinflussen. Letzteres ist ausschlaggebend für die dynamische Verstärkung einer Anregung und muss somit in den Untersuchungen berücksichtigt werden. Aufgrund dessen werden in dieser Arbeit unter anderem Finite-Elemente-Berechnungsmodelle (FE-Modelle) eingesetzt, die in der Lage sind, nichtlineares Strukturverhalten abzubilden. Zur Lösung der nichtlinearen numerischen Simulationen kommt der explizite Solver von LS-DYNA® zum Einsatz.

Der Ablauf der in dieser Arbeit durchgeföhrten Analysen ist in Bild 3 dargestellt. Im ersten Teil wird eine Eigenschwingungsanalyse der Wellenbremsscheibe durchgeföhrt, um die Moden der Bremsscheibe zu identifizieren. Zunächst wird ein einfaches FE-Modell der Bremsscheibe mit ANSYS® erstellt, anhand dessen die Moden mittels einer numerischen Modalanalyse berechnet werden. Zudem werden die Moden der realen Struktur anhand einer experimentellen Modalanalyse ermittelt. Durch die numerische Simulation einer experimentellen Modalanalyse können ebenfalls die Moden der LS-DYNA Berechnungsmodelle der Bremsscheibe bestimmt werden. Ein Abgleich dieser Moden mit den Ergebnissen der numerischen und experimentellen Modalanalyse dient zur Validierung des Strukturverhaltens der LS-DYNA Modelle infolge geringer Lasten (lineares Verhalten).

Die validierten LS-DYNA Modelle werden anschließend genutzt, um das Strukturverhalten der Bremsscheibe infolge einer hypothetischen Fußpunktanregung im Resonanzbereich zu berechnen. Durch einen Abgleich der berechneten Beschleunigungen mit am Versuchstand gemessenen Beschleunigungen wird das Berechnungsmodell hinsichtlich seines dynamischen Strukturverhaltens angepasst. Dabei werden gezielt Parameter des Modells variiert,

um eine bestmögliche Übereinstimmung von Berechnung und Versuch zu erzielen. Mit den angepassten Modellen werden anschließend höhere Anregungsschwingungen simuliert und die resultierenden Belastungen analysiert.

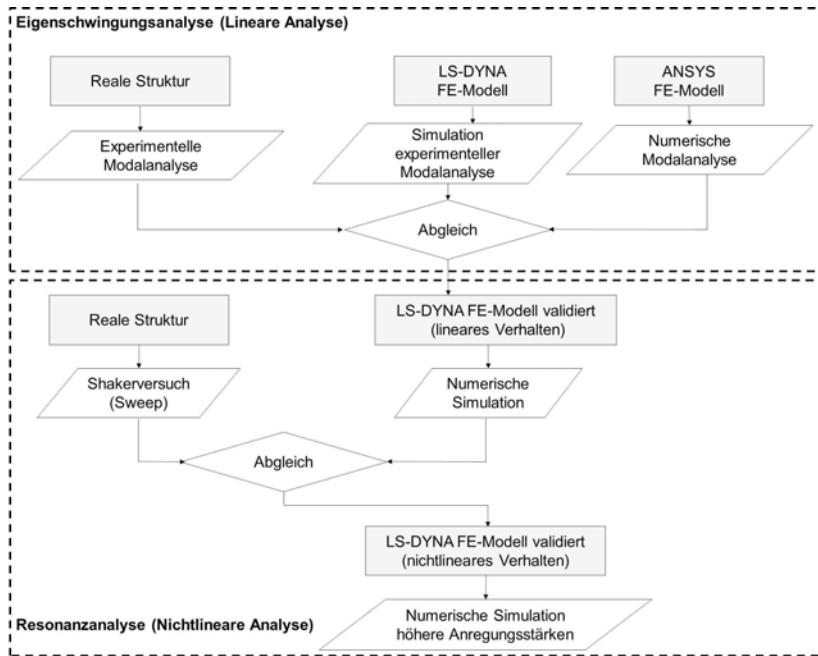


Bild 3: Vorgehensweise der Arbeit

3. Eigenschwingungsanalyse

Mittels einer Eigenschwingungsanalyse sollen die Moden der Wellenbremsscheibe ermittelt werden. Da die Randbedingungen das Eigenschwingungsverhalten beeinflussen, werden die Moden der Bremsscheibe in zwei Versuchskonfigurationen (axiale Einspannung und radiale Einspannung) ermittelt, welche dem Versuchsaufbau der späteren Resonanzanalysen entsprechen (siehe Bild 6). Die Grundplatte der Versuchskonfigurationen wird dabei als fest eingespannt angenommen.

3.1 ANSYS Modelle: Numerische Modalanalyse (NMA)

Zunächst werden die Moden der Versuchskonfigurationen mittels einer numerischen Modalanalyse bestimmt. Die zugehörigen Modelle lassen keine Relativbewegungen in den Kontakten zu und sind nur für lineare Analysen geeignet. Die Ergebnisse sind in Tabelle 1 aufge-

führt. Dabei zeigt sich, dass die Bremsscheibe über sogenannte Doppelmoden verfügt, die sich durch zueinander symmetrische Schwingformen auszeichnen. Die Ursache für das Auftreten der Doppelmoden beruht auf der rotationssymmetrischen Geometrie der Bremsscheibe. In den späteren Analysen werden die Schirmmode der axialen Versuchskonfiguration (siehe Bild 4, links) und die Scheibenkippmode der radialen Versuchskonfiguration (siehe Bild 4, rechts) genauer betrachtet.

Tabelle 1: Moden der axialen und radialen Versuchskonfiguration aus numerischer Modalanalyse der ANSYS-Modelle

Mode	Axiale Einspannung		Radiale Einspannung	
	Frequenz (Hz)	Beschreibung	Frequenz (Hz)	Beschreibung
1	355.3	Scheibenkippen 1	248.4	Scheibenkippen 1
2	355.9	Scheibenkippen 1	249.4	Biegung der Vorrichtung axial
3	427.0	Scheibentorsion	262.1	Biegung der Vorrichtung radial
4	619.4	Schirmmode	334.5	Scheibenkippen 1
5	694.9	4-Punkt-Biegung	680.1	4-Punkt-Biegung
6	695.9	4-Punkt-Biegung	686.6	4-Punkt-Biegung
7	841.1	Scheibenkippen 2	705.6	Stauchung der Vorrichtung



Bild 4: Schirmmode der axial eingespannten Wellenbremsscheibe (links) und Scheibenkippen 1 der radial eingespannten Wellenbremsscheibe (rechts)

3.2 Reale Struktur: Experimentelle Modalanalyse (EMA)

Die Moden der realen Versuchskonfigurationen werden mittels einer experimentellen Modalanalyse gewonnen. Dabei wird die Bremsscheibe in ihrer jeweiligen Konfiguration mit einem Impulshammer gezielt angeregt und simultan wird die Beschleunigungsantwort der Struktur an verschiedenen Positionen gemessen (Roving Accelerometer). Anhand der gemessenen Zeitsignale werden die Übertragungsfunktionen zwischen Anregungs- und Antwortposition ermittelt, welche Informationen über die Eigenfrequenzen, die modalen Dämpfungen und die

Schwingformen der Struktur liefern. Diese modalen Parameter werden mittels der Software FEMTools® abgeschätzt. Dabei kommt ein CurveFit-Verfahren zum Einsatz, das die Parameter einer mathematischen Funktion derart anpasst, dass sich eine bestmögliche Übereinstimmung zwischen der parametrisierten Funktion und der gemessenen Übertragungsfunktion einstellt. Aus den angepassten Parametern können die Eigenfrequenzen und Dämpfungen bestimmt werden. Die Vorgehensweise dieses sog. Least Square Complex Frequency (LSCF) Verfahrens wird in [1] und [2] detailliert beschrieben. Durch die Wahl mehrerer Messpositionen lassen sich ebenfalls die zugehörigen Schwingformen ermitteln und visualisieren. Letzteres ist notwendig, um die Moden eindeutig zu identifizieren.

3.3 LS-DYNA-Modelle: Simulation einer experimentellen Modalanalyse

Zuletzt sollen die Moden der LS-DYNA Modelle bestimmt werden, die für die späteren nicht-linearen numerischen Analysen der Belastungen im Resonanzbereich herangezogen werden. Sind die Lasten gering, wird lineares Strukturverhalten erwartet. Aufgrund der Modellierung (Relativbewegung in Kontakten möglich) können die Moden der Modelle jedoch nicht mittels einer numerischen Modalanalyse berechnet werden. Um die Moden der Modelle dennoch zu bestimmen, wird eine experimentelle Modalanalyse simuliert. Dabei wird das Modell mit einem Kraftimpuls angeregt und es werden 0,5 Sekunden der Strukturantwort berechnet. Die Ergebnisse der numerischen Simulation können analog zur experimentellen Modalanalyse ausgewertet werden. Für eine optimale Signalverarbeitung werden die berechneten Antworten künstlich verlängert (zero padding). Dadurch werden hochauflöste Übertragungsfunktionen gewonnen, was sich positiv auf die modale Parameterextraktion auswirkt. Da die Antwort jedes Knotenpunktes des FE-Modells berechnet wird, können beliebig viele Auswertepositionen für die Modenextraktion herangezogen werden. Je mehr Auswertepositionen gewählt werden, desto besser lässt sich die Schwingform der Moden visualisieren.

3.4 Abgleich der Moden

Anhand der Schwingformen lassen sich die Moden eindeutig identifizieren und damit die jeweiligen Eigenfrequenzen der verschiedenen Modelle sowie der realen Struktur gegenüberstellen. Die Ergebnisse des Abgleiches sind in Bild 5 dargestellt. Darin zeigt sich, dass die ermittelten Eigenfrequenzen aus den drei verschiedenen Analysen zufriedenstellend korrelieren. Die Unterschiede zwischen den Modellen und der realen Struktur sind in erster Linie auf unterschiedliche Randbedingungen in Berechnung und Versuch zurückzuführen, da eine feste Einspannung nur äußerst schwierig als reale Lagerungsbedingung umsetzbar ist. Die Unterschiede der Eigenfrequenzen der Modelle beruhen auf den verschiedenen Modellie-

rungsansätzen der FE-Modelle (Netz-Elemente, Kontakte, Vorspannkräfte) sowie den unterschiedlichen Auswerte-Methoden. Anhand der Ergebnisse des Abgleichs sind die LS-DYNA Modelle der Bremsscheibe hinsichtlich des Strukturverhaltens bei geringen Lasten validiert und können für weiterführende Analysen genutzt werden.

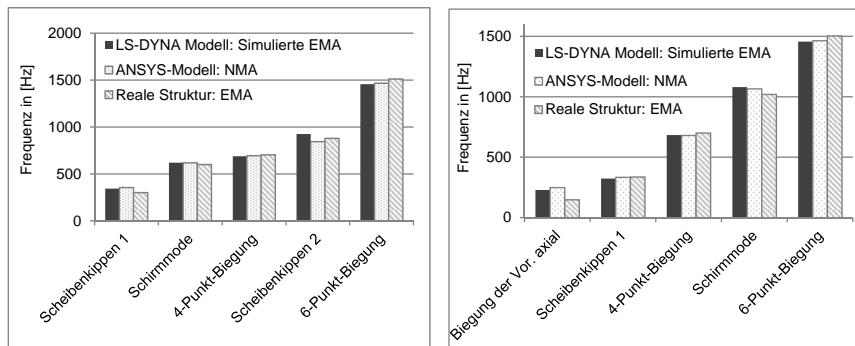


Bild 5: Gegenüberstellung der Eigenfrequenzen der Moden der axialen (links) und radialen (rechts) Versuchskonfigurationen verschiedener Modelle und Methoden

4. Resonanzanalyse

4.1 Shakerversuch

Nachdem die Moden der Bremsscheibe identifiziert wurden, soll die strukturdynamische Antwort infolge einer harmonischen Anregung mit bestimmten Eigenfrequenzen berechnet werden. Die entsprechenden Versuchsstände zur Validierung der Berechnungen sind in Bild 6 dargestellt. In den Versuchen wird die Bremsscheibe in ihrer jeweiligen Konfiguration an der Nabe angeregt und die Beschleunigungsantworten des Reibrings gemessen. Die Ergebnisse der Messungen infolge einer harmonischen Anregung mit gleitender Frequenz (Sine-Sweep) bei einer Amplitude von 50 m/s^2 sind in Bild 7 dargestellt. Bei axialer Anregung der Wellenbremsscheibe ist ein deutliches Eigenverhalten bei ca. 625 Hz erkennbar, das auf die Eigenfrequenz der Schirmmode zurückzuführen ist (vgl. Tabelle 1). Eine Fußpunktanregung in axialer Richtung spricht diese Mode besonders an, was zu einer bis zu 20-fachen Verstärkung der Anregungsamplitude auf dem Reibring führt. Infolge einer radialen Anregung werden mehrere Überhöhungen der Strukturantwort in axialer Richtung wahrgenommen. Die erste Überhöhung bei ca. 310 Hz ist nach Tabelle 1 auf die Scheibenkippmode zurückzuführen. Hier wird eine bis zu 8-fache Verstärkung der Anregungsamplitude wahrgenommen. Da die Schirmmode und die Scheibenkippmode durch eine axiale bzw. radiale Anregungsrich-

tung besonders angesprochen werden, sollen diese Moden in den nichtlinearen numerischen Analysen genauer betrachtet werden.

In weiteren Versuchen wird das Übertragungsverhalten bei verschiedenen Anregungsamplituden untersucht. Hierbei stellt sich heraus, dass die Verstärkung und somit die Dämpfung von der Anregungsstärke abhängt, wodurch nichtlineares Strukturverhalten nachgewiesen wird. Diese Beobachtung ist auf Relativbewegungen in den Kontakten der Bremsscheibe zurückzuführen, die bei höheren Lasten stärker ausgeprägt sind, was zu verstärkter Dissipation von Energie und dadurch zu erhöhter Dämpfung führt. Die Versuche unterstreichen somit die Notwendigkeit nichtlinearer Berechnungsmethoden.

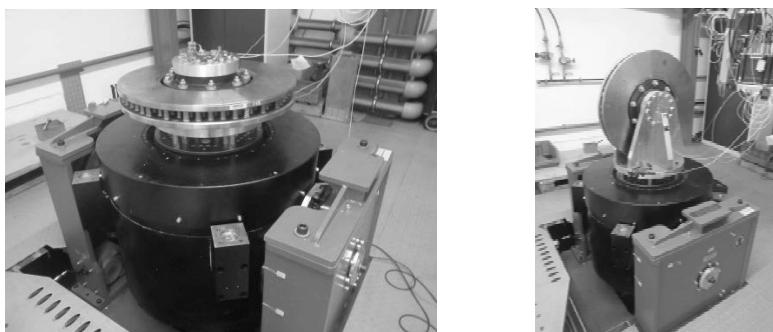


Bild 6: Versuchstand zur Messung des dynamischen Antwortverhaltens der Wellenbremscheibe infolge einer Fußpunktanregung der Nabe (links: axiale Fußpunktanregung, rechts: radiale Fußpunktanregung)

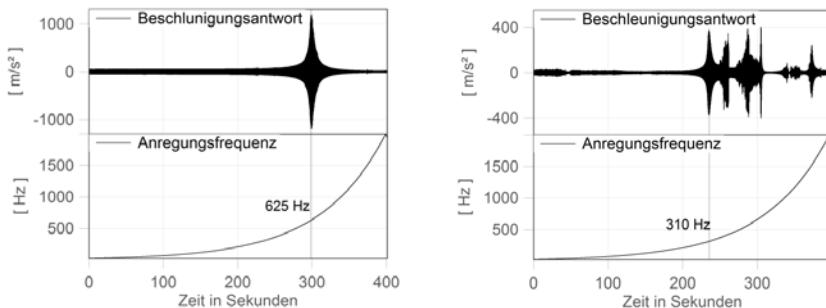


Bild 7: Gemessene Beschleunigungslasten bei harmonischer Anregung der Bremsscheibe in axialer (links) und radialer (rechts) Fußpunktanregung mit gleitender Frequenz

4.2 Numerische Simulation

Im nächsten Schritt werden die beschriebenen Sweep-Versuche numerisch simuliert. Hierbei wird die Bodenplatte der LS-DYNA Modelle analog zum Versuch harmonisch angeregt. Da die Modelle sehr fein vernetzt sind und der explizite Solver dementsprechend kleine Zeitschritte zur Lösung benötigt, werden nur 0,05 Sekunden der Strukturanwort berechnet. Die Anregungsfrequenz entspricht im Falle der axialen Konfiguration der identifizierten Modelleigenfrequenz der Schirmmode (ca. 620 Hz) und für die radiale Konfiguration der entsprechenden Eigenfrequenz der Scheibenkippmode (ca. 310 Hz).

Anhand einer gezielten Variation der Kontaktreibungswerte der Modelle gelingt es, die berechnete Amplitudenüberhöhung an die gemessenen Amplituden anzupassen. Die Gegenüberstellungen von Messung und Berechnung sind in Bild 8 dargestellt. Im Falle der axialen Anregung der Schirmmode zeigen die Berechnungsergebnisse das charakteristische Verhalten einer gedämpften Schwingung. Die maximalen Amplituden weichen nur geringfügig von den gemessenen Amplituden ab. Bei der radialen Anregung der Scheibenkippmode zeigt sich ebenfalls ein Überhöhungsverhalten, wobei die Amplitude des Berechnungsmodells jedoch unregelmäßig ansteigt. Dieses Verhalten kann auf ein Rutschen zwischen Reibring und Nabe des Modells zurückgeführt werden, das infolge einer radialen Anregung verstärkt auftritt.

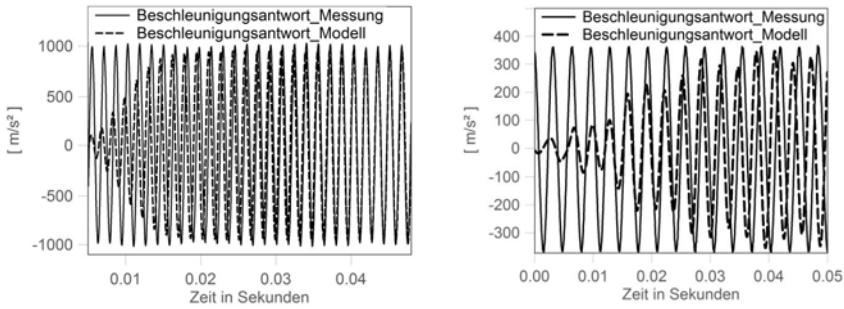


Bild 8: Gegenüberstellung berechneter und gemessener Beschleunigungen des Reibrings infolge einer harmonischen Fußpunktanregung im Frequenzbereich der Schirmmode (links: axiale Versuchskonfiguration, Anregung: 5g, ca.620 Hz) und der Scheibenkippmode (rechts: radiale Versuchskonfiguration, Anregung: 5g, ca.310 Hz)

Nachdem das Antwortverhalten der Modelle an die gemessenen Beschleunigungen angepasst wurde, werden die Modelle genutzt, um Anregungssamplituden zu simulieren, die auf-

grund der begrenzten Leistungsfähigkeit des Shakers experimentell nicht untersucht werden konnten. Dabei werden die Modelle der Versuchskonfigurationen mit Amplituden bis zu 500 m/s² harmonisch angeregt.

Die Ergebnisse der berechneten Beschleunigungen sind in Bild 9 dargestellt. Im Falle der axialen Anregung der Schirmmode zeigt sich, dass die dynamische Verstärkung zu Beschleunigungen führt, unter welchen die Schraubenverbindung zwischen Nabe und Reibring zu klaffen beginnt. Durch die sich verändernden Struktureigenschaften der Bremsscheibe in der Überhöhung brechen die Amplituden ein und es stellt sich der in Bild 9 (links) dargestellte Zeitverlauf ein. Das Klaffen der Schraubenverbindung wird durch die hohen Beschleunigungen im Frequenzbereich der Schirmmode infolge einer perfekten harmonischen Anregung der Bremsscheibe mit konstanter Amplitude und Frequenz erzeugt und wird als schädigungsrelevanter Effekt eingestuft. Im Falle der radialen Anregung wird ein Rutschen der Schraubenverbindung festgestellt, wobei dieses weitaus weniger ausgeprägt ist und deshalb nicht als schädigungsrelevant eingestuft wird.

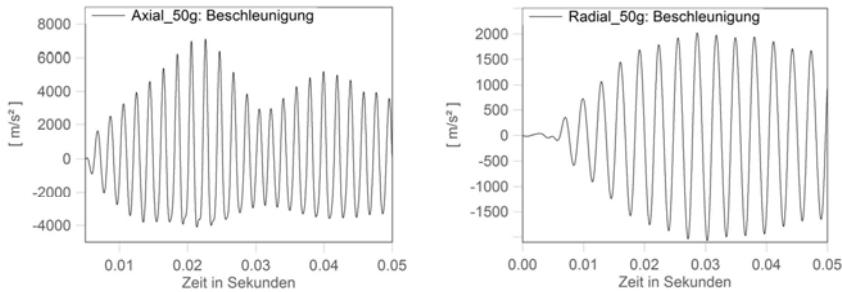


Bild 9: Berechnete Beschleunigungsantworten des Reibrings der Bremsscheibe infolge einer harmonischen Fußpunktanregung mit einer Amplitude von 50g im Frequenzbereich der Schirmmode (links: axiale Versuchskonfiguration) und der Scheibenkipp- mode (rechts: radiale Versuchskonfiguration)

5. Fazit und Ausblick

Durch den hypothetischen Lastfall einer harmonischen Anregung von Eigenfrequenzen der Bremsscheibe ist es mit den in dieser Arbeit verwendeten Methoden und Modellen gelungen, schädigungsrelevante Effekte der Bremsscheibe rechnerisch nachzuweisen. Die frequenzbedingten Verstärkungen führen jedoch nur zu maximalen Amplituden, wenn die Anregung perfekt harmonisch und über mehrere Lastspiele mit der zugehörigen Eigenfrequenz auftritt. In der Realität liegt eine stochastische Anregung vor, die zu einer Überlagerung der

Schwingformen führt, die durch das Frequenzspektrum der an der Nabe vorliegenden Beschleunigungslast besonders angesprochen werden. Eine Analyse des Antwortverhaltens der Bremsscheibe infolge dieser stochastischen Anregungen erfordert weiterführende Untersuchungen. Dabei müssen die an der Nabe der Bremsscheibe während der Fahrt auftretenden Beschleunigungen experimentell bestimmt werden und die resultierenden Belastungen der Bremsscheibe numerisch oder experimentell ermittelt werden. Die Messung der Beschleunigungen, die an der Nabe oder der Bremsscheibe während der Fahrt auftreten, wird durch die Rotation der Bauteile erschwert und erfordert dementsprechende Messsysteme (z.B. Telemetrie).

Die numerische Analyse der dynamischen Strukturantwort wird bei den vorgestellten Modellen und expliziten Methoden in erster Linie durch die Rechenzeit beschränkt. Bei den untersuchten harmonischen Lastfällen wurden nur wenige Schwingspiele betrachtet und somit kurze Zeitintervalle simuliert. Um repräsentative Aussagen über die Schädigung der Bremsscheibe während der Fahrt zu treffen, müssen hinreichend lange Zeitintervalle simuliert werden, wodurch der erforderliche Berechnungsaufwand stark ansteigt. Letzterer ist im Falle des verwendeten expliziten Solvers von dem Zeitschritt abhängig, der für eine stabile Lösung notwendig ist [3] [4]. Dieser wird maßgeblich durch den Detaillierungsgrad des FE-Netzes beeinflusst. Es muss damit eine Modellierungstiefe gefunden werden, die bei einem vertretbaren Rechenaufwand hinreichend genaue Ergebnissen liefert.

Anmerkung

Die vorgestellten Ergebnisse entstanden im Rahmen einer Masterarbeit bei der Abteilung Technical Analysis & Simulations der Knorr-Bremse Systeme für Schienenfahrzeuge GmbH [5]. Die zugehörigen Versuche wurden ebenfalls mit Versuchsständen der Knorr-Bremse durchgeführt. Ich möchte mich ausdrücklich für die wertvolle Unterstützung während der Arbeit seitens der Berechnungs- und Versuchsabteilung bedanken.

Literatur

- [1] Guillaume, P., Verboven, P., Vanlanduit, S., Auweraer, H. V. d. und Peeters, B.: A poly-reference implementation of the least-squares complex frequency-domain estimator, Proceedings of IMAC 21, Februar 2003, S. 183-192
- [2] Verboven, P.: Frequency-domain system identification for modal analysis, Dissertation, Vrije Universiteit Brussel, 2002
- [3] Hallquist, J.O.: LS-DYNA® Theory Manual, Livermore: Livermore Software Technology Corporation, 2006
- [4] Bathe, K.J.: Finite-Elemente-Methoden, Berlin Heidelberg New York: Springer-Verlag, 2001
- [5] Ehret, M.: Numerisch Analyse der Schraubenbelastungen einer Schienenfahrzeug-Wellenbremsscheibe infolge von Vibrationen, Masterarbeit, Hochschule München, 2016

Parameteridentifikation für nichtlineare Modelle zur Beschreibung frequenz- und amplitudenabhängigen Dämpfungsverhaltens

B.Eng. M. Haake,
Hochschule für Angewandte Wissenschaften Hamburg

Kurzfassung

Zur schwingungstechnischen und akustischen Entkopplung werden Isolierelemente eingesetzt, deren Steifigkeits- und Dämpfungseigenschaften maßgeblich von der Schwingfrequenz und -amplitude abhängen. Aus diesem Grund sind die Entwicklung geeigneter Rechenmodelle und die Identifikation der darin enthaltenen Parameter von großem Interesse. In dieser Arbeit wird mit Hilfe der Software MATLAB ein numerisches Verfahren entwickelt, das es erlaubt, mit Hilfe von Versuchsergebnissen die Kenngrößen der vorgenannten Rechenmodelle zu identifizieren. In einem neu entworfenen numerischen Werkzeug soll es mit synthetischen Messdaten verifiziert und so für reale Anwendungsfälle nutzbar gemacht werden.

1. Grundlagen

Als Dämpfung in mechanischen Systemen wird die bei zeitabhängigen Vorgängen stattfindende, irreversible Umwandlung mechanischer Energie in andere Energieformen, hauptsächlich thermische Energie, bezeichnet. Sie kann auch durch Energieabgabe an das umgebene Medium oder durch elektromagnetische sowie piezoelektrische Energie-umwandlung hervorgerufen werden, wenn diese Energieformen für das betrachtete schwingungsfähige System unwirksam werden. Die physikalischen Ursachen der Dämpfung sind vielseitig. Neben Reibung, Wellenausbreitungs- oder Strömungsvorgänge können auch Phasenumwandlungen in Materialien auftreten. Die wirkenden Kräfte sind nicht konservativ und treten sowohl als innere als auch äußere Kräfte auf. Falls beim Freischneiden der Dämpfungskraft innerhalb der betrachteten Systemgrenzen actio und reactio gilt, spricht man von innerer Dämpfung. Ist die Reaktionskraft außerhalb dieser, handelt es sich um äußere Dämpfung [1].

Reale Werkstoffe weichen durch diese Erscheinungen von der Vorstellung des ideal elastischen Körpers ab und werden auch als „inelastisch“ bezeichnet. Während man bei festen Werkstoffen mit nennenswerter Energiedissipation von „viskoelastischen“ Materialverhalten spricht, bezeichnet man Flüssigkeiten, die neben der Viskosität auch Elastizität aufweisen,

als „elastoviskos“. Diese Arbeit bezieht sich auf das Materialverhalten der inelastischen Feststoffe. Bei deren als Hysterese bezeichnete Energiedissipation durch zyklische Belastung unterscheidet man zwei Grenzfälle [2]:

1. die dynamische oder viskoelastische Hysterese und
2. die statische Hysterese.

Während die viskoelastische Hysterese von der Frequenz der Belastung abhängt und sich die Kraft-Verformungskurven bei quasistatischer Belastung zu Linien verzerren, ist die statische Hysterese von der Frequenz unabhängig. Auch bei sehr langsamer Änderung der Eingänge wird Energie dissipiert. Die Gegenüberstellung von Systemausgang und -eingang weist eine Abhängigkeit von der Vorgeschichte und vom Vorzeichen der Größenänderung auf, jedoch nicht von deren Betrag. Ändert sich der Eingang nicht, so bleibt der Systemzustand erhalten. Diese Abhängigkeit von der Vergangenheit resultiert aus der Tatsache, dass die Ausgangsgrößen den Zustand des Systems nicht vollständig wiedergeben. Es gibt zusätzliche Freiheitsgrade, die man nicht unmittelbar beobachten kann und trotzdem zur Energiedissipation beitragen. Mit diesen sogenannten „inneren Variablen“ lassen sich die Bewegungsgleichungen in Form gewöhnlicher oder partieller Differentialgleichungen mit konstanten Koeffizienten darstellen [3]. Beschreibt man das dynamische Verhalten eines diskreten Systems mit allen Zustandsgrößen, so sind es im Regelfall nichtlineare Gleichungssysteme.

In der phänomenologischen Materialtheorie ist es sinnvoll, das experimentell beobachte Materialverhalten in bestimmte Klassen einzuteilen: Je nach Ratenabhängigkeit (Ausgangsgröße abhängig von seinen zeitlichen Ableitungen) und Gleichgewichtshysterese unterscheidet man die vier Klassen nach Tabelle 1.

Tabelle 1: Experimentelle Beobachtungen und Materialklassen [4]

Ratenabhängigkeit	Gleichgewichtshypothese	Materialklasse
Nein	Nein	Elastizität
Nein	Ja	Plastizität
Ja	Ja	Viskoelastizität
Ja	Ja	Viskoplastizität

Um das Verformungs- und Fließverhalten dieser Materialklassen zu untersuchen, haben sich in dem Fachgebiet der „Rheologie“ die drei Grundelemente:

- Hook'sche Feder (linear-elastisches Gesetz),
- Newton'scher Dämpfer (linear-viskoses Gesetz) und

- Prandtl-Elements (Fallunterscheidung zwischen Kraftänderung und -konstanz)

etabliert [5]. In Reihen- und Parallelschaltungen dienen diese einerseits der Veranschaulichung, andererseits auch zur Herleitung der beschreibenden Differential-gleichungen des Systems. Reibeffekte verursachen in vielen Werkstoffen und Bauteilen bei großen Verformungen Zusammenhänge, die von linearen Modellen nur unzureichend wiedergegeben werden können. Das dynamische Verhalten verändert sich mit der Belastungsamplitude, in den Spannungs-Dehnungs- bzw. Kraft-Verformungs-Kurven treten bei harmonischem Dehnungsverlauf mit der Amplitude $\dot{\varepsilon}$ und der Erregerkreisfrequenz Ω

$$\underline{\varepsilon}(t) = \dot{\varepsilon} \cdot e^{i\Omega t} \quad (1)$$

in den Umkehrpunkten Spitzen auf, Knicke werden je nach Ausprägung der Nichtlinearität dazwischen deutlich. Zur mathematischen Beschreibung dieser Phänomene wird hier u.a. das Modell nach Kümmel herangezogen [6]. Als Erweiterung des Masing-Modells wird das Grundelement des Dämpfers mit einem Jenkin-Element in Reihe und anschließend mehrere dieser Kombinationen parallel zu einer linearen Feder der Grundsteifigkeit c_0 geschaltet, um die Frequenz- und Amplitudenabhängigkeit abzubilden (Bild 1). Für die bessere Trennung der Parametereinflüsse ist das Modell mit dem Aufbau nach Wahle noch besser geeignet [7]. Es findet sich in Bild 2 wieder.

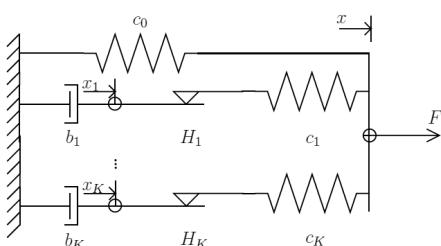


Bild 1: Modell nach Kümmel

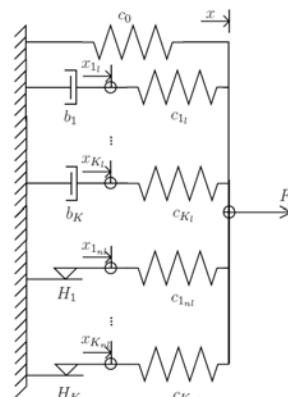


Bild 2: Modell nach Wahle

In Bauteilschreibweise gilt mit der Gesamtverformung x und den Teilkräften der einzelnen Zweige F_i für die Gesamtkraft F im Modell nach Kümmel (Bild 1):

$$F = c_0 \cdot x + \sum_{i=1}^K F_i \quad (2)$$

Die Dämpfungskoeffizienten b_i , die maximal übertragbaren Haftkräfte H_i und die Steifigkeiten c_i berücksichtigend, kann durch Vereinfachung der signum-Funktion unter Zuhilfenahme des St-Venant'schen Exponenten m

$$\operatorname{sgn}(F_i^2 - H_i^2) \approx \left| \frac{F_i}{H_i} \right|^m - 1 \quad (3)$$

folgende Beziehung für die Änderung der inneren Kräfte F_i aufgestellt werden:

$$\dot{F}_i = c_i \cdot (\dot{x} - \dot{x}_i) \cdot \left\{ 1 - \frac{1}{2} [1 + \operatorname{sgn}(\dot{x} \cdot F_i)] \left| \frac{F_i}{H_i} \right|^m \right\}, \quad i = 1, \dots, K \quad (4)$$

Für die Bestimmung der inneren Zustandsgrößen x_i werden nun noch K lineare Evolutionsgleichungen benötigt:

$$b_i \cdot \ddot{x}_i + c_i \cdot \dot{x}_i = c_i \cdot x, \quad i = 1, \dots, K \quad (5)$$

Im Gegensatz zum Modell nach Kümmele liegen im Modell nach Wahle (Bild 2) Frequenz- und Amplitudenabhängigkeit in Maxwell- und Jenkin-Elementen also getrennt vor.

Die Gesamtkraft ergibt sich hier aus den Summen der linearen (F_{i_l}) und nichtlinearen Teilkräfte (F_{i_nl}) mit der Grundsteifigkeit c_0 :

$$F = c_0 \cdot x + \sum_{i_l=1}^{K_l} F_{i_l} + \sum_{i_nl=1}^{K_{nl}} F_{i_nl} \quad (6)$$

Darin entsprechen die inneren nichtlinearen Zusammenhänge denen im Modell von Masing:

$$\dot{F}_{i_nl} = c_{i_nl} \cdot \dot{x} \cdot \left\{ 1 - \frac{1}{2} [1 + \operatorname{sgn}(\dot{x} \cdot F_{i_nl})] \left| \frac{F_{i_nl}}{H_{i_nl}} \right|^m \right\}, \quad i = 1, \dots, K \quad (7)$$

und die linearen denen des linearen N-Parameter-Modells:

$$F_{i_l} = \sum_{i_l=1}^{K_l} c_{i_l} \cdot (x - x_{i_l}). \quad (8)$$

Für die Bestimmung der inneren Zustandsgrößen wird erneut auf die Evolutionsgleichungen nach Gl. 5 zurückgegriffen. Während im Originalmodell nichtlineare Polynome die Federsteifigkeit c_0 beschreiben und ein kontinuierliches Masing-Modell mit unendlich vielen, parallel

geschalteten Elementen genutzt wird, sind für die Zwecke dieser Arbeit verformungsunabhängige Federsteifigkeiten c_i und das diskrete Masing-Modell zielführend.

2. Parameteroptimierung

Die Optimierung steht in enger Beziehung zur Modellierung, d.h. man wendet ihre Techniken auf mathematische Modelle an, um die darin enthaltenen Parameter so zu manipulieren, dass eine Zielfunktion unter gewissen Nebenbedingungen minimal bzw. maximal wird. Ohne Beschränkung der Allgemeinheit kann man sich hier auf Minimierungsprobleme begrenzen, da jede Maximierung durch Multiplikation mit -1 in ein solches umgewandelt werden kann:

$$\max(f(x)) = \min(-f(x)) \quad (9)$$

Damit lässt sich ein Optimierungsproblem (OP) wie folgt verallgemeinern [8]:

$$\min(f(x)), \text{ mit } x \in X \quad (10)$$

X ist darin eine beliebige nichtleere Teilmenge der reellen Zahlen und $f(x)$ eine beliebige Funktion, die X auf der Menge der reellen Zahlen abbildet.

Das hier verwendete Nelder-Mead-Verfahren ist eine Methode zur Optimierung nichtlinearer Funktionen mit mehreren Variablen und zählt in die Gruppe der *Hillclimb-* bzw. *Downhill-* Verfahren. Damit unterscheidet es sich wesentlich vom linearen Simplex-Algorithmus, der zu den Basisaustauschverfahren bzw. Pivotverfahren zählt. In der Praxis erfreut sich das Verfahren großer Beliebtheit, da es keinerlei Voraussetzungen an die zu optimierenden Zielfunktion $f(x)$ stellt. Insbesondere werden zur Durchführung des Algorithmus lediglich Funktionswerte von $f(x)$ und keine Ableitungen der Funktion nach den Parametern benötigt [8]. Durch sinnvolle Vergleiche der Funktionswerte mehrerer Punkte im Parameterraum werden mittels Schrittweitensteuerung die Tendenz der Werte und der Gradient Richtung Optimum angenähert.

Das Verfahren ist in Bezug auf den Rechenaufwand kompakt. Allerdings gibt es keine allgemeinen Konvergenzaussagen und keine Garantie, dass es ein lokales Minimum von $f(x)$ erreicht. Die Grundlage der Prozedur ist die Konstruktion von Simplizes, dem einfachsten Volumen im N -dimensionalen Parameterraum, das aus $N+1$ Punkten aufgespannt wird. Im eindimensionalen Raum ist es eine Strecke, im zweidimensionalen Raum ein Dreieck usw. Ein Punkt repräsentiert dabei einen Parameter- bzw. Variablenvektor, zu dem man einen Funktionswert berechnen kann.

Zum Start des Verfahrens wird ein Simplex S_0 vorgegeben. Jeder Iterationsschritt des Verfahrens besteht danach aus folgenden Aktionen:

- Bestimme zu dem aktuellen Simplex S_K mit den Ecken x^0, x^1, \dots, x^n die Ecke x^m mit dem größten Funktionswert:

$$f(x^m) = \max(f(x^0), f(x^1), \dots, f(x^n)) \quad (11)$$

- Berechne einen Punkt mit einem kleineren Funktionswert $f(y) \leq f(x^m)$ und ersetze x_m durch den neuen Punkt y . Damit erhält man einen neuen Simplex S_{k+1} zu den Punkten y und x_i mit $i = 0, 1, \dots, n; i \neq m$.

Zur Bestimmung des Punktes y werden die drei Konstruktionsprinzipien der Reflexion, der Expansion und der Kontraktion angewendet [8].

Als Abbruchkriterium des Optimierungsalgorithmus schlagen Nelder und Mead den Vergleich der Standardabweichungen der Funktionswerte an den Simplex-Ecken mit einer vorgegebenen Toleranz vor. In der hier verwendeten MATLAB-Implementation *fminsearch* wird das Verfahren abgebrochen, sobald der Durchmesser des Simplex S_K kleiner als eine vorgegebene Toleranz ist [9]. Die zu minimierende Zielfunktion entspricht hierbei der Fehlerquadratsumme zwischen Referenzkraftverlauf F_{Ref} und Kraftverlauf mit aktuellen Parametern F_{Opt} nach Gl. 12.

$$\min(f(x)) = \min\left(\sum_{t=0}^{t_{end}} (F_{Ref} - F_{Opt})^2\right) \quad (12)$$

3. Numerische Umsetzung in MATLAB

Es wird ein numerisches Tool entwickelt, das es dem Anwender erlaubt, die Parameter nicht-linearer Modelle zur Beschreibung frequenz- und amplitudenabhängiger Steifigkeits- und Dämpfungseigenschaften aus realen Versuchsergebnissen zu identifizieren. Dabei gelten folgende Hauptanforderungen an den Algorithmus:

- Flexibilität und Anpassbarkeit der Eingangs- und Steuergrößen für Anwendbarkeit der Routine auf synthetische und reale Messdaten,
- Modularer, kompakter Aufbau für mehr Übersichtlichkeit,
- Benutzersteuerung während Programmablauf, um Rechenaufwände und Ausgaben zu kontrollieren.

Das Hauptmodul greift auf einzelne Funktionen zu und teilt sich in zwei voneinander unabhängige Teile: Während im ersten Schritt die synthetische Messdaten eines Referenzmodells erzeugt werden, beinhaltet der zweite Teil den Optimierungsalgorithmus.

In der Eingabedatei definiert der Anwender die Art der zyklischen Wegerregung und entscheidet sich grundsätzlich zwischen der Superposition mehrerer monofrequenter Teilsignale oder dem Frequenz- bzw. Amplitudensweep. Die Superposition wird nach Gl. 13 festgelegt, wobei i der Anzahl der Teilsignale entspricht und die Amplitude \hat{x} , die Frequenz f , der Nullphasenwinkel φ_0 und die Nullverschiebung x_0 Vektoren sind, deren Längen von i abhängen.

$$x(t) = \sum_{m=1}^i \sum_{n=1}^{i-(m-1)} \hat{x}(n) \cdot \cos(2\pi \cdot f(m) \cdot t - \varphi_0(m)) + x_0(m) \quad (13)$$

Bei der Wahl des Sweeps definiert der Anwender dagegen die Start- und Endwerte von Frequenz und Amplitude sowie die Form der Hüllkurven (linear, quadratisch, exponentiell).

Mit der Weganregung werden anschließend die nichtlinearen Differentialgleichungen des Modells nach Kümmelee bzw. Wahle (vgl. Kapitel 1) mit Hilfe des ODE113-Solvers gelöst und Zeitverläufe der Wege, Teilkräfte und Gesamtzustandsgrößen ausgegeben. Je nach Anwenderwahl kann weißes Rauschen addiert werden.

Unabhängig von diesem ersten Teil schließt sich die Optimierungsroutine an: Der Nutzer legt das Startmodell und die darin enthaltenen Parameter fest, bestimmt die Abbruchbedingungen und Ausgabegrößen. Anschließend übergibt das Hauptmodul die Eingaben an das Nelder-Mead-Verfahren aus Kapitel 2. Sofern ein lokales Minimum gefunden oder die Routine durch den Anwender abgebrochen wird, endet die nichtlineare Optimierung und die identifizierten Parameter werden ausgegeben. Alle weiteren Ergebnisse wie die Rechenzeit, die Anzahl von Iterationen und der Verlauf der Fehlerquadratsumme werden in einer Strukturvariablen zusammengefasst und für die Nachbereitung gespeichert.

4. Parameterstudien

Um eine Strategie zur Identifikation der Modellparameter abzuleiten, ist es notwendig, die unterschiedliche Einflussgrößen auf das dynamische Systemverhalten zu kennen. Aus diesem Grund werden zunächst die Eingabegrößen manipuliert und ihre Auswirkungen auf das dynamische Systemverhalten analysiert. Mit diesem Wissen lässt sich dann später eine Prüfprozedur mittels Wegerregung finden, die genügend Informationen beinhaltet, um die Frequenz- und Amplitudenabhängigkeit der Steifigkeits- und Dämpfungseigenschaften eines Bauteils zu identifizieren.

Vorab sind einige Randbedingungen für den Einflussbereich der Modellparameter und damit der Einsatzbereich des Bauteils festzulegen (in [SI]-Einheiten):

1. Der beeinflusste Frequenzbereich der Wegerregung erstreckt sich über etwa zwei bis drei Dekaden: $[f_{min}; f_{max}] = [10^{-1}; 10]$
2. Die Amplituden der Wegerregung nehmen mit steigender Frequenz ab und liegen etwa bei $[\hat{x}_{max}; \hat{x}_{min}] = [1,5; 0,1]$

Für die Untersuchung des nichtlinearen Einflusses soll zunächst ein Modell mit einem Maxwell- und einem Jenkin- bzw. Prandtl-Element Gegenstand der Betrachtung sein. Das Eingangssignal sei

$$x(t) = \cos\left(2\pi \cdot \frac{1}{100} t - \frac{\pi}{2}\right) \quad (14)$$

und damit niederfrequent, um die Auswirkung der linearen Maxwell-Elemente zu minimieren. Das betrachtete Modell nach Wahle ist in Tabelle 2 links festgelegt. Zum Vergleich wird das lineare 3-Parameter-Modell nach Tabelle 2 rechts hinzugezogen.

Tabelle 2: Modellvergleich zwischen Wahle und linearem 3-Parameter-Modell

Modell nach Wahle Bsp. 1		3-Parameter-Modell Bsp. 1	
c_0	6	c_0	6
c_{il}	b_l	c_i	b_l
6	$6/2\pi$	6	$6/2\pi$
c_{int}	H_i		
6	$6 \cdot 0,5 = 3$		

Der Vergleich der Hysteresen in Bild 4 legt nahe, dass das 3-Parameter-Modell (*Former Reference*), welches bei einer Erregerfrequenz von $f = 1$ [SI] die maximale Dämpfung aufweist, bei sehr kleiner Frequenz ideal-elastisch wirkt. Das identische Maxwell-Element im Modell nach Wahle kann in diesem Fall also weitgehend vernachlässigt werden. Das Prandtl-Element verursacht hingegen die typische Lanzett-Gestalt der nichtlinearen Viskoelastizität (*Current Reference*). Wie bereits geschildert, bilden sich Spitzen in den Umkehrpunkten. Zusätzlich sind abgerundete Knicke erkennbar.

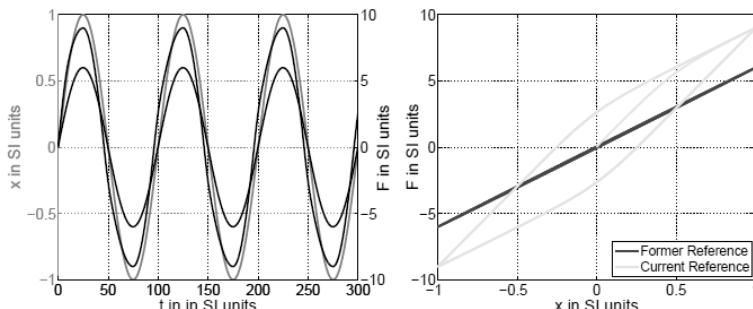


Bild 4: Modell nach Wahle und 3-Parameter-Modell bei kleiner Frequenz

Diese Erscheinungen lassen sich damit erklären, dass der Reiber im Prandtl-Zweig haftet, solange die innere Kraft die Haftkraft H_i nicht übersteigt. In diesem Fall ändert sich F_{int} nach der linear-elastischen Beziehung: $\dot{F}_{int} = c_{int} \cdot \dot{x}_{int}$. Wird die Haftkraft H_i jedoch überschritten, gleitet der Reiber und die Kraft im Prandtl-Zweig bleibt konstant ($\dot{F}_{int} = 0$).

Um diese Beziehungen besser nachvollziehen zu können, werden im Tool auch die inneren Kräfte ausgegeben. Bild 5 visualisiert die Zeitverläufe der linearen Kraft F_{1l} im Maxwell-Element, der nichtlinearen Kraft im Prandtl-Element F_{1nl} und den Verlauf der linearen Federkraft F_0 bei harmonischer Erregung nach Gl. 15.

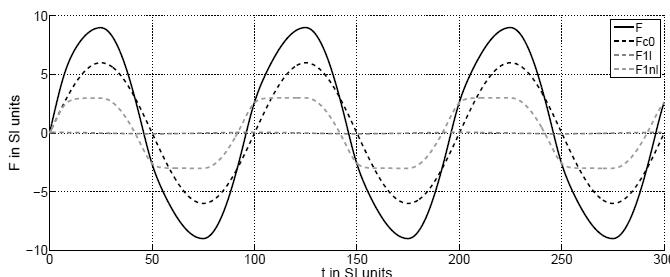


Bild 5: Zeitverläufe der inneren Kräfte im Modell nach Wahle bei kleiner Frequenz

Es wird deutlich, dass sich die Kraft im nichtlinearen Zweig bei $F_{1nl} \geq 3 = H_i$ nicht mehr ändern, sondern nur bei kleineren Lasten linear verläuft. Aus diesem Grund eignet es sich, die Haftkräfte H_i mittels der maximalen Amplitude \hat{u}_i zu formulieren: $H_i = c_{int} \cdot \hat{u}_i$.

Verringert man bei konstanter Frequenz f und gleichen Modellparametern die Amplitude der Wegerregung, kann es passieren, dass die kritische Haftkraft H_i im Prandtl-Element nicht erreicht wird. Der Reiber „rutscht nicht durch“ und verhält sich wie eine Hook'sche Feder. Zu

beachten gilt, dass die hier getrennten Amplituden- und Frequenzabhängigkeiten im Realfall meist kombiniert auftreten, wobei je nach Bauteil und Eingangssignal entweder die nichtlinearen dynamischen Eigenschaften im niederfrequenten oder die linearen Einflüsse im hochfrequenten Bereich das dynamische Verhalten dominieren.

5. Identifikation der Modellparameter

Die Identifikation der Steifigkeits- und Dämpfungseigenschaften eines Bauteils gestaltet sich umso schwieriger, je breiter sein Einsatzspektrum und je feiner es in diesem abgestimmt ist. Exemplarisch wird das neun-parametrische Referenzmodell nach Tabelle 3 links gewählt, um dessen synthetische Kraftantwort mittels Optimierung anzugeleichen.

Auf den Erfahrungen aus Kapitel 4 basierend wird nun eine Strategie entwickelt, die es erlaubt, die Parameter des Modells zu identifizieren. Durch die relativ große Parameteranzahl ist der Anspruch an den „Informationsgehalt“ des Eingangssignals hoch. Aus diesem Grund wird die Wegerregung in mehrere Schritte gestaffelt, um die einzelnen Abhängigkeiten separat zu identifizieren. Der Strategievorschlag sieht die folgende Prozedur vor:

1. Breitbandige Sweep-Anregung zur groben Identifikation aller Parameter,
2. Superposition zur Verfeinerung der linearen Elemente und
3. Niederfrequente Sweep-Anregung zur Verfeinerung der nichtlinearen Elemente.

Die breitbandige Sweep-Anregung wird so festgelegt, dass das Frequenzband in den niederfrequenten Bereich tendiert ($[f_{min}; f_{max}] = [10^{-1}; 10^{1.5}]$), da sich hier Amplitudenabhängigkeiten am stärksten auswirken und die linearen Koeffizienten im Sweep-Signal aufgrund der ständigen Frequenzänderung ohnehin einen größeren Einfluss haben. In Bezug auf die Amplitudenwahl wird das gesamte Spektrum abgedeckt ($[\hat{x}_{max}; \hat{x}_{min}] = [2,5; 0,1]$). Die Hüllkurven seien quadratisch. Die Superposition besteht als Kompromiss zwischen Rechenzeit und Informationsgehalt aus zehn Einzelsignalen ($[f_{min}; f_{max}] = [10^{-2}; 10^{0.5}]$, $[\hat{x}_{max}; \hat{x}_{min}] = [0,005; 0,0025]$). Abschließend wird ein Sweep im niederfrequenten Bereich definiert, um die Amplitudenabhängigkeiten des Bauteils zu präzisieren ($[f_{min}; f_{max}] = [10^{-2.5}; 10^{-2}]$, $[\hat{x}_{max}; \hat{x}_{min}] = [3,0; 0,05]$). Die Anzahl der Iterationen ist in allen drei Identifikationsschritten auf 400 begrenzt und die Abbruchtoleranz liegt bei 0,1. Die relativen Fehler zwischen den initialen Startparametern und der Referenz sind mit mindestens 150%, vereinzelt auch mit 300% festgelegt, um die (Falsch-)Schätzung realer Referenzen zu simulieren. In Schritt 2 und 3 werden anschließend die Ergebnisse aus den vorherigen Schritten als Startparameter übernommen. Nach einem Gesamtdurchlauf von etwa 2400 s identifiziert die Methode die Parameter nach Tabelle 3 rechts:

Tabelle 3: Referenzmodell und Ergebnis der Optimierung

Modell nach Wahle Bsp. 1		Optimierungsergebnis	
c_0	c_0		
6		5,999	
c_{il}	b_i	c_{il}	b_i
6	$6/(2\pi \cdot 7) = 0,136$	5,988	0,13
6	$6/(2\pi \cdot 0,7) = 1,364$	6,101	1,364
c_{intl}	H_i	c_{intl}	H_i
6	$6 \cdot 1,5 = 9$	6,003	9,003
6	$6 \cdot 0,5 = 3$	5,985	2,994

Die dreischrittige Identifikation mittels Sweep-Superposition-Sweep liefert also für ein Bauteil, dass sich mit einem Wahle-Modell nach Tabelle 3 links beschreiben lässt, solide Ergebnisse. Der Praxisfall sieht die Weganregung des realen Bauteils analog zu dieser Prozedur vor, um die Kraftverläufe zu erzeugen. Die gewonnenen Referenzen können anschließend anstelle der hier genutzten synthetischen Messdaten genutzt werden, um die Identifikation mit dem entwickelten numerischen Tool zu durchlaufen. Mit den optimierten Parametern sind dann ausführliche Mehrkörper-Simulationsrechnungen in dem Einsatzgebiet des Bauteils möglich.

Um die Qualität der Identifikationsstrategie zu beurteilen, ist es neben der Beurteilung der Algorithmus-Stabilität notwendig, die Robustheit der Ergebnisse gegenüber Modell-, Signal- und Prozessfehlern zu untersuchen. Da eine Vielzahl von Einstellungsmöglichkeiten im Programm zur Verfügung steht, handelt es sich hierbei um ein sehr aufwendiges Unterfangen, das nicht innerhalb der vorliegenden Arbeit vollständig ergründet wurde. Nichtsdestotrotz sind einige Beispiele untersucht worden, welche die Robustheit der Strategie belegen bzw. die Grenzen der eindeutigen Identifikation aufzeigen. Es wurden die Startparameter verschlechtert (Grenze der eindeutigen Identifikation bei etwa 300%), andere Referenzparameter gewählt und die Anzahl der Parameter gegenüber dem Startmodell der Optimierung verändert. Des Weiteren wurde ein Modell nach Kümmelee durch ein Modell nach Wahle angenähert. Außerdem sind Studien zur richtigen Zeitvektor-Definition in Abhängigkeit vom Eingangssignal durchgeführt worden. Bei der Verifikation kam eine relativ regellose Wegerregung zum Einsatz, die sich aus 15 Einzelsignalen innerhalb des definierten Einsatzgebietes zusammensetzt.

Insgesamt kann gezeigt werden, dass das Verfahren auch bei relativ schlechten Startparametern akzeptable Ergebnisse für neun-parametrische nichtlineare Modelle liefert. Nichtsdes-

totrotz bieten sich nach Abschluss dieser Untersuchungen zahlreiche Anknüpfungsmöglichkeiten: von der Integration nichtlinearer Feder- oder Dämpferkennlinien bis hin zur Implementation der Temperaturabhängigkeit von Elastomeren als typisches Anwendungsbeispiel der vorgestellten dynamischen Eigenschaften. Die Programmierung einer graphischen Benutzeroberfläche ist für die Weiternutzung ebenfalls denkbar und nützlich.

Zusammenfassend liefert diese Arbeit also wesentliche Erkenntnisse zum Verständnis von frequenz- und amplitudenabhängigen Steifigkeits- und Dämpfungsverhalten. Außerdem stellt sie ein robustes, flexibles und anpassbares numerisches Werkzeug bereit, um das Thema weiterzuführen. Damit wurde hier nicht die geschlossene Lösung eines Problems präsentiert, sondern eine solide Basis für die Ausweitung der Untersuchungen gelegt.

- [1] VDI: Werkstoff- und Bauteildämpfung / VDI-Gesellschaft Entwicklung. Konstruktion. Vertrieb. 2004/2005. – Forschungsbericht. Blatt 1
- [2] KOLSCH, H.: Schwingungsdämpfung durch statische Hysterese- Modellierung von Bauteilen, Parameteridentifikation, Schwingungsberechnung, TU Braunschweig, Dissertation, 1993
- [3] AHRENS, A.: Innere Variablen in linear-viskoelastischen Schwingungssystemen- Modellierung, numerische Behandlung und Parameteridentifikation, TU Braunschweig, Dissertation, 1992
- [4] HAUPT, P.: Möglichkeiten zur Beschreibung von Dämpfungseigenschaften. VDI-Verlag (VDI-Berichte Nr. 269), 1976
- [5] KRAMARCZUK, W.: Belastungsermittlung an Aggregatlagern mittels numerischer Simulation, Auto-Uni, Volkswagen AG, Dissertation, 2012
- [6] KÜMMELEE, H.: Ein Verfahren zur Vorhersage des nichtlinearen Steifigkeits- und Dämpfungsverhaltens sowie der Erwärmung drehelastischer Gummikupplungen bei stationärem Betrieb. 1986
- [7] WAHLE, M.: Entwicklung eines Rechenmodells zur Beschreibung von Gummibauteilen bei statischer und dynamischer Belastung (Simulationsmodell für Gummibauteile). Abschlussbericht zum BMBF-Forschungsvorhaben, Aachen. 1999
- [8] GERDTS, M. (Hrsg.) ; School of Mathematics, University of Birmingham (Veranst.): Optimierung. 2008
- [9] MATHWORKS: MATLAB R2017b Documentation. The Mathworks, Inc. 2017

Experimentelle Identifikation von Schwingungsursachen in Antriebssträngen von Power-Tools

Experimentelle Untersuchung von Winkelschleifervibrationen beim Schleifen und Trennen von Stahl anhand des Frequenzspektrums

Sven Matthiesen, Thomas Gwosch, Tim Bruchmüller,
Karlsruher Institut für Technologie (KIT),
IPEK – Institut für Produktentwicklung, Karlsruhe

Kurzfassung

Dieser Beitrag zeigt eine Möglichkeit, wie mit Hilfe von experimentellen Untersuchungen die Schwingungsursachen in einem Winkelschleifer identifiziert werden können. Der eingesetzte Versuchsaufbau ermöglicht die Erfassung der Beschleunigung des Getriebegehäuses, den Kräften unter dem Werkstück sowie des Differenzdrehwinkels der beiden Wellen des Winkelschleiferantriebstrangs. Die frequenzabhängige Amplitudenverteilung erfolgt über die Auswertung im Spektrogramm für die beiden Anwendungen Schleifen und Trennen von Stahl. Die signifikanten Frequenzanteile werden Schwingungsursachen aus dem Winkelschleifer, der elektrischen Anregung sowie der Anregung aus der Anwendung zugeordnet. Ein Abgleich der Schwingungsanteile im Beschleunigungs-, Kraft- und Drehwinkelsignal wird vorgestellt.

1. Einleitung

Bei der Entwicklung von Winkelschleifern sind die Auswirkungen der Schwingungen im System hinsichtlich Lebensdauer der Komponenten, dem Arbeitsergebnis sowie der Vibrationsbelastung des Anwenders zu berücksichtigen. Dabei ist die Voraussetzung für eine zielgerichtete Produktentwicklung ein gutes Systemverständnis und die richtige Modellvorstellung der Effektursachen des Systems. Hierdurch lassen sich die Ursachen von gewollten und ungewollten Funktionen wie Vibratiorien identifizieren und darauf basierend Zielgrößen für die Produktentwicklung ableiten.

Bei Winkelschleifern kommt es häufig zu Schwingungsproblemen, die aufgrund der hohen Drehzahl des Antriebs auftreten [1]. Dabei sind mehrere Schwingungsursachen bekannt, die Einfluss auf die frequenzabhängige Amplitudenverteilung der Schwingung des Winkelschleifers haben. Yan et al. haben in [2] das Frequenzspektrum der Kohlebürstenbewegung in

einem Winkelschleifer (Leistungsklasse 2400 W) untersucht und die auftretenden Frequenzanteile den Schwingungsursachen zugeordnet. Dabei wird ein Rotormodell des Elektrowerkzeugs genutzt. In [1] werden die Frequenzanteile für die Bewegung der Kohlebürste in drei Gruppen untergliedert:

1. Schwingungsanteile, die in Frequenzen ganzzahliger Vielfacher der Drehzahl auftreten. Diese haben ihre Ursache in der Kontur der Kontaktfläche zwischen Kohlebürste und Kollektor.
2. Schwingungsanteile, die in doppelter und vierfacher Netzfrequenz auftreten. Zusätzlich sind diese in höheren Ordnungen zu beobachten, wobei der Anteil der höheren Ordnungen gering ist.
3. Frequenzkombinationen aus 1. und 2., die aus der nichtlinearen Kontaktkraft stammen.

Diese Schwingungsanteile sind nicht nur auf die Bewegung der Kohlebürste beschränkt, sondern sind auch an anderen Stellen im Triebstrang bzw. den Gehäuseteilen vorhanden. In [3] wurden die Schwingungsanteile der torsionalen Bewegung der Antriebswellen eines Winkelschleifers mit 1100 W Nennleistung untersucht. Die elektrische Anregung bei der doppelten Netzfrequenz sowie drehzahlabhängige Frequenzanteile (1. Ordnung der Arbeitswelle) sind in der Torsionsschwingung des Triebstrangs wiederzufinden. Zu den Ursachen der drehzahlabhängigen Frequenzanteile zählen die Unwuchtanregung durch die Motorwelle, Arbeitswelle sowie die Schleifscheibe. Während die Arbeiten in [1] und [2] an einem unbelasteten Winkelschleifer durchgeführt wurden, stammen die Ergebnisse in [3] aus Messungen in der Anwendung.

Die Schwingungsbewertung über Beschleunigungssensoren auf dem Gerätegehäuse ist eine gängige Methode zur Ermittlung der Vibratoren auf den Anwender. Die DIN EN ISO-Normen 28927-1 [4] und 5349-1 [5] beschreiben die Ermittlung der Schwingungsemision von Winkelschleifern in Hinblick auf das Messverfahren sowie zur Bewertung der Einwirkung von Schwingungen auf das Hand-Arm-System des Menschen. Beide Normen verwenden einen Frequenzbewertungsfilter, welches die Schwingungsbeurteilung hinsichtlich Schädigungswirkung des Anwenders ermöglicht. Diese Untersuchungen ermöglichen die Bewertung der Schwingung auf den Menschen, jedoch keine Identifikation der Schwingungsursachen. Es ist naheliegend, diese Untersuchungsmethode aufgrund der einfachen Sensorapplikation auch für die Eingrenzung der Schwingungsursache einzusetzen. Der Einsatz des Messverfahrens durch Beschleunigungssensoren auf dem Gerätegehäuse ist möglich, so lange sich die Schwingungsursachen in der Gehäusevibration widerspiegeln und sich extrahieren lassen.

Um von Beschleunigungsdaten auf die Schleifkräfte zu schließen, wird in [6] ein Verrechnungsmodell für die Beschleunigungswerte am Handgriff des Winkelschleifers vorgeschlagen. Dieses basiert auf einem 3-Freiheitsgrad-Modell aus dem Stand der Forschung. Die Vorhersage der Schleifkraft erfolgt über die Verrechnung der Beschleunigungswerte am Griff und der experimentell ermittelten Übertragungsfunktion des Winkelschleifers, wobei die Schleifkraft als skalarer Wert berechnet wird und die Greif- und Anpresskraft nicht berücksichtigt werden.

Alternativ kann für die Messung der Gehäusevibration ein Laser-Doppler-Vibrometer eingesetzt werden, das eine gängige Messmethode für Schwingungen ist [7]. Die Erfassung von dreidimensionalen Vibrationsdaten mit dieser Messmethode ist in [7] gezeigt. Nachteilig bei dieser Untersuchung ist, dass eine freie Bewegung des Power-Tools im Raum nicht möglich ist.

Eine Möglichkeit zur Messung der torsionalen Schwingung in Winkelschleifern ist die Erfassung des Drehwinkels von Motorwelle und Arbeitswelle [3]. Die drehmomentbedingte Torsion der Antriebswellen ist bei den vorherrschenden Drehmomenten im Vergleich zu Getriebespel und Zahnsteifigkeit gering, sodass im Speziellen die Eigenschaften der Kegelradstufe bei der Untersuchung des Differenzwinkels von Motor- und Arbeitswelle in Erscheinung treten. Daneben kann auch die Drehzahlschwankung des Triebstrangs untersucht werden, was Rückschlüsse auf die Anregung und Triebstrangeigenschaften zulässt.

Eine Möglichkeit zur Messung der translatorischen Schwingungen des Antriebsstrangs ist die Nutzung von Abstandssensoren, die die radiale oder axiale Bewegung der Antriebswelle relativ zu den Gehäuseteilen erfassen können [8]. Bei dieser Messmethode ist es möglich, den Winkelschleiferantriebsstrang in handgehaltenen Versuchen und realistischen Anwendungsszenarien zu untersuchen. Die Erfassung der Triebstrangbewegung ermöglicht die Untersuchung von betriebspunktabhängigen Rotorschwingungen des Winkelschleifers. Über Charakterisierungsuntersuchungen an einem Teilsystementwicklungsprüfstand lassen sich die niederfrequenten Anteile der Arbeitswellenbewegung in hierfür erforderliche Kräfte an der Werkzeugaufnahme umrechnen [9]. Kräfte, die aus dynamischen Effekten des Triebstrangs resultieren, sind in der in [9] vorgeschlagenen Vorgehensweise nicht direkt zu ermitteln.

Zur Messung der auftretenden Kräfte auf Werkstückseite wird in [10] ein Messsystem vorgestellt, mit dem über zwei einachsige Kraftsensoren in einem Messaufbau die Kräfte unterhalb einer Werkstückprobe gemessen werden. Es wird vorgeschlagen, die Messwerte über ein virtuelles Modell des Messaufbaus mit Hilfe von Übertragungsfunktionen die Messwerte von dem Einfluss des Messsystems zu bereinigen.

Im Stand des Wissens werden Messmethoden zur Identifikation des Vibrationsverhaltens von Winkelschleifern vorgeschlagen, die sich hinsichtlich Untersuchungsziel, Applikationsaufwand der Messtechnik sowie anwendungsnahen Versuchsbedingungen unterscheiden. Für die Identifikation der Schwingungsursachen werden insbesondere applikationsaufwändige Untersuchungsmethoden oder Untersuchungen am Winkelschleifer ohne Berücksichtigung von Anwendungs- und Anwendereinfluss eingesetzt. Die Zusammenhänge zwischen Gehäuseschwingung und Reaktionskräfte am Werkstück sowie der torsionalen Schwingung des Winkelschleiferantriebsstrangs bei verschiedenen Anwendungen ist unzureichend untersucht. Diese Zusammenhänge bieten das Potential, zukünftige Untersuchungen mit verringerterem Aufwand in der Versuchsdurchführung zu realisieren. Dazu ist es notwendig, diese Zusammenhänge zu identifizieren, worin die hier vorgestellte Untersuchung einen Beitrag leistet.

3. Materialien und Methoden

Zur experimentellen Identifikation von Schwingungsursachen wird das in Bild 1 gezeigte Versuchsssetup eingesetzt, mit dem in handgeführten Versuchen schwingungsrelevante Systemgrößen erfasst werden. Das Versuchsssetup besteht aus dem Geräteuntergrundprüfstand, an dem eine Werkstückprobe befestigt ist sowie einem Winkelschleifer, der mit Messtechnik präpariert wurde.

Der Geräteuntergrundprüfstand (in Bild 1 unterer Teil) ermöglicht die Messung der Kräfte unterhalb des Werkstücks mit Hilfe von drei um 120° zueinander versetzten 3-Achs-Kraftsensoren. Der Geräteuntergrundprüfstand ist eine Weiterentwicklung des in [10] vorgestellten Messaufbaus. Die Messwerte der Kraftsensoren werden über die trigonometrischen Winkelbeziehungen in das raumfeste Koordinatensystem $K(X-Y-Z)$ (in Bild 1 eingezeichnet) umgerechnet.

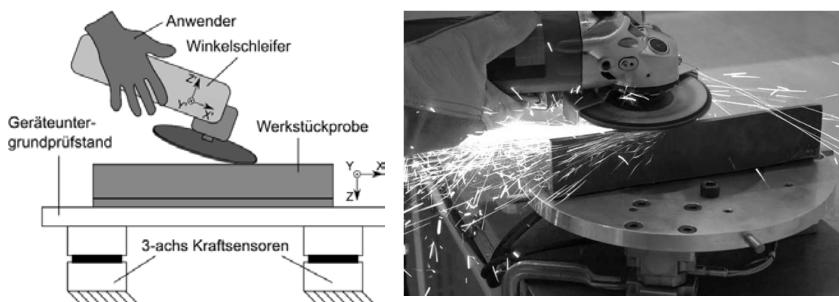


Bild 1: Versuchsssetup (links: schematische Darstellung, rechts: Foto während der Messung)

Der Winkelschleifer ist mit Drehwinkelsensoren an beiden Wellen des Triebstrangs ausgestattet (in Bild 2 links dargestellt), die torsionale Schwingungen erfassen können. Zusätzlich ist auf dem Getriebegehäuse ein Beschleunigungssensor angebracht, mit dem die Gehäuseschwingungen erfasst werden. Der Beschleunigungssensor ist, im Gegensatz zur Ermittlung der Schwingungsemission auf den Anwender nach [5], auf dem Getriebekopf befestigt (vgl. Bild 2). Die Beschleunigungskomponenten sind im gerätefesten Koordinatensystem¹ ermittelt.

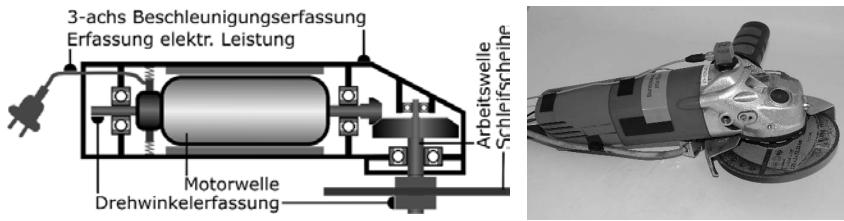


Bild 2: Mit Messtechnik ausgerüsteter Winkelschleifer (links: schematische Darstellung, rechts: Foto des Versuchsgeräts)

Die Datenerfassung erfolgt mit einem ADwin Pro II Datenerfassungssystem der Firma Jäger Computergesteuerte Messtechnik GmbH. Die in der Untersuchung erfassten Messgrößen sind in Tabelle 1 aufgeführt. Die Datenaufzeichnungsrate liegt für alle Signale bei 25 kHz.

Tabelle 1: eingesetzte Messtechnik

Messgröße	Position	Sensor
Kraftkomponente X, Y, Z	Geräteuntergrundprüfstand (unter Werkstückprobe)	3 Stück Kistler 4397C
Beschleunigung X', Y', Z'	Getriebekopf	PCB 356A02
Drehwinkel der Motorwelle	Wellenende	Optischer Encoder HEDS 9140
Drehwinkel der Arbeitswelle	Spannmutter der Schleifscheibe	Integriertes Hall IC AMS AS5304
Temperatur	Getrieberaum	Thermoelement
Elektrische Leistung	Anschlussleitung	Stromwandler LEM CASR 15-NP

Als Testfälle werden die drei Anwendungen Trennen, Anfassen und Schleifen von Stahlblech ausgewählt, wobei die Ergebnisse in Kapitel 4 auf die beiden Anwendungen Trennen und

¹ Das gerätefeste Koordinatensystem ist mit gestrichenen Buchstaben $K'(X'-Y'-Z')$ kenntlich gemacht.

Schleifen von Stahlblech fokussiert sind. Die untersuchten Anwendungen repräsentieren drei in der Praxis häufig vorzufindende Tätigkeiten. Die Untersuchungen werden an einem Handarbeitsplatz im Power-Tool Prüffeld des Instituts durchgeführt.

Die Auswertung erfolgt über das Frequenzspektrum der erfassten Messgrößen mit Hilfe von Spektrogrammen. Dabei werden signifikante Frequenzanteile zwischen den Messgrößen in Beziehung gesetzt und den Entstehungsursachen zugeordnet.

4. Ergebnisse

Die Ergebnisse werden für die beiden Anwendungen Trennen und Schleifen von Stahlblech vorgestellt. Dabei wird das Amplituden-Spektrogramm für die Beschleunigung des Getriebekopfs und die Kraft unter dem Werkstück in Z-Richtung² sowie der Differenzdrehwinkel³ von Motor- und Arbeitswelle betrachtet.

Schleifen von Stahlblech

Der Drehzahlverlauf ist für das Schleifen von Stahlblech in Bild 3 dargestellt. Nach dem Anlauf und einer kurzen Leerlaufphase (bis ca. 4,5 s) erfolgt die Belastungsphase, die in der Eingangsleistung im Bereich zwischen 700 W und 1150 W schwankt, wobei ab ca. 36 s die Drehzahl aufgrund der erhöhten Belastung (erhöhte Andruckkraft durch den Anwender) weiter abfällt. Bei ca. 46 s wird der Schleifprozess kurzzeitig unterbrochen (kein Kontakt zwischen Schleifscheibe und Werkstück) und die Drehzahl steigt kurzzeitig an. Bei 54 s wird der Antrieb ausgeschaltet und der Antriebsstrang läuft aus.

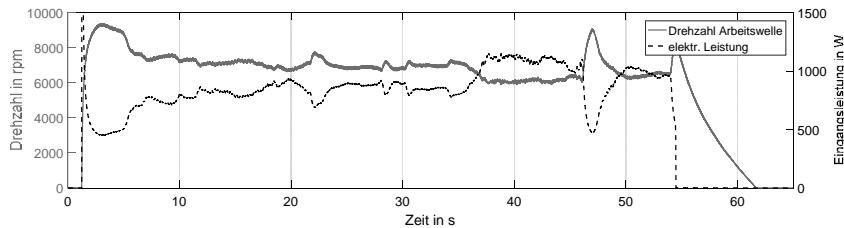


Bild 3: Verlauf der Drehzahl und der elektr. Leistungsaufnahme (Schleifen von Stahlblech)

Im Amplituden-Spektrogramm der Beschleunigung des Getriebegehäuses (Bild 4) ist die 1. Ordnung der Drehzahl von Motor- und Arbeitswelle signifikant sichtbar. Ebenfalls sind die höheren Ordnungen der Arbeitswelle sichtbar. Über den Testfall konstant sind signifikante

² Die Z-Richtung entspricht bei der Anwendung Schleifen näherungsweise der Z'-Richtung. Bei der Anwendung Trennen entspricht die Z-Richtung näherungsweise der Y'-Richtung.

³ Berechnung: $Differenzdrehwinkel = \frac{Drehwinkel_{Motorwelle}}{\text{Übersetzung}} - Drehwinkel_{Arbeitswelle}$

Amplituden bei 100 Hz (doppelte Netzfrequenz), 200 Hz und 300 Hz zu sehen. Im Amplituden-Spekrogramm der Kraft unter der Werkstückprobe (Bild 5) sind die im Beschleunigungssignal sichtbaren Amplitudenerhöhungen ebenfalls signifikant. Zusätzlich hierzu sind drehzahlabhängige, jedoch nichtlineare Schwingungsanteile im Kraftsignal zu beobachten. Diese sind auch in den höheren Ordnungen der Arbeitswelle zu erkennen.

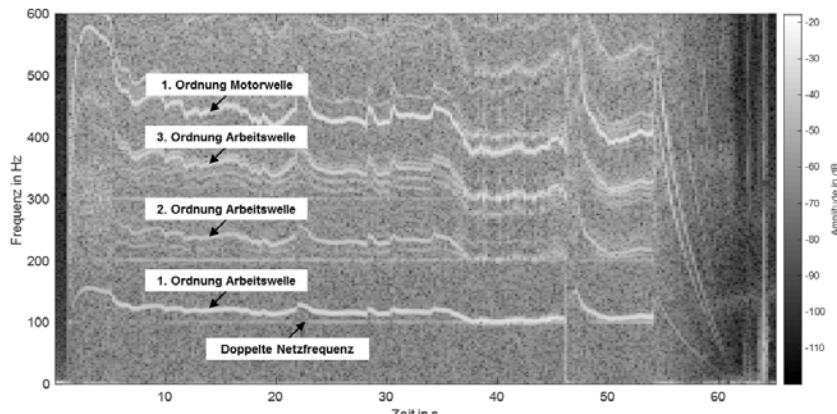


Bild 4: Amplituden-Spekrogramm der Beschleunigung des Getriebegehäuses
in Z'-Richtung (Schleifen von Stahlblech)

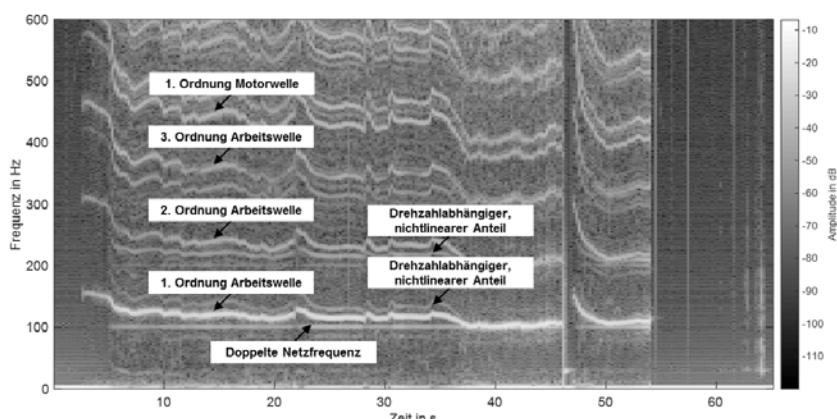


Bild 5: Amplituden-Spekrogramm der Kraft unter der Werkstückprobe in Z-Richtung
(Schleifen von Stahlblech)

Im Amplituden-Spekrogramm des Differenzdrehwinkels ist die 1. Ordnung der Drehzahl von Arbeitswelle und Motorwelle sowie die doppelte Netzfrequenz signifikant sichtbar. Auffällig ist eine breitbandige Anregung bei den Anlauf- und Auslaufphasen (1-5 s, 46-47 s und 54-62 s).

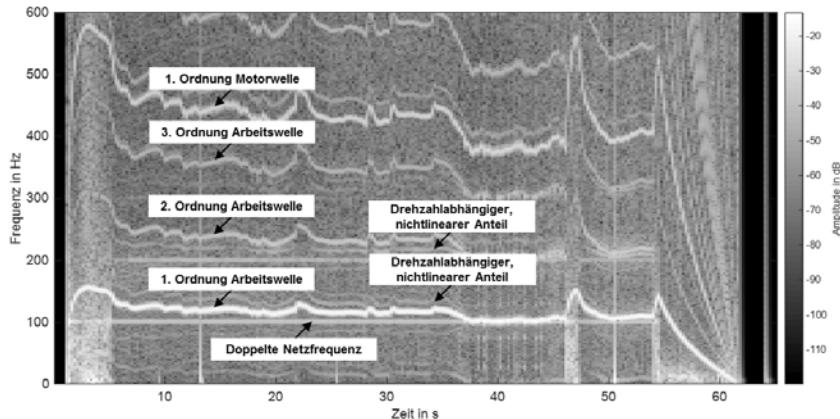


Bild 6: Amplituden-Spekrogramm des Differenzdrehwinkels (Schleifen von Stahlblech)

Trennen von Stahlblech

In Bild 7 ist der zeitliche Verlauf der Drehzahl und elektrischen Leistung für drei Trennschnitte mit jeweils anschließendem Auslauf dargestellt.

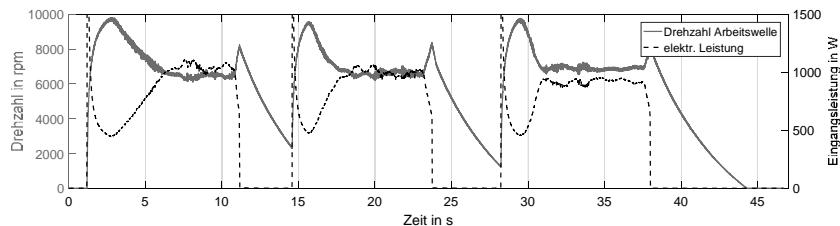


Bild 7: Verlauf der Drehzahl und der elektr. Leistungsaufnahme (Trennen von Stahlblech)

In Bild 8 bis Bild 10 ist das Trennen von Stahlblech in den Spektrogrammen (Beschleunigung, Kraft, Differenzdrehwinkel) dargestellt. Im Beschleunigungssignal ist die erste Ordnung der Arbeitswellendrehzahl deutlich sichtbar. Die höheren Ordnungen der Arbeitswellendrehzahl sowie die erste Ordnung der Motorwellendrehzahl sind ebenfalls sichtbar, jedoch von einer breitbandigen Anregung überlagert. Diese breitbandige Anregung ist nur während des Trennschnitts zu beobachten, in den Anlauf- und Auslaufphasen ist diese nicht sichtbar.

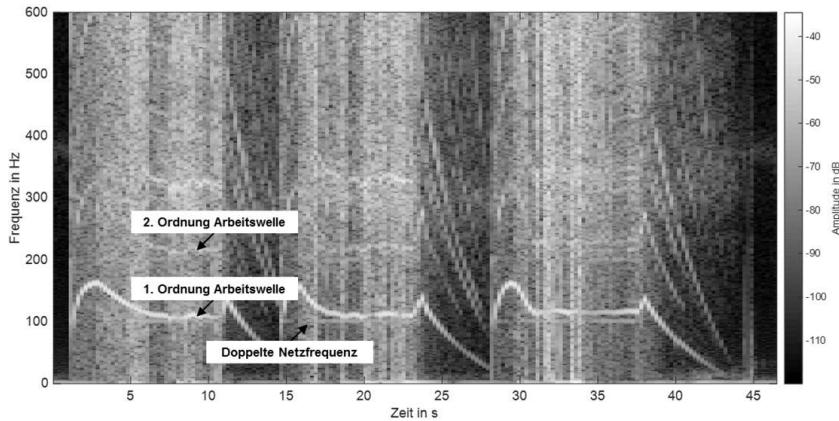


Bild 8: Amplituden-Spektrogramm der Beschleunigung des Getriebegehäuses in Y'-Richtung (Trennen von Stahlblech)

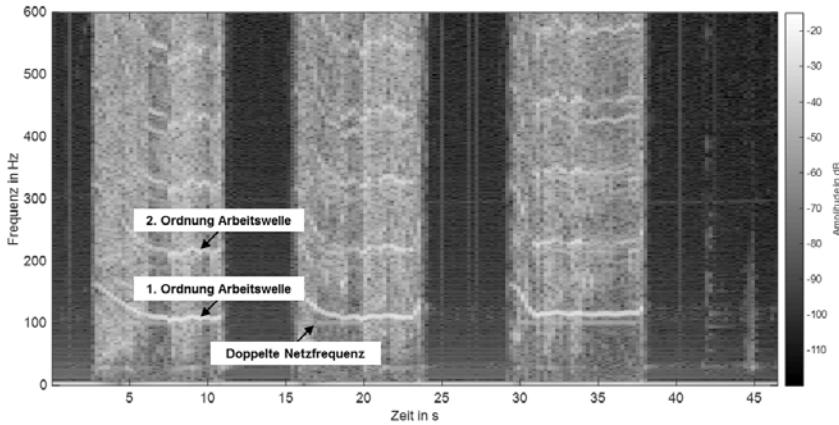


Bild 9: Amplituden-Spektrogramm der Kraft unter der Werkstückprobe in Z-Richtung (Trennen von Stahlblech)

Im Kraftsignal in Bild 9 zeigt sich ein zum Beschleunigungssignal vergleichbares charakteristisches Verhalten, wobei sich die höheren Ordnungen der Drehzahl deutlicher von der breitbandigen Anregung abheben. In den Anlauf- und Auslaufphasen können wegen des aufgehobenen Kontakts zwischen Trennscheibe und Werkstück keine Aussagen zum Schwingungsverhalten getroffen werden.

Im Amplituden-Spektrogramm des Differenzdrehwinkels in Bild 10 zeigt sich die 1. Ordnung der Arbeitswellendrehzahl sowie in Bereichen geringerer Belastung die 1. Ordnung der Motor-

wellendrehzahl. Auffällig in Bild 10 sind starke Anregungen beim Trennschnitt im niedrigen Frequenzbereich bis etwa 100 Hz. Diese Anregungen treten unregelmäßig auf und sind auch im Drehzahlsignal in Bild 7 als kurzzeitige Ausschläge wiederzufinden.

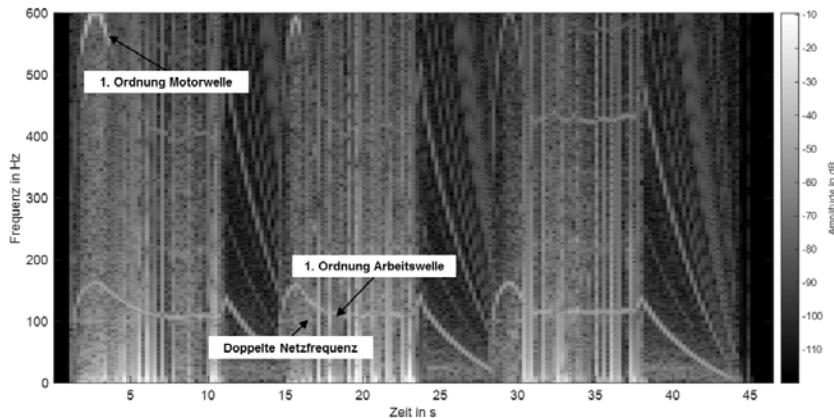


Bild 10: Amplituden-Spekrogramm des Differenzdrehwinkels (Trennen von Stahlblech)

5. Diskussion

Das Systemverhalten bei verschiedenen Betriebszuständen des Winkelschleifers ist im Amplituden-Spekrogramm der Getriebegehäusebeschleunigung, der Kraft unter dem Werkstück sowie dem Differenzdrehwinkel der Wellen des Winkelschleifers sichtbar, wobei durch die Wahl des Betriebspunkts die Anregungsursachen beeinflusst werden können. Dabei ist die Anregung durch die Unwucht der rotierenden Bauteile im Spekrogramm in der 1. Ordnung der Motor- und Arbeitswellendrehzahl wiederzufinden. Die Unwucht wird sowohl durch die Eigenschaften der Bauteile des Antriebsstrangs (insbesondere der Motorwelle) beeinflusst, als auch durch die Unwucht der Schleifscheibe. Frequenzen höherer Ordnung der Motor- und Arbeitswellendrehzahl sind ebenfalls im Spekrogramm sichtbar, sind jedoch aufgrund der kleineren Amplitude weniger signifikant im Vergleich zur 1. Ordnung der Drehzahl.

Die elektrische Anregung ist besonders stark im Drehwinkel des Antriebs sichtbar, da die elektrische Anregung zu Drehmomentanregungen mit der doppelten Netzfrequenz (100 Hz) des Triebstrangs führt.

Die Frequenzanteile durch die Unwuchtanregung sowie elektrische Anregung sind im Beschleunigungssignal gut sichtbar. Nichtlineare Anteile sind im Beschleunigungssignal kaum sichtbar, während diese im Amplituden-Spekrogramm der Kraft unter dem Werkstück und

dem Differenzdrehwinkel beim Schleifen von Stahlblech deutlich sichtbar sind. Yan et al. beschreibt in [2] ebenfalls nichtlineare Anteile bei der Bewegung der Kohlebürsten in Winkelschleifern, in denen drehzahlabhängige und konstante Anteile kombiniert auftreten.

Die breitbandige Anregung bis ca. 100 Hz beim Trennen von Stahlblech, die im Differenzdrehwinkel zu beobachten ist, ist im Kraft- und Beschleunigungs-Amplituden-Spektrrogramm kaum sichtbar. Dies lässt darauf schließen, dass die Schwingung vorwiegend durch die Drehmomentanregung des Trennprozesses entsteht. Bei der Betrachtung des Differenzdrehwinkels ist in diesen Betriebspunkten eine Erhöhung der Amplitude um vier Grad zu beobachten, was mit den Ergebnissen aus [3] vergleichbar ist.

Die vorgestellte Untersuchung zeigt eine experimentelle Schwingungsanalyse bei Winkelschleifern durch die Erfassung von Beschleunigungs-, Kraft- und Drehwinkelsignalen. Im Beschleunigungssignal des Getriebegehäuses sind drehzahlabhängige Anteile aus Unwucht und Anwendung sowie konstante Frequenzanteile aus der elektrischen Anregung wiederzufinden. Neben diesen Schwingungsanteilen gibt es noch weitere, die in den Kraft- und Drehwinkelsignalen gut sichtbar sind. Diese sind breitbandige Anregungen, drehzahlabhängige, nichtlineare Anteile sowie niederfrequente Schwingungsanteile. Die Zuordnung der Schwingungsanteile im Amplituden-Spektrrogramm zu den Schwingungsursachen ermöglicht die gezielte Auswahl von Untersuchungssetups und damit die Reduzierung des Versuchsaufwands. Dies kann die Entwicklung von Winkelschleifern unterstützen, indem aus den Untersuchungsergebnissen Entwicklungszielgrößen abgeleitet werden.

6. Danksagung

Die Autoren bedanken sich bei der *Dr.-Ing.-Willy-Höfler-Stiftung* im Rahmen des *Höfler Gear Center* für die Unterstützung dieser Forschungsarbeit.

Literaturverzeichnis

- [1] S. Yan, On the Dynamics of Hand-held Electrical Tools, Aachen: Shaker Verlag, 2004.
- [2] S. Yan, A. Eiber und W. Schiehlen, „Oscillations of Carbon Brushes in Hand-held Electrical Tools,“ *Proceedings in Applied Mathematics and Mechanics*, 2004.
- [3] S. Matthiesen, T. Gwosch und A. Wettstein, „Torsional vibration measurement of an angle grinder in real life applications,“ in *Torsional Vibration Symposium*, Salzburg, Schwingungstechnischer Verein (Vibration Association), Austria, 2017.

- [4] D. E. I. 28927-1:2010-05, „Handgehaltene motorbetriebene Maschinen – Messverfahren zur Ermittlung der Schwingungsemmission – Teil 1: Winkelschleifer und Vertikalschleifer (ISO 28927-1:2009),“ Beuth-Verlag GmbH, 2010.
- [5] D. E. I. 5349-1:2001-12, „Messung und Bewertung der Einwirkung von Schwingungen,“ Beuth-Verlag GmbH, 2001.
- [6] A. Lim, J. Kim und E. Zechmann, „Development of an experimental method to estimate the operating force of a hand-held power tool utilizing measured transfer functions“. *Proceedings of the ASME 2013 International Mechanical Engineering Congress and Exposition*.
- [7] K. Bendel, M. Fischer und M. Schüssler, „Vibrational analysis of power tools using a novel three dimensional scanning vibrometer,“ *Sixth International Conference on Vibration Measurements by Laser Techniques: Advances and Applications*, pp. 177-184, 2004.
- [8] S. Matthiesen, T. Gwosch, T. Schäfer, P. Dültgen, C. Pelshenke und H.-J. Gittel, „Experimentelle Ermittlung von Bauteilbelastungen eines Power Tool Antriebsstrangs durch indirektes Messen in realitätsnahen Anwendungen als ein Baustein in der Teilsystemvalidierung,“ *Forschung im Ingenieurwesen*, Bd. 80, pp. 17-27, 2016.
- [9] S. Matthiesen, T. Gwosch und H.-J. Gittel, „Schlussbericht zum IGF-Vorhaben Nr. 18196N – Entwicklung einer beanspruchungsidentischen Prüftechnik für Elektrowerkzeug-Komponenten,“ *Forschungsgemeinschaft Werkzeuge und Werkstoffe e.V.*, www.fgw.de, 2017.
- [10] S. Matthiesen, T. Bruchmüller, P. Grauberger und A. Wettstein, „Modellunterstützte Reduktion von Störgrößen in einem Messsystem zur Erfassung der Geräte-Werkstück-Wechselwirkungen,“ *Design for X - Beiträge zum 26. DFX-Symposium Oktober 2015*, 2015.

Radpresssitz an einer Lokomotive unter hochfrequenter Belastung

Dr.-Ing. Werner Breuer, Siemens AG, München;
Dr.-Ing. Markus Traupe, Dipl.-Ing. Michael Gerstner,
DB Systemtechnik GmbH, Minden

Kurzfassung

In den vergangenen Jahren sind bei Lokomotiven wiederholt Verdrehungen der Räder auf der Radsatzwelle aufgetreten. Als Ursache werden in der Regel sehr hohe dynamische Torsionsmomente angesehen, die das vom Radpressverband übertragbare Moment überschreiten. Bei einer speziellen Lokomotive wurden Radverdrehungen beobachtet, ohne dass Torsionsmomente in der zu erwartenden Höhe auftreten. Es kann gezeigt werden, dass das Lösen des Radpressverbands an dieser Lokomotive durch die Überlagerung des dynamischen Torsionsmomentes mit einer hochfrequenten Belastung des Radpressverbandes verursacht ist.

Abstract (optional)

Over the past years wheelsets of locomotives were found having wheel discs that were twisted relative to the axle. Normally it is assumed, that dynamic torsional moments beyond the moment transmittable by the press fit are the root cause. On the investigated locomotive this phenomena was detected without dynamic torsional moments in the expected magnitude. It can be shown, that in this case the root cause is the combination of dynamic torsional moments and high frequency loads acting on the press fit.

1. Ausgangssituation

Aufgrund von Radverdrehungen bei Lokomotiven ist in den vergangenen Jahren das Thema der, durch selbsterregte Reibungsschwingung verursachten, Torsionsschwingungen von Treibradsatzwellen stark in den Fokus des Betriebes und der Zulassung von Schienenfahrzeugen geraten: in Bild 1 ist beispielhaft ein verdrehtes Rad dargestellt. Treten Radverdrehungen auf, so wird davon ausgegangen, dass dynamische Torsionsmomente in einer Höhe auftreten, die vom Radpressverband nicht mehr übertragen werden können. In der Regel treten diese Verdrehung an den beiden Rädern eines Treibradsatzes mit gleicher Wahrscheinlichkeit auf. Nach der Eisenbahnbau- und betriebsordnung darf es keine Radquerverschiebungen geben, da diese negative Folgen für die Spurführung mit sich bringen würden.

Eine reine Radverdrehung stellt kein Sicherheitsrisiko dar. Soweit den Autoren bekannt, sind bei keiner Radverdrehung bisher messbare Querverschiebungen der Räder auf der Radsatzwelle aufgetreten.

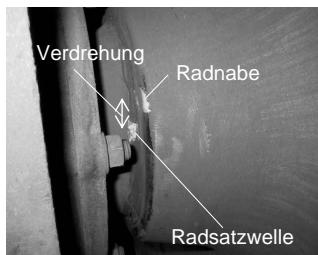


Bild 1: Beispiel eines verdrehten Rades

Die Radpressverbände sind in der Regel als zylindrische Längspressverbände ausgeführt und in Anlehnung an die DIN 7190 nachgewiesen. Je nach Gestaltung übertragen sie rechnerisch Torsionsmomente zwischen 100 kNm und 130 kNm. Torsionsmomente in dieser Größenordnung können durch selbsterregte Reibungsschwingungen der Treibradsatzwelle hervorgerufen werden: Bild 2 zeigt einen dafür typischen Zeitschrieb.

Dynamische Amplituden bis zu 150 kNm

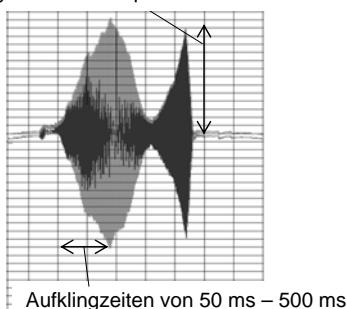


Bild 2: Beispiel eines durch selbsterregte Reibungsschwingung verursachten dynamischen Torsionsschwingungereignisses in der Radsatzwelle

Ursache dieses Schwingungsphänomens sind Kraftschlusskennlinien zwischen Rad und Schiene, die in einem bestimmten Gleitgeschwindigkeitsbereich stark abfallen, siehe Bild 3.

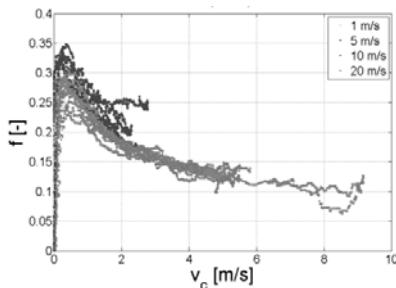


Bild 3: Beispiele typischer Kraftschlusskennlinien zwischen Rad und Schiene, die zu selbst-erregten Reibungsschwingungen in der Radsatzwelle führen können; der Scharpa-parameter ist die Fahrgeschwindigkeit, v_c ist die Gleitgeschwindigkeit zwischen Rad und Schiene

Entscheidend für die weitere Analyse ist das mechanische Antriebskonzept der untersuchten Lokomotive: es handelt sich um einen vollabgefedernten Antrieb, siehe Bild 4. Dabei wird das Antriebsmoment durch eine Hohlwelle vom Getriebegroßrad auf ein Rad und damit auf die Radsatzwelle übertragen. Man unterscheidet daher zwischen dem direkt und dem indirekt angetriebenen Rad. Das direkt angetriebene Rad ist geometrisch anders gestaltet als das indirekt angetriebene Rad, da es einen Lenkerstern trägt, über den das Antriebsmoment eingeleitet wird. Beide Radpressverbände sind als zylindrische Längspressverbände ausgeführt.

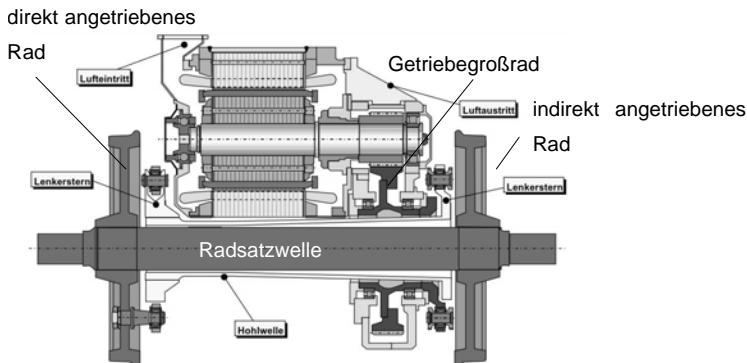


Bild 4: Mechanisches Konzept eines vollgefedernten Antriebes

Bei der betrachteten Lokomotive treten Radverdrehungen auf, die ausschließlich die indirekt angetriebenen Räder betreffen. Da das Torsionsmoment bei Torsionsschwingungen entlang der Radsatzwelle konstant und damit an beiden Rädern gleich hoch ist, muss ein Einfluss der Radkonstruktion auf dieses Verhalten bestehen. Es wurden mehrfach Torsionsmomentemessungen durchgeführt. Dabei traten in keinem Fall Torsionsmomentenamplituden größer als das durch den Pressverband übertragbare Moment auf. Es konnten jedoch mehrfache Verdreher des indirekt angetriebenen Rades bei Torsionsmomenten nachgewiesen werden, die den Radpressverband nur zu ca. 50 % ausnutzen. In Bild 5 stellen die hellblau markierten Punkte die Torsionsmomente dar, während der die 4-te Verdrehung auftrat. Daher lassen sich die Radverdreher an der untersuchten Lokomotive nicht alleine durch selbsterregte Reibungsschwingungen der Treibradsatzwelle erklären.

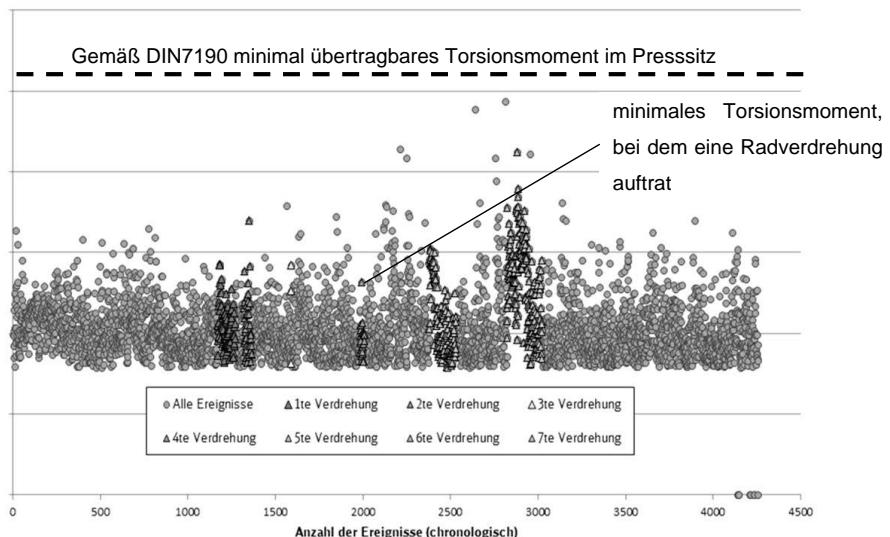


Bild 5: Zuordnung von Torsionsschwingungseignissen zu Verdrehungen des indirekt angetriebenen Rades – die Ereignisse, die zu Fahrten gehören, bei denen Verdrehungen auftraten, sind farblich markiert

2. Hypothese

Die Hypothese ist, dass das Lösen des Radpressverbands durch die Reduktion des Haftreibwertes im Pressverband des nicht direkt angetriebenen Rades verursacht wird. Ursächlich für die Reduktion des Haftreibwertes im Pressverband ist eine hochfrequente Belastung des Radsitzes. Diese hochfrequente Belastung hat ihren Grund in Biegeschwingungen des nicht direkt angetriebenen Rades. Wenn diese hochfrequente Belastung des Radsitzes zusammen mit einem signifikanten Torsionsmoment auftritt verdreht sich das nicht direkt angetriebene Rad. Diese Hypothese wird im Folgenden über Messungen plausibilisiert.

3. Plausibilisierung der Hypothese

Die Hypothese konnte im Rahmen von Betriebsmessungen bestätigt werden. Bei Messungen traten während kleiner dynamischer Torsionsmomente Radverdrehungen am indirekt angetriebenen Rad auf.

Gleichzeitig wurde eine hochfrequente Belastung im Bereich von 4,0 kHz gemessen. Sie entsteht durch eine Biegeschwingung höherer Ordnung des indirekt angetriebenen Rades, bei der im Presssitz eine signifikante Belastung nachweisbar ist.

Mit dem Prandtl-Tomlinson-Modell für Haftreibung kann theoretisch abgeleitet werden, dass die messtechnisch beobachtete hochfrequente Belastung den Haftreibwert im Presssitz des indirekt angetriebenen Rades so reduziert, dass es zu einer Verdrehung kommen kann.

3.1 Streckenversuche

In den Streckenversuchen zur Plausibilisierung der Hypothese lag besonderes Augenmerk darauf hochfrequente Belastungen, die Verformung des Rades und den zeitlichen Verlauf der Verdrehung des Rades auf der Radsatzwelle zu erfassen. Daher wurden, neben den Dehnungsmessungen an den Radsatzwellen, akustische Sensoren, Dehnungsmessungen an den Radstegen und spezielle Sensorik zur Ermittlung des Verdrehwegs des Rades verwendet. Die Abtastfrequenz lag bei 20 kHz.

Während der Versuche konnten zwei Verdrehungen an den indirekt angetriebenen Rädern je eines Radsatzes provoziert und dokumentiert werden. Für eines dieser Ereignisse sind in Bild 6 Amplitudenspektren der Dehnung im Radsteg überlagert mit dem Verdrehweg des Rades in Abhängigkeit der Zeit dargestellt. Die Verdrehung tritt bei ca. 4,0 kHz zwischen 1710 s und 1730 s auf: dieser Ausschnitt ist in Bild 7 vergrößert. Das indirekt angetriebene Rad verdreht sich in ca. 20 s um 3 mm. Bild 8 fasst die Spektren der Dehnung im Radsteg für das indirekt angetriebene Rad bzw. das direkt angetriebene Rad und der Belastung der Radsatzwelle für den Zeitraum des Verdrehvorgangs zusammen. Die Frequenzüberhöhung

am indirekt angetriebenen Rad, siehe die schwarze Kurve in Bild 8, liegt bei 3962 Hz. Das direkt angetriebene Rad, siehe die rote Kurve in Bild 8, zeigt in dem dargestellten Frequenzbereich keine Überhöhung. Bei den 3962 Hz ist zudem in der Radsatzwelle eine frequenzabhängige Amplitudenerhöhung der Torsionsspannung messbar, deren Amplitude im Zeitbereich 1,2 MPa beträgt. Dies entspricht einem Torsionsmoment von 1,5 kNm. Weniger ausgeprägt ist die frequenzabhängige Amplitudenerhöhung der Biegespannung.

Grund der Frequenzüberhöhung an der indirekt angetriebenen Radscheibe kann eine Schwingungseigenform dieses Rades bei ca. 4,0 kHz sein. Im Rahmen der Streckenversuche war die Identifikation der Radschwingungseigenform nicht möglich.

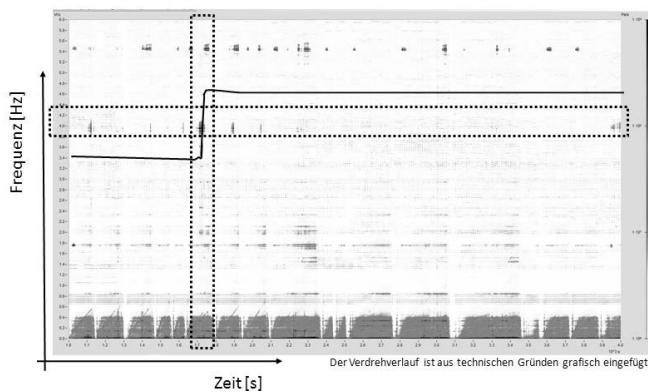


Bild 6: Amplitudenspektren der Dehnung im Radsteg überlagert mit Verdrehweg des Rades in Abhängigkeit der Zeit: die Verdrehung tritt bei ca. 4,0 kHz zwischen 1710 s und 1730 s auf.

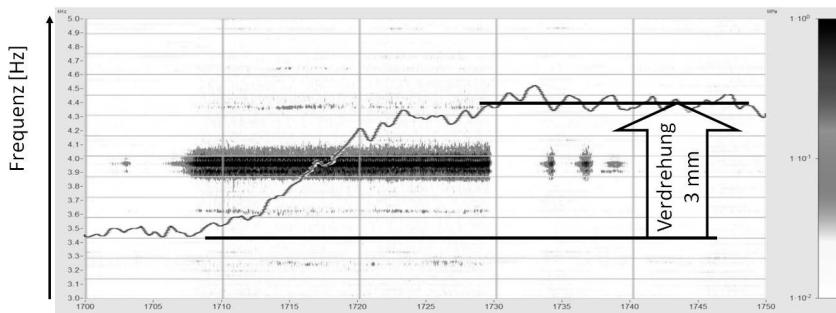


Bild 7: Vergrößerung des Verdrehvorgangs aus Bild 6 – das indirekt angetriebene Rad verdreht in 20 s um 3 mm.

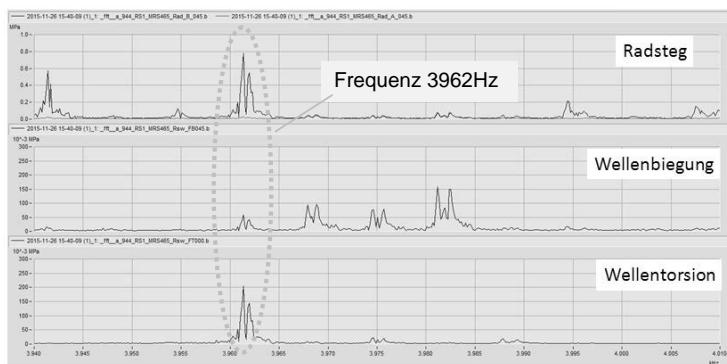


Bild 8: Spektren der Dehnung im Radsteg für das indirekt angetriebene Rad (schwarz) bzw. das direkt angetriebene Rad (rot) und der Belastung der Radsatzwelle für den Zeitraum des Verdrehvorgangs – Frequenzausschnitt zwischen 3,94 kHz und 4,01 kHz

3.2 Schwingungseigenformen des Rades

Die Identifikation der Radschwingungseigenform erfolgte durch eine experimentelle Schwingungsanalyse an einem Radsatz im Stand. Als Anregung wurde ein Impulshammer verwendet. Ein Viertelkreissegment war an beiden Rädern, auf einem Radius, in einem 15° Raster mit Beschleunigungsaufnehmern bestückt. Gelagert war der Radsatz über die Radsatzlager, so dass die Räder frei drehend waren.

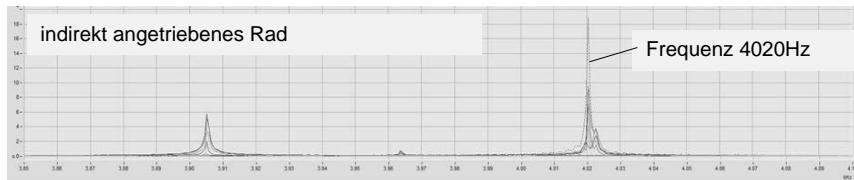


Bild 9: Übertragungsfunktion zwischen der Impulshammeranregung und den Beschleunigungen am Radsteg des indirekt angetriebenen Rades im Frequenzbereich zwischen 3,85 kHz und 4,10 kHz

Diese Versuche reproduzieren sehr gut die während der Streckenversuche beobachteten, charakteristischen Frequenzen bei ca. 4,0 kHz: die Frequenzüberhöhung der Übertragungsfunktion am indirekt angetriebenen Rad liegt bei 4,02 kHz, siehe Bild 9; die Übertragungsfunktion des direkt angetriebene Rades zeigt in diesem Frequenzbereich keine Überhöhung. Aus den Beschleunigungssignalen können die Amplituden der Schwingungseigenform des indirekt angetriebenen Rades auf dem Radius auf dem Sensoren angebracht waren, rekonstruiert werden. Bild 10 zeigt die Verteilung der Amplituden auf dem Viertelkreis: über die Radscheibe gesehen ergibt sich als Schwingungseigenform eine Radscheibenbiegung vierter Ordnung. Die Eigenform läuft um, so dass sich im Pressitz eine Biege- und eine Torsionsbelastung ergeben. Die Schwingungsanalyse bestätigt dies, da mit der Frequenz der Eigenform an der Radnabe eine radiale Beschleunigungskomponente gemessen wurde.

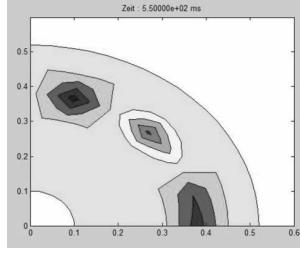


Bild 10: Rekonstruktion der Schwingungseigenform des indirekt angetriebenen Rades aus der Impulshammermessung

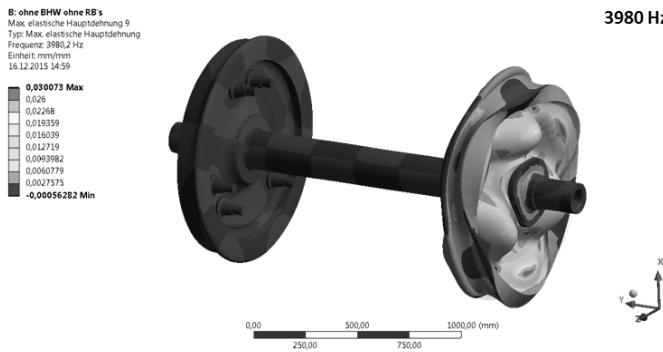


Bild 11: Rechnerische Schwingungseigenform des Radsatzes bei ca. 4,0 kHz

Die rechnerische Modalanalyse stützt die versuchstechnische Schwingungsanalyse. Bild 11 zeigt eine rechnerisch ermittelte Schwingungseigenform: mit 3980 Hz wird die charakteristische Frequenz sehr gut getroffen und auch die Gestalt der Eigenform passt zu der versuchstechnisch ermittelten.

Nachdem die versuchstechnische Modalanalyse so gut mit den Messungen korrelierte, konnten auch Maßnahmen zur Bedämpfung des indirekt angetriebenen Rades untersucht werden. Es zeigte sich, dass die Amplitude der Überhöhung bei 4,0 kHz des indirekt angetriebenen Rades mit Radkranz-Absorbern um den Faktor 50 reduziert werden kann, siehe Bild 12.

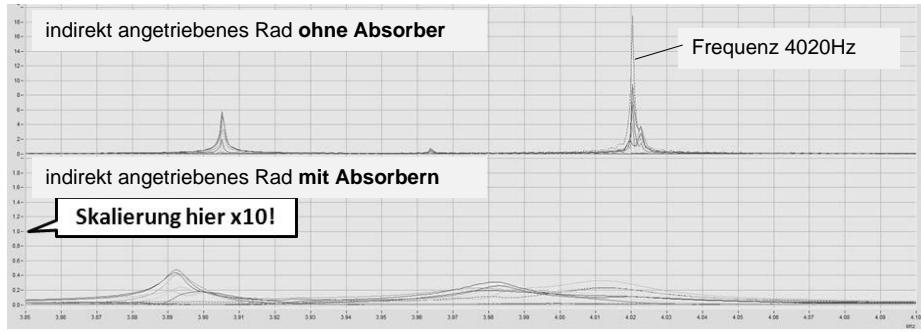


Bild 12: Übertragungsfunktion zwischen der Impulshammeranregung und den Beschleunigungen am Radsteg des indirekt angetriebenen Rades, im Frequenzbereich zwischen 3,85 kHz und 4,10 kHz, im ohne und mit Absorbern

Darüber hinaus konnte durch die Modalanalyse an Radsätzen anderer Bauarten gezeigt werden, dass die schwingungstechnischen Unterschiede zwischen den beiden Rädern eines Radsatzes und die großen Überhöhungsfaktoren im hohen Frequenzbereich charakteristisch für die untersuchte Lokomotive sind.

3.3 Haftreibwert im Radpressverband unter hochfrequenter Belastung

Nach [1] zeigen Versuche unter hochfrequenter Schwingungsbelastung eine deutliche Reduktion des Haftreibwerts. Theoretisch lässt sich dieser Effekt durch das Reibungsmodell von Prandtl-Tomlinson beschreiben. Nach diesem Modell hängt die Reduktionen des Haftreibwerts von der Verschiebung im Radpressverband ΔL_{Sitz} und der Wellenzahl k ab. Aus den in [1] dokumentierten Versuchen lässt sich für Vergütungsstähle ein Wertebereich der Wellenzahl k zwischen 24 und 40 ableiten.

Beispielhaft wird dieses Reibgesetz auf die messtechnisch nachgewiesene Torsionsbelastung des Radpressverband bei 4,0 kHz angewendet. Dabei treten im Radpressverband Torsionsspannungen von 0,87 MPa auf. Die dadurch verursachte Verschiebung im Radpressverband ΔL_{Sitz} liegt bei 1,99 µm. Mit dieser Verschiebung im Presssitz und der Wellenzahl ist eine Reduktion des statischen Haftreibwertes zwischen 90 % und 85 % zu erwarten, siehe Bild 13.

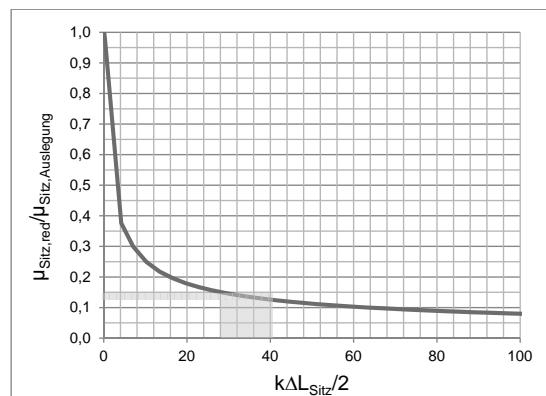


Bild 13: Reduktion des Haftreibwertes in Abhängigkeit der Verschiebung im Radpressverband und der Wellenzahl k nach dem Prandtl-Tomlinson-Modell, siehe Formel 18.22 in [1]

5. Zusammenfassung

Die Analysen der untersuchten Lokomotive zeigen, dass die Verdrehung des indirekt angetriebenen Rades durch die Überlagerung von dynamischen Torsionsmomenten mit einer hochfrequenten Belastung des Radpressverbandes verursacht ist. Die Modalanalysen zeigen, dass die ursächliche Biegeschwingung am direkt angetriebenen Rad nicht auftritt. Modalanalysen an vergleichbaren Radsätzen anderer Bauart, mit oder ohne Absorber, zeigen eindeutig, dass vergleichbare Biegeschwingungen dort nicht auftreten.

Die Reduktion des Haftreibwertes durch hochfrequente Schwingungen lässt sich theoretisch auf Basis des Reibungsmodells von Prandtl-Tomlinson begründen.

Zur Verhinderung der Radverdreher an der untersuchten Lokomotive werden Rad-Schallabsorber vorgeschlagen. In Modalanalysen an einem Radsatz konnte die Wirksamkeit der Rad-Schallabsorber in dem relevanten Frequenzbereich gezeigt werden.

- [1] Popov, V.L.: Kontaktmechanik und Reibung, Springer 2009,
ISBN 978-3-540-88836-9

Messung des Anregungsverhaltens eines mehrstufigen Getriebes

Conference Proceedings

Dipl.-Ing. **T. Utakapan**, Dipl.-Ing. **B. Kohn**, Dipl.-Ing. **M. Fromberger**,
Dr.-Ing. **M. Otto**, Prof. Dr.-Ing. **K. Stahl**,
Gear Research Centre (FZG), Technical University of Munich,
Garching

Kurzfassung

Bereits in der frühen Auslegungsphase eines Getriebes wird ein günstiges Anregungsverhalten angestrebt. In der Praxis werden oft die Verzahnungen einzelner Stirnradstufen getrennt behandelt und anregungsarm ausgelegt. Die Wechselwirkungen zwischen den Verzahnungsstufen werden so vernachlässigt. In der Literatur gibt es zahlreiche Ansätze zur Beurteilung der Verzahnungsanregung. Oft werden statische sowie quasi-statische Ansätze aufgrund ihrer schnellen Rechenzeit in der Auslegung und Optimierung von Verzahnungsgeometrien eingesetzt, z.B. die weit verbreitete Drehwegabweichung, die sich unmittelbar unter einem statischen Betriebszustand ermitteln lässt. Hierbei wird die Verzahnungsanregung in Form der Weganregung beschrieben. Die Drehwegabweichung hat sich bewährt, z.B. für die Auslegung von Verzahnungskorrekturen. Darüber hinaus wird die Kraftanregung unter einem quasi-statischen Betriebszustand, der theoretisch sehr großen Drehzahlen entspricht, ermittelt. Die Kraftanregung ist eine Kraftgröße und kann deshalb in weiteren Rechenoperationen wie bei der Kennwertbildung, z.B. des Zahnkraftpegels zum Vergleich des Anregungsverhaltens zwischen unterschiedlichen Verzahnungsvarianten, unmittelbar verwendet werden. Die Kraftanregung kann zudem bei mehrstufigen Getrieben im Rahmen weitergehender Systembetrachtungen eingesetzt werden. Die Kraftanregungen benachbarter Verzahnungsstufen können unmittelbar vektoriell zur Ableitung einer sogenannten Lagerkraft addiert werden. Der daraus abgeleitete Lagerkraftpegel kann daher als ein Maß zur Beurteilung des Anregungsverhaltens mehrstufiger Verzahnungen verwendet werden.

Zur Überprüfung der Anwendbarkeit des Lagerkraftpegels werden Schwingungsmessungen an einem mehrstufigen Getriebe durchgeführt. Dabei wird der Zusammenhang zwischen der theoretischen Lagerkraft und des Körperschalls unter Berücksichtigung des Drehzahlbereichs validiert. Dabei wird der Einfluss der einzelnen Verzahnungsstufen auf den resultierenden Lagerkraftpegel in Abhängigkeit der gewählten Messstellen untersucht.

1. Einleitung

Bei Stirnradgetrieben wird das Anregungsverhalten des Getriebes unmittelbar durch die Verzahnungen verursacht. Für Getriebe mit niedrigen Geräuschniveau wird daher das Anregungsverhalten der Verzahnungen möglichst niedrig ausgelegt. In der Praxis wird jede Verzahnung getrennt betrachtet. Das heißt, die Interaktionen zwischen den benachbarten Stufen werden vernachlässigt. In der Literatur gibt es zahlreiche Größen zur Bestimmung des Anregungsverhalten einstufiger Getriebe, z.B. Drehwegabweichung, Kraftanregung sowie dynamische Simulation. Rechnerische Untersuchungen sind z.B. in [7] beschreiben. Um genauere Aussagen über das Anregungsverhalten mehrstufiger Getriebe treffen zu können, müssen alle Verzahnungsstufen in einem Rechengang ausgewertet werden. Eine Möglichkeit stellt die Lagerkraft nach Sattelberger dar, die unmittelbar eine vektorielle Summe aller Kraftanregungen darstellt. Als abgeleitete Größe lässt sich der Lagerkraftpegel bilden. Durch die skalare Größe des Lagerkraftpegels lässt sich die Vergleichbarkeit des Anregungsverhaltens zwischen Verzahnungsvarianten vereinfachen. Da die Lagerkraft nach Sattelberger unmittelbar aus einer quasi-statischen Annahme ermittelt wird, wird zunächst die Gültigkeit der Aussage mit Hilfe der Schwingungsmessung überprüft.

2. Rechnerische Größen zur Auswertung des Anregungsverhaltens von Verzahnungen

In der Auslegungsphase lässt sich das Anregungsverhalten der Verzahnungen mit Hilfe unterschiedlicher Ansätze auswerten, nämlich mit Hilfe einer dynamischen Simulation bzw. mit Hilfe einer quasi-statischen Methode. Die dynamische Simulation wird unter Berücksichtigung der Massen-, Steifigkeits- und Dämpfungseinflüsse ausgeführt. Obwohl sich die daraus resultierenden Ergebnisse durch den hohen Detailierungsgrad auszeichnen, erfordert die dynamische Simulation oft sehr lange Rechenzeit. Diese Methode ist daher nur für die genaue Auslegung anregungssamer Verzahnungen geeignet.

Im Gegensatz dazu werden bei quasi-statischen Methoden bestimmte Annahmen getroffen. Durch diese Annahmen werden Terme wie Massen und Dämpfungen vernachlässigt und das Lösen des Gleichungssystems vereinfacht. Daher zeichnen sich diese Methoden durch die sehr schnelle Rechenzeit aus. In der Praxis werden die Ausgabegrößen aus diesen Methoden in Kombination mit der Kennwertbildung wie dem Drehwegpegel, Zahnkraftpegel bzw. Anwendungskraftpegel bei der Optimierung der Einflussparameter eingesetzt.

2.1 Drehwegabweichung

Bei sehr langsamer Drehzahl haben die Geschwindigkeit und die Beschleunigung kaum Einflüsse. Als Ausgabe wird die daraus resultierende Verformung unmittelbar unter der Ver-

zahnung unter einer konstanten Betriebslast in Abhängigkeit von ihrer Eingriffsstellung berechnet. Diese Verformung wird als Drehwegabweichung bezeichnet. Die Drehwegabweichung kann als eine rechnerische Größe zur Beurteilung des Anregungsverhaltens einer Verzahnung verwendet werden [3]. In [15] wird der Zusammenhang zwischen der rechnerischen Drehwegabweichung und der gemessenen Torsionsbeschleunigung am Radkörper gezeigt. Weitere Untersuchungen werden in [1, 10] beschrieben. Weitere Anwendungen sind in [8, 9] zu finden.

2.2 Kraftanregung

Bei sehr hoher Drehzahl ist die zeitlich veränderliche relative Auslenkung zwischen dem Ritzel und Rad nahezu Null. Die daraus abgeleiteten Geschwindigkeits- und Beschleunigungseinflüsse können vernachlässigt werden. Durch die Vorgabe der Verformungen können die Anregung auf der Verzahnung ermittelt werden. Diese Anregung ist eine Kraftgröße und wird daher als Kraftanregung bezeichnet und wird für die Auswertung des Anregungsverhaltens der Verzahnung verwendet, s. auch [2, 6, 11]

2.3 Lagerkraft nach Sattelberger und Lagerkraftpegel

Bei mehrstufigen Getrieben können die Kraftanregungen aller Verzahnungsstufen auf einer Welle vektoriell addiert werden. Bei der Addition sind zusätzlich die Eingriffsdauer, Eingriffsrichtungen sowie die Phasenlagen aller Verzahnungsstufe zu berücksichtigen. Die Lagerkraft nach Sattelberger F_L wird ausführlich in [12] beschrieben. Daraus lässt sich der Lagerkraftpegel L_{FL} wie folgt berechnen:

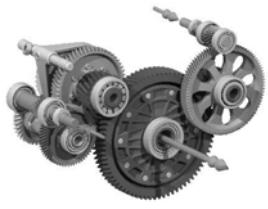
$$L_{FL} = 10 \cdot \left[\frac{1}{(\omega_0 \cdot F_0)^2} \cdot \sum_{i=1}^k \left(\frac{i \cdot \omega_{L\min} \cdot F_{Li}}{N} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (1)$$

Die Variable i stellt die Ordnung des Spektrums dar. Für die ausführliche Beschreibung der Parameter, s. [12]

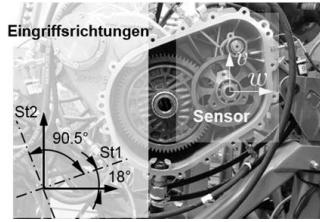
3. Prüfstandsaufbau

Zur Untersuchung des Anregungsverhaltens mehrstufiger Getriebe wird das Getriebe aus dem Verbundprojekt Speed2E verwendet, das vom Bundesministerium für Wirtschaft und Energie (BMWi) gefördert und von der Forschungsvereinigung für Antriebstechnik e.V. (FVA) begleitet wird. Dieses Getriebe ist für elektrifizierten Antrieben mit sehr hohen Betriebsdrehzahlen ausgelegt. Das Getriebe besteht aus zwei Teilgetrieben, die jeweils von baugleichen permanent erregten Synchronmaschinen mit bis zu 30.000 min^{-1} angetrieben werden. Das Teilgetriebe I (TG I) ist zweistufig mit Gesamtübersetzung von 21 konzi-

piert. Bei maximaler Motordrehzahl wird durch das TG I die Fahrzeuggeschwindigkeit von 160 km/h realisiert. Das Teilgetriebe II (TG II) ist dreistufig mit 2 schaltbaren Gängen für das Anfahren ($i=32$) bzw. als ein Effizienzgang ($i=15$) ausgeführt. Beide Teilgetriebe sind über den gemeinsamen Final Drive mechanisch gekoppelt. Bild 1a zeigt die Darstellung des Radsatzes des Speed2E-Getriebes. In den nächsten Abschnitten wird ausschließlich das Anregungsverhalten des TG I mit der Referenzverzahnung untersucht. Die Verzahnungsdaten sowie Parameter der Hochlaufmessung sind in Tabelle 1 gelistet. Für weitere detaillierte Beschreibung des Getriebes, s. [5].



a.) Radsatz [5]



b.) TG I Prüfstand

Bild 1: Das Speed2E Getriebe

Bild 1b zeigt den Prüfstandsaufbau des TG I an der FZG. Ein dreiachsiger Beschleunigungssensor wird am Gehäuse unmittelbar an einem Lager der Zwischenwelle zur Aufnahme des Körperschalls montiert. Das Bild zeigt die Aufnahmerichtungen des Beschleunigungssensors. Bei einstufigen Getrieben sollte eine Aufnahmerichtung des Sensors mit der Normal-Eingriffsrichtung der Verzahnung zusammenfallen, um die beste Güte des gemessenen Körperschalls zu gewährleisten. Bei mehrstufigen Getrieben sind Eingriffsrichtungen i.A. nicht orthogonal. Aus diesem Grund fallen die Aufnahmerichtungen des Sensors nicht mit den Eingriffsrichtungen der Verzahnungsstufen zusammen. Bild 1b zeigt zusätzlich die geometrischen Lagen der Eingriffsrichtungen beider Verzahnungsstufen. Im Betrieb wirkt die Zahnkraft einzelner Stufen entlang ihrer Eingriffsrichtung. Daher ergibt sich die resultierende Anregung aller Stufen durch die vektorielle Summation der einzelnen Anregungen, die zeitlich variierend sind. Aus diesem Grund sind sowohl der Betrag als auch die räumliche Lage der resultierenden Anregung bei mehrstufigen Getrieben zeitlich variierend, im Gegensatz zu einstufigen Getrieben, bei denen ausschließlich der Betrag der Zahnkraft sich entlang der zeitinvarianten Eingriffsrichtung schwankt. Um das Anregungsverhalten mehrstufiger Getriebe zu erfassen, wird daher die resultierende Anregung mit Hilfe ihrer orthogonalen Komponenten beschrieben. In den nächsten Abschnitten wird die Anregung zu-

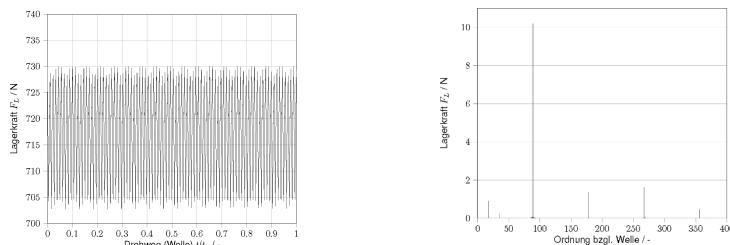
nächst in der geometrisch vertikalen und horizontalen Richtung ausgewertet. Abschließend wird die resultierende Anregung ausgewertet.

Tabelle 1: Verzahnungsdaten und Parameter der Hochlaufmessung

Verzahnungsdaten	Einheit	Stufe 1		Stufe 2	
		Ritzel	Rad	Ritzel	Rad
Zähnezahl	z_1/z_2	-	18	89	18
Achsabstand	a	mm	86,0		126,0
Normalmodul	m _n	mm	1,42		2,50
Verzahnungsbreite	b ₁ /b ₂	mm	20,0	20,0	32,0
Profilverschiebung	x ₁ /x ₂	-	0,55	-1,13	0,77
Fusskreisdurchmesser	d _{F,1} /d _{F,2}	mm	25,91	136,36	42,88
Kopfnutzkreisdurchmesser	d _{Na,1} /d _{Na,2}	mm	34,20	144,60	56,00
Profilüberdeckung	$\varepsilon_{\alpha,1}$	-	1,67		1,57
Parameter der Hochlaufmessung					
Antriebsdrehmoment	T ₁	Nm		10	
Drehzahlbereich	n ₁	min ⁻¹		500 – 30.000	

4. Rechenergebnisse

Zur Berechnung des Anregungsverhaltens des Getriebes wird das Programm DZP [4, 14] verwendet. Die Lagerkraft nach Sattelberger sowie der daraus abgeleitete Lagerkraftpegel können mit Hilfe von DZP ermittelt werden. In diesem Abschnitt wird die Lagerkraft der Zwischenwelle bei dem Antriebsdrehmoment von 10 Nm untersucht. Verzahnungsdaten sind in Tabelle 1 gelistet.



a.) Zeitverlauf

b.) Spektrum

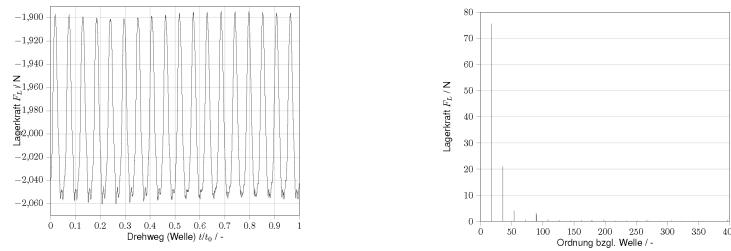
Bild 2: Lagerkraft nach Sattelberger in w-Richtung

Bild 2 zeigt den Zeitverlauf und das Spektrum der Lagerkraftkomponente der Zwischenwelle in w-Richtung (geometrisch horizontale Achse). Die ersten 3 höchsten Amplituden sind die Anregungen an den 89., 198. und 267. Wellenordnungen. Diese weist darauf hin, dass die Kraftanregung der ersten Verzahnungsstufe hat einen großen Einfluss in dieser Richtung, da das Rad der ersten Stufe auf der Zwischenwelle 89 Zähne hat und erregt so-

mit die Zwischenwelle mit dieser Ordnung. Der Lagerkraftpegel in dieser Richtung ist 61,21 dB.

In Bild 3 werden der Zeitverlauf und das Spektrum der Lagerkraftkomponente in v-Richtung (geometrisch vertikale Achse) dargestellt. Im Gegensatz zur w-Richtung sind die Amplituden an den 18., 36. und 54. Wellenordnungen dominant. Der Ritzel der zweiten Stufe hat 18 Zähne und erregt somit die Zwischenwelle mit dieser Ordnung.

Die Kraftanregung der zweiten Verzahnungsstufe hat daher in dieser Richtung einen großen Einfluss auf das Anregungsverhalten. Der Lagerkraftpegel in dieser Richtung beträgt 64,51 dB.



a.) Zeitverlauf

b.) Spektrum

Bild 3: Lagerkraft nach Sattelberger in v-Richtung

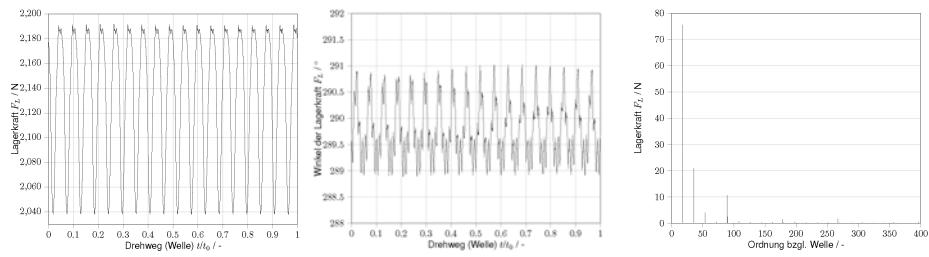
Aus den zeitlichen Lagerkraftkomponenten in w- und v-Richtung lässt sich die resultierende Lagerkraft betrags- und phasenmäßig im Normalschnitt wie folgt ermitteln:

$$F_{L,\text{ges}} = \sqrt{F_{L,w}^2 + F_{L,v}^2} \quad (2)$$

$$\theta_{F_{L,\text{ges}}} = \tan^{-1} \left(\frac{F_{L,v}}{F_{L,w}} \right) \quad (3)$$

$F_{L,\text{ges}}$ N Betrag der res. Lagerkraft	$\theta_{F_{L,\text{ges}}}^\circ$	Winkel der Lagerkraft bzgl. w-Achse
---	-----------------------------------	--

Der betragsmäßige Zeitverlauf der resultierenden Lagerkraft wird in Bild 4a gezeigt. Dieser Zeitverlauf ergibt sich aus der vektoriellen Summe der Kraftanregungen beider Verzahnungsstufen auf der Zwischenwelle. Durch die zeitlich veränderlichen Anregungen ist der Winkel der Lagerkraft auch von der Zeit abhängig. Der rechnerische Zeitverlauf des Winkels der resultierenden Lagerkraft bezüglich der w-Achse ist in Bild 4b dargestellt. Der Winkel ist nicht konstant über dem gesamten Zeitraum und schwankt zwischen 289° – 291°.



a.) Zeitverlauf

b.) Angriffswinkel bzgl. w-

c.) Spektrum

Bild 4: Resultierende Lagerkraft nach Sattelberger

Aus diesem Grund wird die FFT der resultierenden Lagerkraft nicht aus dem Zeitsignal direkt ermittelt. Stattdessen setzt sich das resultierenden Spektrum aus Anteilen der FFT in w- und v-Richtungen. Dies wird später erklärt. Das resultierende Spektrum der Lagerkraft ist in Bild 4c dargestellt. Das Spektrum zeigt die größten Amplituden bei der 18. und 36. Wellenordnungen, die zu den Zahneingriffsordnungen der zweiten Stufe gehört. Die Anregung der 89. Wellenordnung aus der ersten Stufe ist auch identifizierbar.

Aus dem Spektrum der resultierenden Lagerkraft lässt sich der Lagerkraftpegel nach Gleichung (1) bestimmen. Alternativ kann der resultierende Lagerkraftpegel durch das Einsetzen der Gleichung (2) in Gleichung (1) wie folgt ermittelt werden:

$$L_{FL,res} = 10 \cdot \log \left(10^{\frac{L_{FL,w}}{10}} + 10^{\left(\frac{L_{FL,v}}{10} \right)} \right) \quad (4)$$

$L_{FL,res}$ dB	Res. Lagerkraftpegel	$L_{FL,i}$ dB	Lagerkraftpegel in i-Achse
-----------------	----------------------	---------------	----------------------------

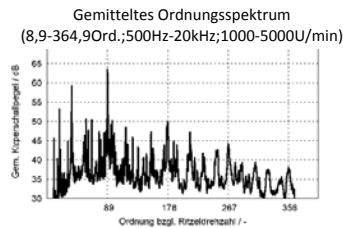
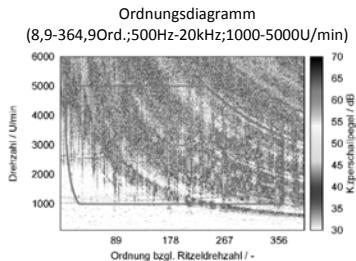
Gleichung (4) ist auch für einstufige Getriebe anwendbar. Bei einstufigen Getrieben wirkt die Kraftanregung entlang der Eingriffsrichtung. Fällt diese mit einer Achse, z.B. die w-Achse zusammen, so ergibt sich keine Anregung auf der anderen orthogonalen v-Achse. Der Lagerkraftpegel in v-Richtung geht gegen $-\infty$. Der resultierende Lagerkraftpegel ist in diesem Fall gleich dem Lagerkraftpegel in w-Richtung. Mit Hilfe der Gleichung (4) ergibt sich als resultierender Lagerkraftpegel 66,21 dB.

5. Messergebnisse

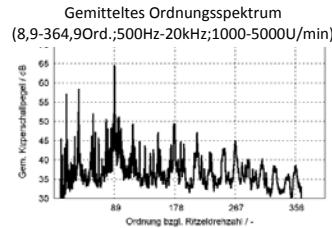
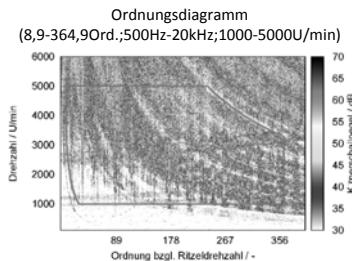
Zunächst wird das Anregungsverhalten aus dem Körperschall in w-Richtung innerhalb eines großen Auswertebereichs mit Hilfe des Anwendungskraftpegels nach Methode A [13] ausgewertet. Der ausgewertete Auswertebereich setzt sich aus den Drehzahl-, Ordnungs- und

Frequenzgrenzen zusammen. Der Auswertebereich ist mit folgenden Parametern definiert:

- Drehzahlbereich: $1000 - 5000 \text{ min}^{-1}$
- Wellenordnungsbereich: $8,9 - 364,9$
- Frequenzbereich: $500 - 2000 \text{ Hz}$



a.) in w-Richtung



b.) in v-Richtung

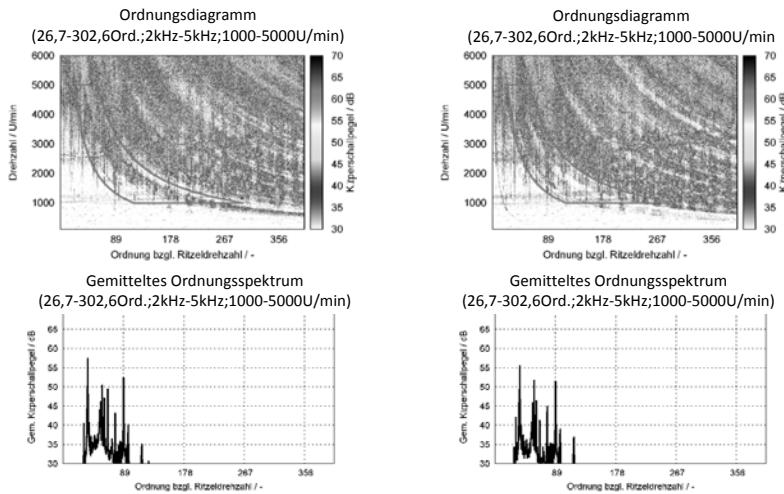
Bild 5: Auswertung mit Anwendungskraftpegel im großen Auswertebereich

Die Auswertung wird mit Hilfe des Kennwerthauprogramms [13] ausgeführt. In Bild 5a ist das Ordnungsdiagramm in w-Richtung dargestellt. Dieses dreidimensionale Diagramm stellt die Signalspektren in Abhängigkeit der Drehzahlen in der Ordinate dar. Die Spektrenamplitude wird farblich kodiert dargestellt. Die Spektren werden hier in Bezug auf die Wellendrehzahl dargestellt. Diese Größe wird als Ordnung bezeichnet. Das rote Kästchen kennzeichnet den definierten Auswertebereich. Die Drehzahl auf der vertikalen Achse im Ordnungsdiagramm ist bezüglich der Drehzahl der Zwischenwelle dargestellt. Hier ist die höchste Anregung an der 89. Wellenordnung. Auch im gemittelten Ordnungsspektrum ist die Überhöhung sichtbar. Diese Anregung geht auf die Anregung der ersten Stufe zurück. Der Anwendungskraftpegel beträgt in dieser Richtung 75,71 dB.

Die Auswertung des Anwendungskraftpegels des Körperschalls in v-Richtung wird in Bild 5b dargestellt. Der Anwendungskraftpegel in dieser Richtung beträgt 76,42dB.

Im Gegensatz zur v-Richtung ist eine ausgeprägte Anregung um $2000 - 5000 \text{ Hz}$ im Ordnungsdiagramm des Körperschalls in w-Richtung zu erkennen. Diese Anregung verläuft

hyperbolisch im Ordnungsdiagramm und weist auf die Eigendynamik einer Verzahnungsstufe hin.



a.) in w-Richtung

b.) in v-Richtung

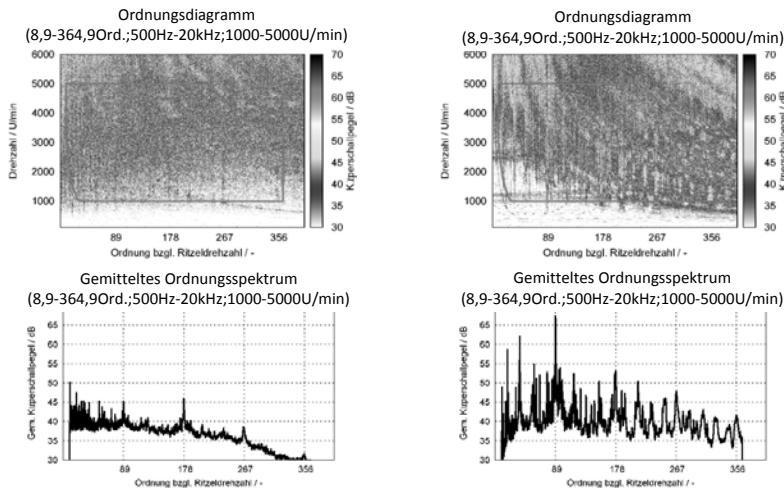
Bild 6: Auswertung mit Anwendungskraftpegel im eingeschränkten Auswertebereich

Durch die Anpassung der Frequenzgrenzen des Anwendungskraftpegels auf 2000 – 5000 Hz lässt sich das Anregungsverhalten um diesen Frequenzbereich untersuchen. Die Auswertung des Anwendungskraftpegels in beiden Richtungen sind in Bild 6 dargestellt. Der Anwendungskraftpegel in w-Richtung beträgt nun 67,77 dB, während der Anwendungskraftpegel in v-Richtung bei 66,84 dB liegt.

Bei der nächsten Auswertung wird der Betrag der resultierenden Anregung unmittelbar mit Hilfe der Gleichung (2) im Zeitbereich und die Spektralanalyse (FFT) des Signals ohne Berücksichtigung des zeitlich veränderlichen Winkelverlaufs (Gleichung (3)) ausgeführt. Die Auswertung im vordefinierten großen Auswertebereich ist in Bild 7a gezeigt. Im Ordnungsdiagramm ist keine Eigendynamik identifizierbar, obwohl Überhöhungen an den Zahneingriffsordnungen im gemittelten Ordnungsspektrumsdiagramm noch zu erkennen sind. Der Anwendungskraftpegel beträgt 73,11 dB. Die Gültigkeit dieser Auswertung ist daher zu überprüfen.

Stattdessen werden die resultierenden Spektren an den jeweiligen Ordnungen aus den orthogonalen Achsen mit Hilfe der Gleichung (2) ermittelt. Durch dieses Vorgehen ist die Berücksichtigung des zeitlich veränderlichen Winkelverlaufs bei der Spektralanalyse nicht

erforderlich. Die Auswertung des resultierenden Anwendungskraftpegels für den vordefinierten großen Auswertebereich ist in Bild 7b dargestellt. Im Ordnungsdiagramm ist die Eingendynamik aus beiden Teilkomponenten (w- und v-Richtung) beibehalten. Im gemittelten Ordnungsspektrum sind die Anregungen beider Verzahnungsstufen eindeutiger zu erkennen. So sind z.B. Anregungen der zweiten Stufe (bei 18. und 36. Wellenordnungen) besser erkennbar. Der Anwendungskraftpegel beträgt 79,43 dB.



a.) Summation im Zeitbereich

b.) Spektrumsbildung im Frequenzbereich

Bild 7: Bildung der resultierenden Anregung

6. Diskussion und Zusammenfassung

Zur rechnerischen Abschätzung des Anregungsverhaltens mehrstufiger Getriebe kann der Lagerkraftpegel dank seiner schnellen Rechenzeit verwendet werden. Als Eingang der Kennwertbildung dient die Lagerkraft nach Sattelberger, die sich unmittelbar aus der vektoriellen Summation der Kraftanregungen aller Verzahnungsstufen ermittelt wird.

Die nun als Lagerkraftpegel nach Sattelberger betrachtete gesamte Anregung ist in v-Richtung grundsätzlich von der Anregung der zweiten Stufe dominiert, während die gesamte Anregung in w-Richtung durch den hohen Anregungsanteil aus der ersten Stufe stammt. Dies ist auf die geometrischen Lagen der Eingriffsrichtungen und die Definition der w- und v-Richtung zurückzuführen (vgl. Bild 1b).

Grundsätzlich setzt sich die Lagerkraft nach Sattelberger aus Kraftanregungen benachbarter Verzahnungsstufen zusammen. Die Kraftanregungen werden mit Hilfe der quasi-

statischen Annahme bei sehr hohen Drehzahlen ermittelt. Im diesen Betrieb befindet sich alle Verzahnungsstufen im überkritischen Betrieb. Die Anregungen der jeweiligen Verzahnungsstufen sind voneinander entkoppelt (s. [12]). Das heißt, Kreuzeinflüsse zwischen den Verzahnungsstufen sowie Eigendynamik werden nicht berücksichtigt. Bei der Kennwertbildung des Lagerkraftpegels in Gleichung (1) wird diese zum Teil mit Hilfe der quadratischen Gewichtung mit den Ordnungen kompensiert. So sind z.B. die Höherharmonischen, die im Ordnungsdiagramm als Vorresonanzen zu finden sind, stärker gewichtet als die Anregung bei der Grundfrequenz.

Die Auswertung der Messergebnisse mit dem Anwendungskraftpegel nach Methode A berücksichtigt die Eigendynamik innerhalb des Auswertebereichs. So lässt sich z.B. die Anregung innerhalb 2000 – 5000 Hz untersuchen. Diese Anregung ist auf die Eigendynamik der zweiten Stufe zurückzuführen. Mit Hilfe des Ordnungsdiagramms lässt sich erkennen, dass die Hauptresonanz weit über der Drehzahl der Zwischenwelle von 6000 min^{-1} erreicht wird, sobald die hyperbolische Eigenfrequenz die vertikale Wellenordnung von 18 schneidet (entspricht 1. Zahneingriffsordnung der zweiten Stufe). Unter Berücksichtigung der Übersetzung der ersten Stufe wird diese Hauptresonanz erreicht, wenn der Antriebsdrehzahl weit über 30.000 min^{-1} liegt. Diese Drehzahl liegt über der ausgelegten Betriebsdrehzahl des Getriebes. Die Verzahnung der zweiten Stufe wird daher über den gesamten Betriebsbereich unterkritisch betrieben.

Im Gegensatz zur quasi-statischen Lagerkraft ist die große Überhöhung an der 89. Wellenordnung im Ordnungsdiagramm eindeutig sichtbar. Dies weist darauf hin, dass die Eigendynamik der ersten Stufe eine große Rolle beim Anregungsverhalten des Getriebes innerhalb des untersuchten Betriebsbereichs spielt. Durch die Berücksichtigung der Eigendynamik innerhalb des Betriebsbereichs kann die Aussagekräftigkeit des aus der quasi-statischen Annahme abgeleiteten Lagerkraftpegels beeinträchtigt werden.

Aufgrund des zeitvarianten Angriffswinkels der resultierenden Anregung kann das Signal durch die Betragssbildung vor der FFT-Auswertung verfälscht werden. Um die Spektralanalyse der resultierenden Anregung zu ermöglichen, werden die Spektren unmittelbar aus den Anteilen in den orthogonalen Achsen gebildet, das heißt die vektorielle Summation wird im Frequenzbereich durchgeführt. Die Auswertung zeigt vielversprechende Ergebnisse über das gesamte Anregungsverhalten des Getriebes.

Gefördert durch:



aufgrund eines Beschlusses
des Deutschen Bundestages

Literatur

- [1] DAVOLI, P. ; GORLA, C. ; ROSSA ; F, F Rossi ; BONI, G.: Transmission error and noise excitation of spur gears. In: *Proceedings of the ASME 2007 10th ASME International Power Transmission and Gearing Conference, Las Vegas - DETC2007-34099*, 2007
- [2] GEISER, H.: *Grundlagen zur Beurteilung des Schwingungsverhaltens von Stirnrädern*, TU München, Diss., 2002
- [3] GREGORY, R. ; HARRIS, S. ; MUNRO, R.: Dynamic behaviour of spur gears. In: *Proc. Inst. Mech. Eng., Vol. 178 Pt I No 8*, S. 207-226, Inst. Mech. Eng, 1963-64
- [4] GRIGGEL, T.: FVA-Heft 857: FVA-Forschungsvorhaben 338 IV, DZPopt, Anregungsoptimierte Flankenkorrektur durch Kombination von Standardkorrekturen / Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V. (FVA). Frankfurt/Main, 2008. – Abschlussbericht
- [5] GWINNER, Ph. ; STAHL, K. ; RUPP, S. ; STRUBE, A.: Innovative High-Speed Powertrain Concept for Highly Efficient Electric Vehicles. In: *ATZ Worldw* 119 (2017). – DOI 10.1007/s3811-016-0186-2
- [6] HEIDER, M.: *Schwingungsverhalten von Zahnradgetrieben - Beurteilung und Optimierung des Schwingungsverhaltens von Stirnrad- und Planetengetrieben*, TU München, Diss., 2012
- [7] KAHRAMAN, A. ; SINGH, R.: Non-linear dynamics of a spur gear pair. In: *Journal of Sound and Vibration* 142 (1990), Nr. 1, S. 49 – 75.
- [8] KOHN, B. ; HEIDER, M. ; OTTO, M. ; STAHL, K.: Meeting NVH Requirements by Low Noise Mesh Design for a Wide Load Range. In: *FISITA World Automotive Congress*. Maastricht, NL, 2014
- [9] KOHN, B. ; OTTO, M. ; STAHL, K.: Noise Reduction Potential of Waveform Flank Modifications. In: *VDI Drivetrain for Vehicles 2016*. VDI Verlag GmbH, Düsseldorf, 2016
- [10] KUBO, A. ; KIYONO, S.: Vibrational Excitation of Cylindrical Involute Gears Due To Tooth Form Error. In: *Bulletin of the JSME, Vol. 23, No. 183, September 1980*, pp. 1536 - 1543, 1980
- [11] MÜLLER, R.: FVA-Heft 326: FVA-Forschungsvorhaben 133 I, Sprungüberdeckung, Einfluss von Verzahnungsabweichungen und -korrekturen auf die Schwingungsanregung schrägverzahnter Getriebe / Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V. (FVA). Frankfurt/Main, 1990. – Abschlussbericht
- [12] SATTELBERGER, K.: *Schwingungs- und Geräuschanregung bei ein- und mehrstufigen Stirnradgetrieben*, TU München, Diss., 1997
- [13] UTAKAPAN, T.: FVA-Heft 1101: FVA-Forschungsvorhaben 487 IV, Neue Kennwerte zur rechnerischen Beurteilung des Anregungsverhaltens von Verzahnungen / Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V. (FVA). Frankfurt/Main, 2015. – Abschlussbericht
- [14] UTAKAPAN, T.: Tischvorlage zur Arbeitskreissitzung Geräusche am 05./06. Mai 2015 in Friedrichshafen, Erweiterung Dynamisches Zahnräte Programm (DZP) / Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V. (FVA). Frankfurt/Main, 2015. – Sachstandsbericht
- [15] UTAKAPAN, T. ; KOHN, B. ; FROMBERGER, M. ; HEIDER, M. ; OTTO, M. ; HÖHN, B.-R. ; STAHL, K.: Measurement of gear noise behaviour for different microgeometries. In: *Proceedings of the INTER-NOISE 2016 - 45th International Congress and Exposition on Noise Control Engineering: Towards a Quieter Future* (2016), S. 3964–3974

A New Approach for Vibration-based Rolling Bearings Fault Detection in Non-Stationary Operating Conditions

Eine neue Methode zur Detektion von Lagerschäden unter instationären Betriebsbedingungen mit Hilfe der Schwingungsanalyse

Reza Golafshan, Dr.-Ing. Matthias Wegerhoff,

Univ.-Prof. Dr.-Ing. **Georg Jacobs,**

RWTH Aachen, Institut für Maschinenelemente und Maschinen-
gestaltung, Aachen;

Prof. Dr. Kenan Y. Sanliturk, Technische Universität Istanbul,
Fakultät für Maschinenbau, Istanbul, Türkei

1. Kurzfassung

Torsionsschwingungen können in vielen Anwendungen des Maschinenbaus auftreten. Sie sind eine mögliche Ursache für häufig beobachtetes instationäres Verhalten. Im vorliegenden Beitrag wird eine neue Signalverarbeitungsmethode zur Erkennung von Wälzlagenschäden vorgeschlagen, die auf der rekursiven Autokorrelation (RAK) basiert. Die RAK kann als zuverlässiger Algorithmus solcher Schäden in, durch Torsionsschwingungen verursachten, instationären Betriebszuständen betrachtet werden. Die Wirksamkeit der vorgeschlagenen Methode wird anhand experimenteller Untersuchungen auf einem dafür vorgesehenen Prüfstand bewertet. Darüber hinaus wird ein Schwingungs-Signalmodell für eine Welle mit geschädigtem Wälzlager präsentiert. Zusätzlich zu den experimentellen Untersuchungen wird die vorgeschlagene RAK-basierte Methodik mit Hilfe des vorgeschlagenen Signalmodells untersucht. Als Ergebnis kann festgehalten werden, dass die vorgeschlagene Methodik die Möglichkeit bietet mit der schwierigen Erkennung von Lagerfehlern unter Torsionsschwingungen umzugehen. Sowohl die hier vorgestellten experimentellen, als auch die numerischen Ergebnisse, bestätigen die Berechnungsvorteile von RAK gegenüber den, in der Literatur verfügbaren, konventionellen Order Tracking-basierten Ansätzen.

2. Abstract

Torsional vibrations may arise in many mechanical engineering applications, and cause a high level of complexities and non-stationarities accordingly. The present study proposes a

new signal processing method based on the Recursive Autocorrelation (RAC) function, which can be considered as a reliable fault detection algorithm for rolling bearings in non-stationary operating conditions caused by torsional vibrations. The effectiveness and sensitivities of the proposed method are assessed using experimental data captured from a test rig designed for this purpose. Moreover, a numerically-generated vibration signal model for faulty rolling bearings with a shaft subjected to the twisting oscillations (i.e. torsional vibrations) is also proposed. In addition to the experimental studies, the proposed RAC-based methodology is examined numerically using the proposed signal model. As a result of this work, it is observed that the adverse effects of torsional vibrations in the field of bearing fault detection can be controlled using the RAC-based methodology. Both the experimental and the numerical results presented here confirm the computational advantages of RAC over the available order tracking-based approaches.

3. Introduction

Due to critical role of the rolling bearings in global vibration levels of rotating machines, vibration-based fault detection for bearings is considered as one of the most common and reliable approaches in machine condition monitoring. Many diagnosis methods aim to identify the fault repetition period in the vibration signal measured from a system with suspected faulty bearing(s). The well-known envelope analysis is regarded as an effective method for rolling bearing fault detection. However, it is widely accepted that this method may not yield reliable diagnostic information in noisy environments [1], for high-speed machines [2], and non-stationary operating conditions [3]. To overcome some issues raised by non-stationarities in the captured vibration signals, one way is to perform the resampling-based order tracking by transferring the captured time domain data to the angular domain. However, this technique has a pivotal drawback that is related to the complexity of the measurement equipment. As a matter of fact, an additional sensor (tachometer) is required in order to measure the rotational shaft speed for the synchronization.

Torsional vibrations, which can be considered as a strong source for non-stationaries, are as a result of rapid changes in the torque load. This phenomena may arise in many rotating mechanical systems such as engine-generator sets, centrifugal compressors, steam turbines, gas turbines, wind turbines, vehicles, gearing, and constant speed induction motors and pumps. Torsional vibrations may even cause severe damages to the machine elements (e.g. supporting bearings) without prior warning by introducing lateral vibrations. Most of the gearbox fault detection methods are based on measuring lateral vibrations to detect the probable fault in meshing stage(s), as the measurements of torsional vibrations are inherently more

difficult than translational or lateral vibrations. Some of available works in the literature are devoted to developing fault detection algorithms based on torsional vibrations measurements, in particular for gearbox applications [4]. From rolling bearing fault detection point of view, however, torsional vibrations may adversely affect the fault detection capability of the envelope analysis not only due to its non-stationary features but also due to its modulation with bearing fault frequencies. It can therefore be crucial to study and investigate the possible effects of torsional vibrations on bearings condition monitoring.

Although many signal processing methods for bearing fault detection are studied and published, a robust fault diagnosis algorithm suitable for non-stationary operating conditions for complex machines remains challenge. Among a wide range of diagnosis methods for rolling bearings, autocorrelation analysis appears to be one of the powerful tools due to both denoising and diagnostic features of the autocorrelation function, which makes it a very valuable tool for fault detection purposes [5]. In general, for a periodic component in the signal, autocorrelation function yields high levels of correlation for the corresponding component. This is the key factor of the autocorrelation function in revealing the repetition frequencies (e.g. bearing fundamental frequency) in a captured vibration signal even in a low signal-to-noise ratio (SNR) environment. Recently, Golafshan and Sanliturk in [6] proposed a combination of the recursive autocorrelation analysis and AR-based signal modelling to improve the reliability of envelope analysis for rolling bearing fault diagnosis.

In accordance with the purpose of improving the vibration-based condition monitoring and fault detection for rolling bearings, in particular in non-stationary operating conditions arising from torsional vibrations, the present study aims to propose a new signal processing algorithm based on combination of the Hilbert Transform (HT) and Recursive AutoCorrelation (RAC). A new bearing vibration signal model using the instantaneous positions of the rolling elements, which can offer an opportunity to produce the torsional vibrations, is also proposed, and employed for numerical analyses.

4. Methodology

4.1. Recursive AutoCorrelation (RAC) function

Autocorrelation is defined as a delayed correlation of the time domain signals, which is a useful tool in cyclostationary signal processing for extracting the periodic components (i.e. repeating patterns) that may be covered by background noise. The autocorrelation function, R_{xx} , is defined as a repetition detector or self-similarity detector for a time domain signal, $x(t)$. Mathematically and in its continuous form, it is expressed as

$$R_{xx}(\tau) = \lim_{T \rightarrow \infty} \int_0^T x(t)x(t + \tau)dt \quad (1)$$

and in its discrete version as

$$R_{xx}(k) = \sum_{n=-\infty}^{\infty} x(n)x^*(n - k) \quad (2)$$

where T , τ , and k are the measurement period, the time delay, and any integer, respectively. Also $*$ stands for complex conjugative. Noted that for a real function $x = x^*$. Based on the Wiener-Khinchin theorem, if the Fourier transform of a series, $x(t)$, is $X(f)$, and if the autocorrelation function of the series is R_{xx} , then the Fourier transform of R_{xx} yields $S_{XX}(f) = |X(f)|^2$ (i.e. power spectrum of $x(t)$). It is noteworthy that in general, autocorrelation requires a normalization (e.g. biased or unbiased) to produce an accurate estimate. From the definition, it is expected that for a weakly defined noise signal (e.g. white noise), the autocorrelation is zero everywhere except at $\tau = 0$.

The present paper proceeds from the latter feature of the autocorrelation function in dealing with noise and random components, and proposes a recursive-based implementation of it by eliminating a few first time lags in each recursive order to minimize the noise effects. On the other hand, the autocorrelation function itself has repetition characteristics in the sense that autocorrelation function detects not only the repetition periods but also the integer multiples of the repetition periods of the time domain signal. This feature of the autocorrelation function allows one to determine the repetitions in the time domain signal more precisely by computing the correlation of the autocorrelation function with itself in a recursive manner.

If the autocorrelation function is carried out r times, the r^{th} order recursive autocorrelation function for a real and one-sided signal (time series) can be defined as

$$R_{xx}(k_r) = \sum_{k_{r-1}=1+m}^N R_{xx}(k_{r-1})R_{xx}(k_{r-1} - k_r) \quad (3)$$

where k_r is the r^{th} shifting factor (i.e. time delay), $R_{xx}(k_0)$ is regarded as the original signal, $x(n)$, and N is the number of captured data-points available in signal. Also, m is the first few time lags, which represents the random components.

Due to the reasons explained before, it is expected that the recursive autocorrelation approach enhances the features of autocorrelation function in revealing the repetition components and eliminating the random components. The recursive autocorrelation function then tends to amplify the diagnostic signal in rolling bearing fault detection.

The complex autocorrelation can similarly be obtained using the complex signals. Noted that, the resulting spectrum is real-valued and not any more symmetric around the Nyquist fre-

quency. The imaginary part of $x(t)$, $x_H(t)$ may be estimated using Hilbert Transform (HT). Then, the complex signal can be formed as

$$E(t) = x(t) + jx_H(t) \quad (4)$$

The so-called envelope signal is the magnitude of this complex analytic signal. Noted that the Hilbert Transform, being frequency-independent, is a time domain 90° phase shifter. Therefore, non-stationary components of are not affected at all by this process.

4.2. Proposed Rolling Bearing Fault Detection Algorithm

In this section, the proposed signal processing algorithm based on RAC is illustrated and described in some details. The main issue with the use of autocorrelation function in rolling bearing fault detection purposes is its weak diagnostic performance in cases that there is a (non-commensurate) periodicity in the signal (a so-called quasi-periodic signal) and/or there are more than one periodic components such as the vibration signals contain multiple excitation sources (i.e. periodicities). To overcome this issue, the so-called pre-whitening [7] is performed on the raw signals prior to further processing in order to demodulate and remove the uninterested periodic components such as gears meshing and eccentric faults. Then, the resulting output signal from the pre-whitening process is assumed to have only periodic impulse train corresponding to bearings. Again, from the definition, in the autocorrelation function, all sinusoidal components are converted to cosines, meaning that all harmonics of a particular periodicity line up in phase once per period and make the most impulsive signal possible for those components, and this can possibly be interpreted as enhancing the periodicity. However, it is worth mentioning that autocorrelation does enhance the fundamental frequency, but to the detriment of its higher harmonics. This is a drawback of using autocorrelation for condition monitoring purposes, which can be partially counterbalanced by its excellent diagnostic feature in revealing the periodic component and noise eliminating by windowing out the first few time lags in a recursive manner. The recommended window size for the noise elimination process is first 10 time lags. Figure 1 shows the flowchart summarizing the proposed algorithm for rolling bearing applications. First, the captured vibration signal passes through the pre-whitening process by an AutoRegressive (AR)-based signal modelling prior to further recursive enveloping and autocorrelation processes. The so-called RAC spectrum is obtained by applying the FFT on the envelope signal. Noted that the recursive loop – including enveloping and autocorrelation function – may repeated until the detectability of amplitude of the RAC spectrum at the bearing fault frequency starts to reduce. In all recursive orders, the “biased” autocorrelation functions are estimated and autocorrelation functions are normalized such that the value of the function at zero time delay is set to 1.0.

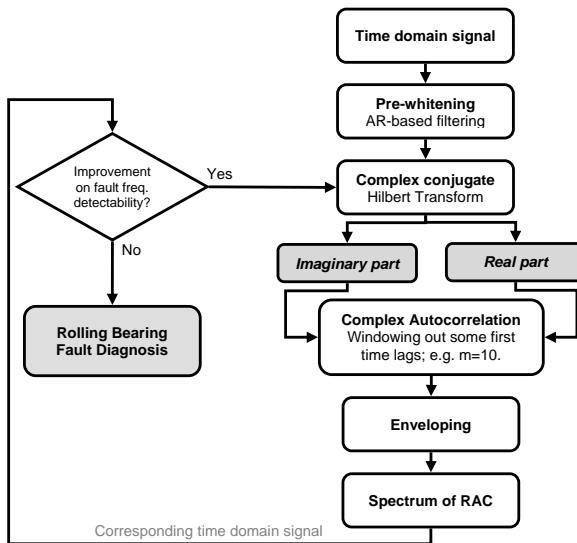


Fig. 1: Flowchart of the proposed bearing fault diagnostic method.

5. Numerical Investigations

In this section, a proposed modelling approach to generate a numerical vibration signal is used to investigate the effectiveness and performance of the proposed RAC method.

5.1. Numerical signal modelling

In a previous study by the authors, a typical faulty rolling bearing vibration signal, $x(t)$, is modeled as a summation of the rolling bearing signal, shaft signal, and white noise. For a more detailed vibration signal modelling of rolling bearings, a complete gearbox signal may be assumed and set up for further investigations. A vibration signal captured from a gearbox may then be written as

$$x(t) = s(t) + g(t) + y(t) + n(t) \quad (5)$$

where $s(t)$, $g(t)$, $y(t)$, and $n(t)$ are, respectively, the periodic component corresponding to shaft, the uncontaminated periodic component corresponding to gear stage(s), the bearing signal, where it can be considered as an sinusoidal impulse train for faulty cases, and the background noise, where it can be considered as an additive stochastic noise.

A wide range of studies are dedicated to signal modelling of the bearings in both stationary and non-stationary operating conditions [8]. Most of them aim to produce a random sinusoidal impulse train with a certain time interval representing the stationary conditions, and a time-varying time interval by considering some fluctuations representing the non-stationary conditions. In the present study, however, as a reliable alternative to the previous signal modelling methods available in the literature, a new approach is proposed and employed for further analyses. The proposed methodology is based on

- Fault area and its location in bearing, and
- Instantaneous positions of the rolling elements, considering the shaft angular velocity.

This approach then allows to define an interaction area for rolling elements and desired faulty area to produce a sinusoidal impact train. In other words, the appearance of the responses to the faulty area depends on shaft angular velocity, fault area, and number of rolling elements. The mentioned features offered by the proposed approach may then enable an opportunity to model a vibration trend of support bearings of a shaft subjected to torsional vibrations. As mentioned, torsional vibrations may arise in many mechanical applications, such as wind energy sector and automotive engineering. Therefore, it is very important to model the bearing signals, and be able to analyze these signals in frequency domain.

A numerical gearbox signal having a single healthy gear stage is created based on the proposed algorithm, so that the rotating shaft suffers from an unbalance and subjected to torsional vibrations with amplitude of $\pm 1\%$ around the RPM mean value at the rate of 15 [Hz]. The sinusoidal impact train is based on rolling elements instantaneous angular positions with respect to shaft angular position. The generated vibration signal corresponds to an outer race defective 6205 type ball bearing rotates at 40 [Hz] (nominal). Also, a white noise with zero mean is added to the overall generated signal. The estimated BPFO is 143 [Hz].

5.2. Numerical results; case study 1

The previously generated numerical vibration signal for period of 2 [s], as the case study 1, in both time and frequency domains, as well as the corresponding RPM signal is illustrated in Figure 2. The zoomed envelope spectrums are calculated and shown in Figure 3. It is very obvious that the calculated envelope spectrum suffers from side-bands around the bearing fault fundamental frequency, which can adversely affect the diagnostic results in frequency domain. This can be even more complex in the presence of high level of torsional vibrations and/or heavy background noise. The envelope order spectrum in Figure 3, shows that the modulation effect, in general, and the corresponding side-band issues, in particular, can be eliminated if the time domain signal is transferred to angular domain. However, as mentioned earlier this requires an additional sensor to measure the synchronized shaft RPM.

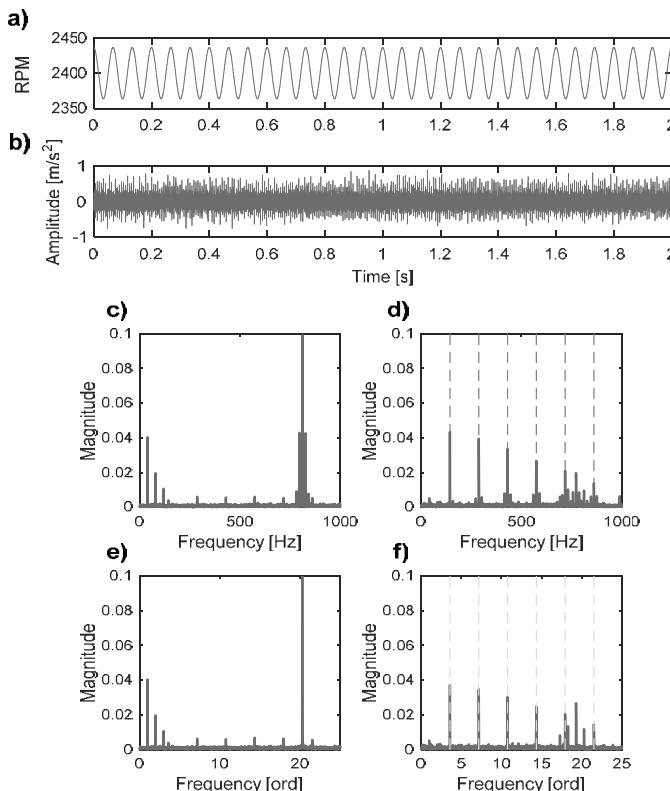


Fig. 2: a) A generated RPM related to a shaft subjected to torsional vibrations, and b) the corresponding numerically-generated vibration signal. The resulting amplitude, envelope, order, and order envelope spectrums, respectively in c) to f).

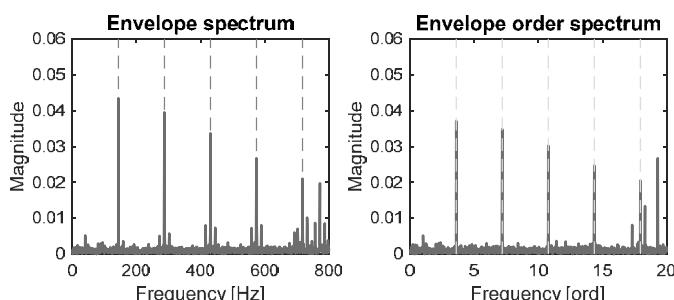


Fig. 3: Illustrations of the zoomed envelope and envelope order spectrums of the signal in Figure 2b.

As a reliable alternative for resampling-based order tracking, the proposed RAC-based fault detection algorithm may yield sharp and noise-free spectrum. First, the raw vibration signal is pre-whitened using AR-based filter. Then the recursive approach is applied. Figure 6 shows the RAC spectrums up to fourth recursive order. As mentioned earlier, by performing the autocorrelation and enveloping processes recursively, the strengths of the higher harmonics of bearing fundamental fault frequency decrease. This is very obvious in the calculated RAC spectrums. However, as seen in Figure 4c, the non-stationarities originating from torsional vibrations (i.e. side-bands) can be controlled and removed using RAC approach. It is also worth stating that in a CM system implemented on a rotating machine, all RAC spectrums may be kept and analyzed in order to not lose other diagnostic information. For example, while the third order can confirm the existence of the torsional vibrations in the system, the fourth order presents an almost noise-free and sharp spectrum without side-bands.

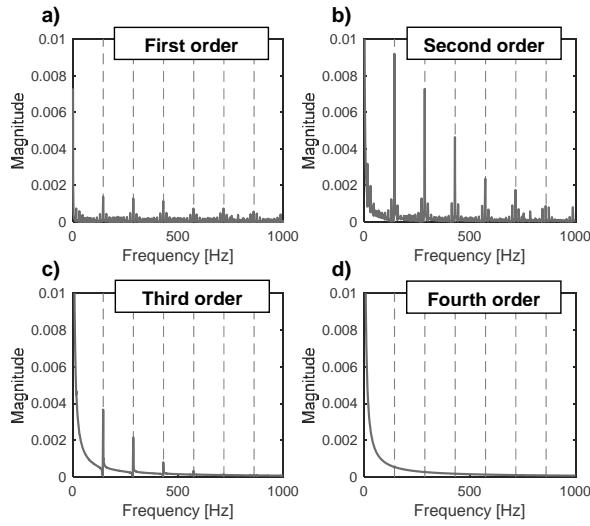


Fig. 4: RAC spectrums of first, second, third, and fourth recursive orders, respectively, in a) to d).

6. Experimental Investigations

In this section, the performance of the proposed RAC method is assessed using measured data acquired from a test rig comprising an outer race defective rolling bearing. The test rig is capable of producing torsional vibrations at a desired rate and amplitude.

6.1. Descriptions of the test rig and the measurement system

A CAD drawing of the test rig is shown in Figure 5. An accelerometer is positioned on top of the bearing housing to capture the rolling bearing vibration signals. The speed of the shaft is measured through an optical encoder over time. The nominal shaft rotational speed and amount of radial loading on the test bearing are 800 RPM (13.33 [Hz]) and 10 [kN], respectively. The load is applied to the bearing in radial direction during the test using a hydraulic piston. One 220EC type test bearing having an artificial outer race localized defect is employed in this investigation. A picture of the test bearing is also illustrated in Figure 5. The corresponding BPFO is estimated using the bearing geometry as 96 [Hz] (7.2 [ord]). The data acquisition (DAQ) system collects the bearing vibration signal with a sampling frequency of 9.5 [kHz] for a period of 5 [s], through a LabVIEW interface.

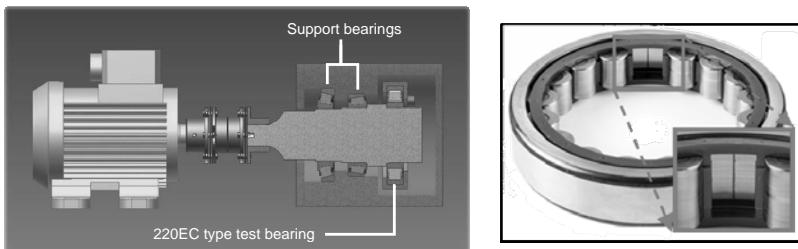


Fig. 5: A CAD drawing of the test rig (left);
a defective 220EC type test cylindrical roller bearing (right).

6.2. Experimental results; case study 2

After successful validation of the RAC method using a simulated non-stationary vibration signal in the previous section, the performance of the proposed method is investigated in this section using measured vibration data from the test rig described earlier.

Similar to the numerical investigations, the captured and experimental vibration signal for period of 5 [s], as the case study 2, in both time and frequency domains, as well as the corresponding RPM signal is illustrated in Figure 6. As seen, the produced torsional vibrations in a controlled-manner has an amplitude of approx. ± 1.5 around the mean value at a rate of 10 [Hz]. In addition, the spectrums of the captured signal are shown in Figure 6c to Figure 6f. Noted that since tests are carried out using a nearly ideal bearing-shaft system, the noise level and effects of other components are very low.

For a better understanding of the differences between envelope spectrum and envelope order spectrum, the zoomed versions of Figure 6d and Figure 6f are shown in Figure 7. A close inspection of the experimental envelope spectrums also confirm that the rapid changes in RPM with a specific rate, may result in a modulation effect between torsional vibrations and bearing fault vibrations, hence yielding an envelope spectrum with side-bands around the fundamental fault frequency. The side-bands can be eliminated using order tracking, as shown in Figure 7.

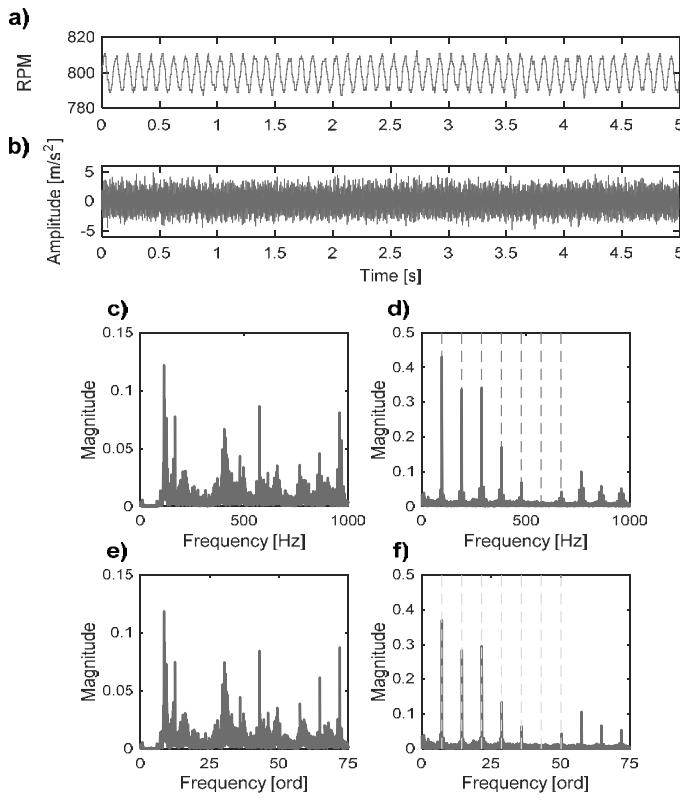


Fig. 6: a) A measured RPM related to a shaft subjected to torsional vibrations, and b) the corresponding experimental vibration signal. Illustrations of the corresponding amplitude, envelope, order, and order envelope spectrums, respectively in c) to f).

Figures 8 presents the time- and frequency-domain results for the first four orders of the proposed RAC method. As in the case of numerical investigation, the experimental results presented here also indicate that the recursive implementation of the autocorrelation do not need the computation of very high recursive orders. In both two case studies (i.e. experimental and numerical), it is found that the third recursive order yield the best results without side-bands for fault identification purposes.

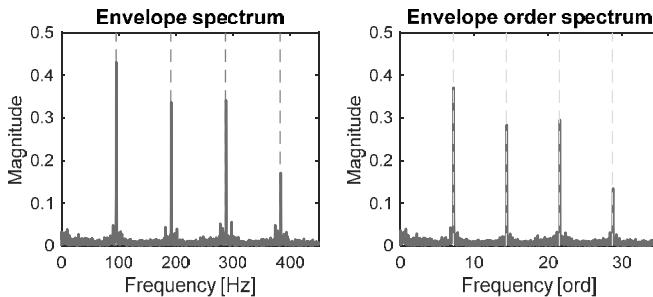


Fig. 7: Illustrations of the zoomed envelope and envelope order spectrums of the signal in Figure 6b.

As far as the noise elimination feature of the recursive autocorrelation – by windowing out the first few time lags – is concerned, experimental results also verify the findings of the numerical simulations, i.e. recursive autocorrelation eliminates any remaining noise in the autocorrelation signals. In addition, it is seen once again that the results in Figure 8 confirm the limitation of the RAC by decreasing the magnitudes of higher harmonics of the interested frequency. RAC also offers an opportunity to save and analyze a few first recursive orders, in order to guarantee that no diagnostic information is lost in higher orders. In other words, while the existence of the torsional vibrations (with its corresponding side-bands) can be easily detected in, for example second recursive order, the sharper and smoother spectrum without side-bands is obtained in the third recursive order.

As a final assessment of the performance of the proposed method, the spectrum presented in Figure 8g as well as the original envelope spectrum in Figure 7 are overlaid in Figure 9, in unit normalized forms. As can be seen, the almost noise-free spectrum obtained using the RAC method here makes the bearing fault frequency much sharper, more visible relative to the envelope spectrum and without side-bands. This result shows the superior performance of the RAC method over the traditional envelope analysis. Again, it is very obvious that the

non-stationary features of the signals can be removed by order tracking; it requires, however, a complex capturing and analyzing hardware.

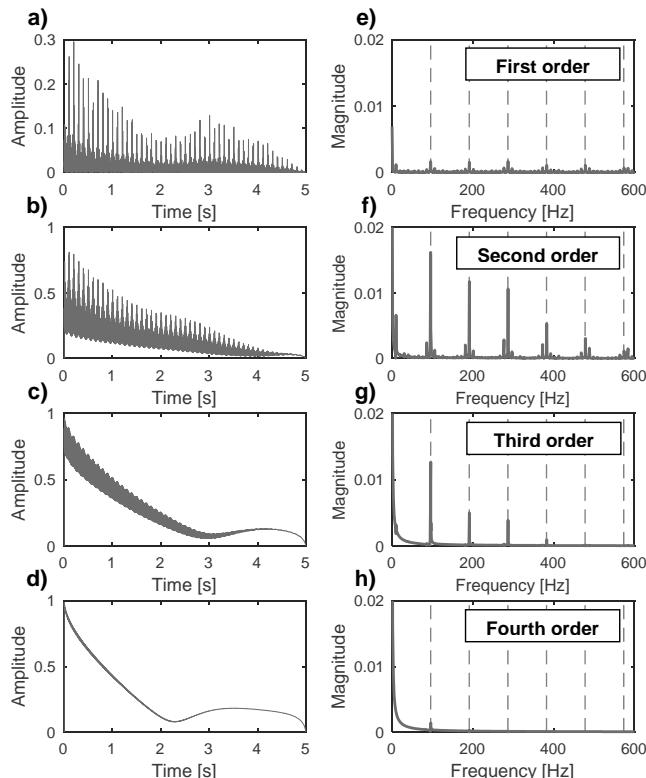


Fig. 8: RAC for the experimental vibration signal in Fig6b; first four recursive orders, respectively, from a) to d) and corresponding spectrums, respectively from e) to h).

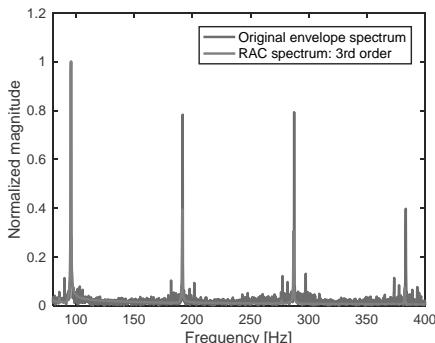


Fig. 9: Overlaid plot for normalized spectrums for the experimental signal in Figure 6b.

7. Concluding Remarks

- A new recursive approach combining autocorrelation and enveloping is proposed for rolling bearing fault detection purposes. The proposed approach takes advantage of the noise removal and repetitive features of the recursive autocorrelation function by windowing out a few first time lags in autocorrelation.
- A new signal modelling methodology for bearing vibration signals suitable for considering RPM info (e.g. with/without torsional vibrations), bearing kinematics, fault stage, and its location, is proposed.
- Using both experimental and numerical data, the proposed fault detection method is applied successfully for the rolling bearings. The results presented here show that proposed method can yield very clean, enhanced, and sharp fault diagnostic signals.
- Although the RAC-based approach can successfully reveal the repetitive and impulsive patterns arising from a localized bearing fault even under torsional vibrations, the effectiveness and performance of the noise eliminating and also diagnostic features of RAC need to be investigated in more details and in real-world applications.
- This study is considered as a basis for further improvements over the proposed RAC method using other alternatives in the recursive approach. This can be proceed using a validated Multi-Body Simulation (MBS) model for a complex machine across the high frequency range, where the possible effects of excitation sources from all components in a machine can be studied accurately and precisely.

8. Acknowledgments

The authors would like to thank to Mr. Waldemar Gaad, Mr. Gregor Höpfner, and Mr. Pascal Drichel all from RWTH Aachen University, Institute for Machine Elements and Machine Design (IME) for their assists in this study. Also, the first author would like to express his sincere appreciations to Prof. Robert B. Randall from University of New South Wales for his valuable inputs during the 23rd International Congress on Sound & Vibration (ICSV23) in Athens, Greece.

9. References

- [1] Golafshan, R.; Sanliturk K.Y. (2016) "SVD and Hankel Matrix Based De-Noising Approach for Ball Bearing Fault Detection and its Assessment Using Artificial Faults" *Mechanical Systems and Signals Processing*, Vol. 70-71 (2016), pp. 36-50.
- [2] Endo, H.; Randall, R.B. (2007) "Enhancement of Autoregressive Model Based Gear Tooth Fault Detection Technique by the Use of Minimum Entropy Deconvolution Filter" *Mechanical Systems and Signal Processing*, Vol. 21 (2), pp. 906-919.
- [3] Li, H.; Zhang, Y.; Zheng, H. (2009) "Gear Fault Detection and Diagnosis under Speed-Up Condition Based On Order Cepstrum and Radial Basis Function Neural Network" *Journal of Mechanical Science and Technology*, Vol. 23 (10), pp. 2780-2789.
- [4] Henao, H.; Hedayati Ki, Sh.; Gerard-Andre C. (2011) "Torsional-Vibration Assessment and Gear-Fault Diagnosis in Railway Traction System" *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, Vol. 58 (5), pp. 1707-1717.
- [5] Al-Raheem Kh.; Roy, A.; et al. (2008) "Rolling Element Bearing Faults Diagnosis Based on Autocorrelation of Optimized: Wavelet De-noising Technique" *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, Vol. 40 (3-4), pp. 393-402.
- [6] Golafshan, R.; Sanliturk, K.Y. (2016) "Rolling Bearing Fault Diagnosis Using Recursive Autocorrelation and Autoregressive Analyses" *In Proceedings of the 23rd International Congress on Sound and Vibration*, Athens, Greece, July 10-14.
- [7] Randall, R.B.; Antoni, J. (2011) "Rolling element bearing diagnostics—a tutorial" *Mechanical Systems and Signal Processing*, Vol. 25 (2), pp. 485-520.
- [8] Antoni, J.; Randall, R.B. (2006) "The spectral kurtosis: application to the vibratory surveillance and diagnostics of rotating machines" *Mechanical Systems and Signal Processing*, Vol. 20 (2), pp. 308-331.

Gezielter modaler Energietransfer durch eine zeitlich periodische Lagerung

Targeted modal energy transfer using a time-periodic support

PD Dr. techn. DDI **Fadi Dohnal**,
Division for Mechatronics Lienz, UMIT, Österreich

Kurzfassung

Die Einführung einer zeitlich periodischen Änderung eines Systemparameters in einem schwingungsfähigen System ermöglicht die Kopplung von zwei der vielen Schwingungsmoden und damit einen Energieaustausch zwischen diesen beiden – eine gezielte modale Energieübertragung. Dieser Effekt wird als Parameterantiresonanz bezeichnet und wurde theoretisch und experimentell für diskrete und kontinuierliche Schwingungssysteme nachgewiesen. Der vorliegende Beitrag gibt einen Einblick in diesen Effekt und dessen Implementierung in einem Zwischenlager eines Kragbalkens und in einem magnetgelagerten Rotor. Der durch die Parameterantiresonanz erzwungene Energieaustausch zwischen Schwingungsmoden unterschiedlicher modaler Dämpfung ermöglicht ein schnelleres Abklingen transienter Schwingungen und somit eine künstliche Erhöhung der effektiven Systemdämpfung. Die Energieübertragung von einer niedrigen zu einer höheren Schwingungsmodus bedeutet auch, dass die Frequenz der Schwingungsenergie erhöht wird.

Abstract

Introducing a time-periodic change of a system parameter in a vibrating system couples two of the many vibration modes and enables an energy exchange between those two – a targeted modal energy transfer. This effect is known as parametric anti-resonance and was tested theoretically and experimentally for discrete and continuous vibration systems. The present contribution provides an insight into this effect and its implementation in an intermediate support of a cantilever and in a magnetically supported rotor. Targeted modal energy transfer allows transferring the vibration energy to higher modes which possess in general higher structural damping and therefore allows faster energy dissipation which is equivalent to an artificial increase of the effective system damping. An energy transfer from a lower mode to a higher mode means also that the vibration frequency is converted from low to high frequency.

1. Einführung

Transiente Schwingungen treten in mechanischen Systemen häufig auf und sollen im Allgemeinen vermieden werden [1-3]. Konzepte zur Reduktion dieser Schwingungen können in passive, semiaktive, aktive oder hybride Arbeitsweisen klassifiziert werden. Bei passiven Konzepten werden die Entwurfssparameter einmal optimiert und ändern sich während des Betriebs nicht. So können durch eine günstige Massen- und Steifigkeitsverteilung die Eigenfrequenzen des Systems außerhalb des Betriebsfrequenzbereichs verschoben werden oder kritische Schwingungsmoden auf akzeptable Verformungsformen abgestimmt werden. Eine weitere Maßnahme ist die Einführung passiver Dämpfungselemente. Bei semiaktiven Konzepten werden die Systemparameter aktiv verändert. Beispielsweise kann unter Verwendung von elektro- bzw. magnetorheologischen Suspensionen die Dämpfung durch ein externes elektrisches bzw. magnetisches Feld eingestellt werden. Aktive Konzepte beinhalten eine Echtzeitregelung der direkt auf das System wirkenden Kraft. Schließlich vereinen Hybridkonzepte Funktionen aller Konzepte. Dieser Beitrag gibt einen Einblick in ein semiaktives Konzept, die parametrische Schwingungsreduktion oder Parameterantiresonanz basierend auf dem Übersichtsartikel [4].

Systeme von Differentialgleichungen mit zeitlich periodischen Koeffizienten werden als parametererregte Systeme bezeichnet und treten auf, wenn ein oder mehrere Systemparameter nicht konstant sind, sondern explizit durch eine Funktion der Zeit beschrieben werden: periodisch und unabhängig von der Systembewegung. Klassische Beispiele sind das Pendel mit periodisch varierender Länge oder periodisch bewegtem Aufhängepunkt, die zur berühmten Mathieu-, Hill- oder Meissner-Gleichung führen ([5]). Liegt die Periode der Systemparameteränderung in der Nähe einer Parameterresonanz dann klingen transiente Schwingungen auf ([5,6]). Für Systeme mit mindestens zwei Freiheitsgraden treten neben den Parameterresonanzfrequenzen auch Parameter-kombinationsfrequenzen ([5-8]) auf,

$$\nu^{kl,n} = \frac{|\omega_k \mp \omega_l|}{n}, \quad k, l, n = 1, 2, \dots \quad (1)$$

Hierbei sind ω_k und ω_l die k -te und l -te Eigenkreisfrequenz des zugrundeliegenden ungedämpften Systems mit konstanten Koeffizienten (Hamiltonsches System). Der Nenner n steht für die Ordnung. Für $k = l$ vereinfacht sich diese Formel zu Parameterresonanzen.

Die meisten Untersuchungen einer einzelnen oder von gekoppelten Differentialgleichungen mit zeitlich periodischen Koeffizienten konzentrieren sich auf das destabilisierende Reso-

nanzverhalten der Parametererregung, siehe z. B. [5-8]. Die nichtresonanten Fälle wurden dabei nicht näher untersucht, da sie den Betrieb einer Maschine nicht beeinträchtigen oder die Systemantwort in Sensoranwendungen nicht verstärken. Der Vorteil der Einführung einer nichtresonanten Parametererregung in einem instabilen System wurde zuerst in der Pionierarbeit von Aleš Tondl in [9] hervorgehoben. Er zeigte, dass ein instabiles, selbsterregtes System durch Einführung eines zeitlich harmonischen Steifigkeitskoeffizienten, einer Parametererregung, bei einer bestimmten Parameterkombinationsresonanzfrequenz stabilisiert werden kann. Da dies bei der Frequenz einer Parameterresonanz auftritt, wird der Mechanismus als Parameterantiresonanz bezeichnet. Tondls Arbeit initiierte theoretische Untersuchungen mehrerer selbsterregter Systeme mit zeitlich harmonischer Steifigkeit mittels numerischer Simulation in [10,11] und analytischer Untersuchungen in [11-14]. Das Konzept wurde auf Systeme mit zeitlich harmonischen Dämpfungen [15] oder Trägheitskoeffizienten [16] erweitert. Diese Untersuchungen betrachteten die Variation eines einzelnen Systemparameters. Umfassende analytische und numerische Untersuchungen für zeitlich harmonische und periodische Variationen einzelner sowie mehrerer physikalischer Parameter – eine gleichzeitige Variation der Steifigkeit, Dämpfung und Trägheitskoeffizienten – wurden in [11] durchgeführt. Dies ist insbesondere für eine Implementierung von Bedeutung, da es im Allgemeinen schwierig ist, eine einzige physikalische Eigenschaft gezielt zu variieren, ohne gleichzeitig auch andere Systemparameter zu verändern.

Für eine lange Zeit nahm man an, dass eine Parameterantiresonanz nur in Kombination mit einer destabilisierenden Selbsterregung auftreten kann, siehe [10-12]. Die physikalische Interpretation der Parameterantiresonanz als gezielte Energieübertragung zwischen den Schwingungsmodi des zugrundeliegenden Systems mit konstanten Koeffizienten [17-19] erweiterte die Anwendbarkeit auf allgemeine Schwingungssysteme. Eine richtig gewählte Parameterantiresonanz stabilisiert nicht nur ein bereits instabiles System (Stabilisierung durch Parametererregung), sondern kann auch die bereits vorhandene Systemdämpfung verstärken [17-19]. Darüber hinaus bietet die Einführung einer Parameterantiresonanz eine Möglichkeit, nur zwei der vielen Schwingungsmodi des Ursprungssystems zu koppeln und eine Energieübertragung zwischen diesen ausgewählten Schwingungsmoden zu induzieren, während die verbleibenden Schwingungsmodi entkoppelt bleiben, zumindest in erster Näherung [17,18].

Eine Einführung in die Analyse, Auslegung und experimentelle Implementierung einer Parameterantiresonanz finden sich in der Arbeit [18] und den Übersichtsartikeln [4,20].

2. Grundlegende physikalische Interpretation

Im Gegensatz zum klassischen passiven dynamischen Schwingungsdämpfer benötigt die Ausnutzung einer Parameterantiresonanz kein zusätzliches Subsystem aus Masse, Steifigkeit und Dämpfungselementen. Bei Kenntnis der Eigenfrequenzen des ursprünglichen Schwingungssystems wird eine Parametererregung durch zeitlich periodische Variation eines oder mehrerer Systemparameter (Steifigkeit, Masse, Dämpfung) realisiert. Richtig abgestimmt, wird eine Parameterantiresonanz erzeugt, die zwei der vielen Schwingungsmodi des zugrundeliegenden Hamiltonschen Systems koppelt und eine modale Energieübertragung ermöglicht [17,18]. Diese gezielte Energieübertragung wurde bisher nur für stark nichtlineare Schwingungsdämpfer beobachtet [21]. Die Parameterantiresonanz benötigt jedoch keine Nichtlinearität und arbeitet auch für rein lineare Systeme.

Im Folgenden wird der grundlegende Mechanismus einer Parameterantiresonanz anhand einer einfachen Schwingerkette mit vier Massen und vier Federelementen skizziert [4,19]. Die Steifigkeit eines Federelements wird harmonisch verändert. Die zeitlich harmonische Variation dieses Systemparameters in der Nähe einer Parameterantiresonanz ermöglicht zwei Dinge [18,19]:

- Die Energieübertragung zwischen nur zwei der vielen Schwingungsmodi des zugrundeliegenden Systems mit konstanten Koeffizienten.
- Die Erhöhung der Energiedissipation, und dadurch der effektiven Systemdämpfung, durch verbesserte Ausnutzung der bereits vorhandenen Systemdämpfung.

Die gezielte modale Energieübertragung zwischen nur zwei der vielen Schwingungsmodi wird anhand einer kaskadierten zeitlich periodischen Steifigkeitsvariation in Bild 1 veranschaulicht, siehe [19,18] für nähere Details. Ausgehend vom ungedämpften System mit deaktivierter Steifigkeitsvariation ($\varepsilon = 0$) und Anfangsbedingungen, die der ersten Schwingungsmodus entsprechen, wird eine Variation der Steifigkeit k_p in der Form

$$k_p(t) = k_p(1 + \varepsilon \sin \nu t) \quad (2)$$

Darin ist k_p der nominelle Steifigkeitswert, ε die Amplitude der Steifigkeitsvariation und ν die Frequenz mit der die Steifigkeit harmonisch verändert wird. Zum Zeitpunkt 0,5 s wird eine Variation mit der Parameterantiresonanz $\nu_{12} = \omega_2 - \omega_1$ und einer Amplitude $\varepsilon = 30\%$ aktiviert. Dies führt zu einer modalen Energieübertragung zwischen dem ersten und dem zweiten Schwingungsmodus, so wie in den modalen Verschiebungen in Bild 1 dargestellt. Bis

zum Zeitpunkt 2,2 s wurde der größte Teil der Schwingungsenergie der ersten Mode in die zweite Mode übertragen und ein vernachlässigbarer Anteil in die dritte Schwingungsmod. Nun wird auf die Parameterantiresonanz $\nu_{23} = \omega_3 - \omega_2$ umgestellt. Dies führt zu einer weiteren modalen Energieübertragung, jetzt zwischen der zweiten und der dritten Mode, die Schwingungsenergie der ersten Mode bleibt unverändert. Zum Zeitpunkt 2,5 s wurde der Großteil der Schwingungsenergie übertragen und die Steifigkeitsänderung wieder abgeschaltet. Eine solche Kaskade von Parameterantiresonanzen ermöglicht die Übertragung von niederfrequenter in hochfrequente Schwingungsenergie. Da es sich hier um ein lineares System handelt, lässt sich der Prozess natürlich auch umkehren.

3. Experimentelle Verifikation

Die Existenz der Parameterantiresonanz wurde experimentell durch mehrere Versuche bestätigt. Eine Übersicht und Vergleich der Effizienz über diese Versuche ist in [20] zu finden.

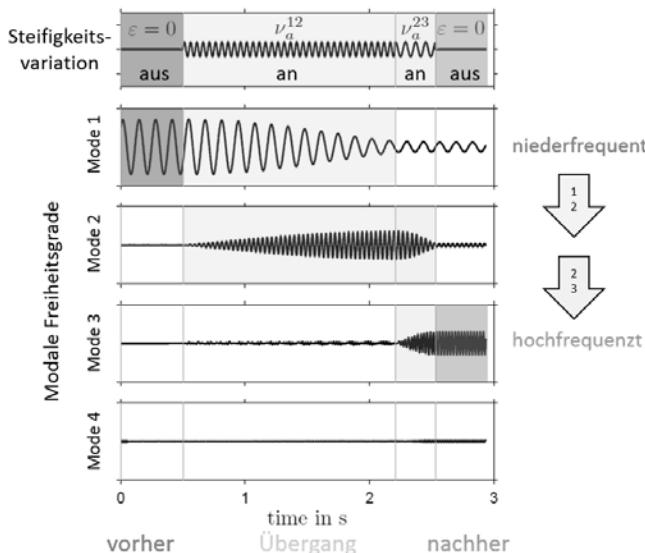


Bild 1: Kaskade von Parameterantiresonanzen in einem Schwingungssystem mit vier Moden (siehe [4,19] für weitere Details)

Ausgehend von einem Analogrechner, über einfache Zwei-Massen-Schwinger wurde der Effekt für einfache, kontinuierliche Systeme bestätigt. Die zwei effizientesten Realisierungen sind im Folgenden beschrieben.

3.1 Kragbalken mit Zwischenlager [22]

Zur experimentellen Validierung der Parameterantiresonanz wurde ein schlanker Kragbalken (Länge 390 mm, Querschnitt 10 mm x 1 mm) mit einem zusätzlichen Zwischenlager ausgerüstet, siehe Bild 2 und [22,20] für nähere Details. Der Kragbalken führt Schwingungen in der horizontalen Ebene durch. Die Parameterantiresonanz wird durch einen elektromagnetischen Aktuator realisiert, der aus zwei Paaren von Permanent- und Elektromagneten besteht. Der Abstand zwischen den Elektromagneten kann eingestellt werden, um eine nahezu lineare Kraftcharakteristik im Schwingungsbereich zu erreichen. Beide Elektromagnete werden von einem einzigen Verstärker gespeist, sodass genau der gleiche Strom durch beide Spulen fließt. Die Bestromung der Elektromagnete erfolgt so dass abstoßende Kräfte zwischen Aktuator und Kragbalken wirken, d. h. auf den Balken wirken äquivalente Federkräfte die den Balken in seine unausgelenkte Gleichgewichtslage bringen.

Die Parameterantiresonanz wird durch eine zeitlich periodische Verstellung des Steuerstroms der Elektromagnete realisiert. Dies erfolgt in einer Vorsteuerung durch einen Signal-

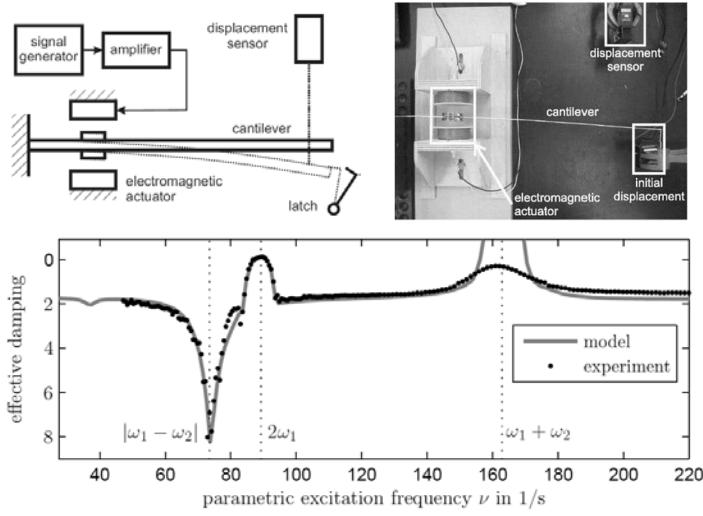


Bild 2: Kragbalken mit periodisch verstellbarem Zwischenlager: (oben) Versuchsaufbau, (unten) Effektive Dämpfung in Abhängigkeit der Parametererregungsfrequenz des Zwischenlagers (Details siehe [22,20]).

generator ohne Rückkopplung des Schwingungssignals. Eine Serie von Experimenten wurde durchgeführt bei der die Frequenz ν der Steifigkeitsänderung des Zwischenlagers variiert

wurde, siehe Bild 2 unten. Ausgehend von einer Anfangsauslenkung am freien Balkenende wurden Ausschwingversuche durchgeführt und daraus die effektive Systemdämpfung ermittelt. Die künstliche Erhöhung der effektiven Dämpfung ist in der Umgebung der Parameterantiresonanz $\omega_2 - \omega_1$ deutlich zu erkennen und stimmt mit numerischen Vorhersagen und analytischen Näherungen überein. Bei optimaler Wahl der periodischen Verstellung ist die effektive Dämpfung um einen Faktor 4,5 höher als die ursprüngliche modale Dämpfung des Kragbalkens.

3.2 Magnetgelagerter Rotor [23]

Ein weiteres erfolgreiches Experiment zur Demonstration der Parameterantiresonanz ist der Rotorprüfstand in Bild 3, siehe [18,23] für eine detaillierte Diskussion. Das Konzept wurde ursprünglich in einer weniger effizienten Anordnung realisiert ([24]). Eine flexible Rotorwelle mit einer zentrierten Scheibe D (Laval-Rotor) wird durch zwei aktive Magnetlager (AMB1 und AMB2) gelagert. Die Welle hat eine Gesamtlänge von 680 mm und einen Durchmesser von 8 mm. Der Rotor besitzt eine bekannte Restunwucht an der Scheibe D. Der Antriebsmotorsteuerung ermöglicht einen konstant beschleunigten Hochlauf.

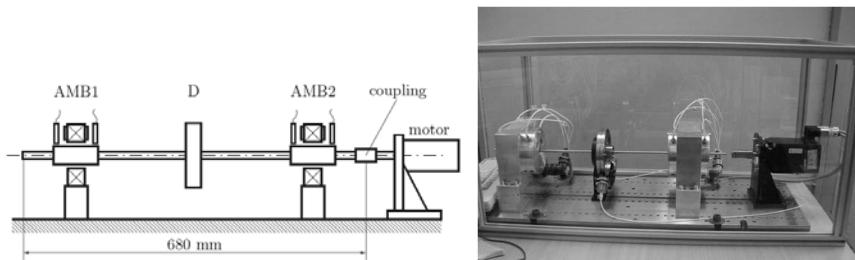


Bild 3: Magnetgelagerter Laval-Rotor (siehe [23] für weitere Details).

Die in den Magnetlagern erzeugten elektromagnetischen Kräfte hängen von der Rotorauslenkung der Lagerzapfen und der Magnetfeldstärke ab. Die Magnetfeldstärke kann in einem weiten Bereich durch Regelströme in den Lagermagneten verändert werden. Die Istposition der Lagerzapfen wird durch induktive Sensoren erfasst und dezentralen PID-Reglern (dSpace) zugeführt. Die Reglerausgänge werden durch Leistungsverstärker in Regelströme für die Lagermagneten übersetzt. Der geschlossene Regelkreis ermöglicht das schweben der Lagerzapfen im Magnetlager. Die zeitliche Periodizität wird durch die periodische Verstellung der Proportionalwirkung k_p der PID-Regler, eine Vorsteuerung mit der Intensität ε

und Frequenz ν analog zu Gleichung 2, realisiert. Dies führt zu einer periodischen Änderung der aktiven Lagersteifigkeit, die in beiden Magnetlagern gleichermaßen implementiert ist.

Die Unwuchtantworten der Scheiben- und Lagerzapfenauslenkungen bei konstant beschleunigtem Hochlauf und bei nominellen PID-Reglern sind in Bild 4 links gezeigt (ohne die vorgeschlagene periodische Vorsteuerung). Der Rotor besitzt im gezeigten Drehzahlbereich zwei kritische Drehzahlen, die zu zwei lokalen Maximalauslenkungen während der Resonanzdurchfahrt führen. Diese Maximalauslenkungen sind eine Funktion der Hochlaufbeschleunigung und der modalen Dämpfung und können auf zwei unabhängige Arten reduziert werden: durch die Erhöhung der Lagerdämpfung und/oder durch die Erhöhung der Hochlaufbeschleunigung. Die Hochlaufbeschleunigung ist durch die Antriebssmotorleistung und Prozessvorgaben begrenzt, z. B. muss ein Rotor in der Kraftwerksindustrie einem engen Drehzahlkorridor folgen und verhindert somit ein schnelleres Passieren kritischer Drehzahlen. Die Lagerdämpfung der Magnetlager kann direkt durch den D-Anteils der PID-Regler in einem gewissen Bereich eingestellt werden. Eine Erhöhung des D-Anteils verringert die Maximalauslenkung bei der Resonanzdurchfahrt. Diese Erhöhung ist aber durch die Verstärkung des Messrauschens im Regelkreis begrenzt. Die Reglerparameter des nominellen Lagers sind für die niedrigste additive Rauschempfindlichkeit im geschlossenen Regelkreis gemäß dem Verfahren in ISO 14839-3 (Vibration of rotating machinery equipped with active magnetic bearings) ausgelegt.

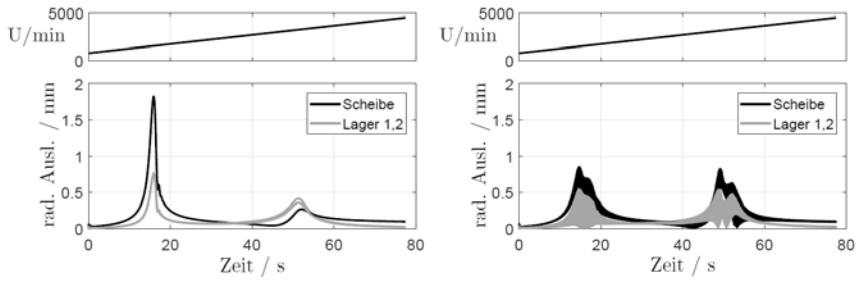


Bild 4: Konstant beschleunigter Hochlauf von $5 \text{ } 1/\text{s}^2$ bei (links) nominellem und (rechts) periodisch verstelltem P-Anteil der PID-geregelten Magnetgelager (siehe [23] für weitere Details).

Die Einführung der vorgeschlagenen periodischen Vorsteuerung des P-Anteils ermöglicht eine Erhöhung der effektiven Systemdämpfung über die durch konventionelle aktive Dämp-

fung realisierbaren Grenze hinaus (Rauschgrenze des D-Anteils). Für das Rotorsystem in Bild 3 liegt eine dominante Parameterantiresonanz nahe der Eigenkreisfrequenz 170 1/s die der Parameterkombinationsresonanz $\omega_2 - \omega_1$ entspricht. Die Einführung dieser Zeitperiodizität induziert eine Energieübertragung zwischen der ersten und der zweiten Rotorbiegemode, was zu einer Erhöhung der effektiven Systemdämpfung führt. Die Zeitverläufe bei dieser starken Parameterantiresonanz bei einer Variationsamplitude von $\varepsilon = 10\%$ sind in Bild 4 rechts gezeigt. Die Aktivierung der optimalen Parameterantiresonanz induziert eine modale Energieübertragung zwischen den entsprechenden Biegemoden des flexiblen Rotorsystems. Diese Kopplung führt zu einer Verringerung der Maximalauslenkung bei der Resonanzdurchfahrt durch die schwächer gedämpfte erste Rotorbiegemode, da durch die modale Energieübertragung die Schwingungsenergie durch die höher gedämpfte zweite Rotorbiegemode schneller dissipiert wird. Analog ist eine Erhöhung der Maximalauslenkung bei Resonanzdurchfahrt durch die zweite Rotorbiegemode zu beobachten, da eine Energieübertragung in die schwach gedämpfte erste Rotorbiegemode erfolgt. In Bild 4 rechts ist ein Beispiel einer gleichmäßigen Verteilung der maximalen Amplituden bei beiden kritischen Drehzahlen während des Hochlaufs zu sehen.

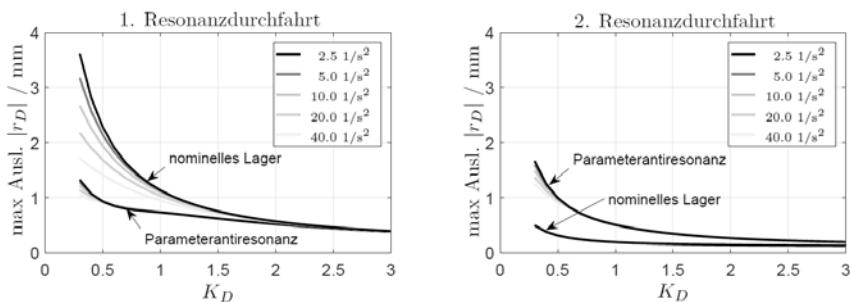


Bild 5: Maximalauslenkung bei Resonanzdurchfahrt in Abhängigkeit der Lagerdämpfung (D-Anteil) und der Anfahrbeschleunigung bei nominellem und periodisch verstelltem P-Anteil der PID-geregelten Magnetgelager (siehe [23] für weitere Details).

Die Abhängigkeit der maximalen Scheibenauslenkung bei Resonanzdurchfahrt von der Hochlaufbeschleunigung und der Lagerdämpfung ist in Bild 5 zusammengefasst. Die Maximalauslenkung des nominellen Lagers ohne periodische Vorsteuerung zeigt die bekannte reziproke Abhängigkeit von der Lagerdämpfung, dem D-Anteil der PID-Regelung ([23]). Bei periodischer Vorsteuerung der Magnetlagerregelung wird eine Reduktion der Maximalaus-

lenkung bei der ersten Resonanzdurchfahrt bewirkt während eine Erhöhung bei der zweiten Resonanzdurchfahrt erfolgt. Die Empfehlung ist die periodische Vorsteuerung der Lager vor der zweiten Resonanzdurchfahrt zu deaktivieren. Bei steigendem D-Anteil nähern sich die Werte der Maximalauslenkung asymptotisch an. Hier bestätigt sich die Beobachtung aus bisherigen Untersuchungen, dass die Parameterantiresonanz am stärksten bei Systemen mit geringer Dämpfung ausgeprägt ist.

Dieses Konzept wird aktuell bei Magnetgelagerten Frässpindeln zur Verschiebung von Ratterschwingungen realisiert um höhere Schnittgeschwindigkeiten zu ermöglichen als auch bei Gleitlagern mit verstellbarer Spaltgeometrie [25,26] um die Maximalauslenkung bei Resonanzdurchfahrt zu verringern aber auch Lagerinstabilitäten zu höheren Drehzahlen zu verschieben. Weitere Forschungsaktivitäten Richtung praktischer Implementierung sind in der Mikroelektronik im Bereich Energy Harvesting [27], MEMS und Laserphysik.

Zusammenfassung

Die Einführung einer zeitlich periodischen Veränderung eines Systemparameters ermöglicht einen gezielten Energietransfer zwischen Schwingungsmoden des zugrundeliegenden Schwingungssystems. Dieser Effekt wird Parameterantiresonanz genannt und wurde in früheren Arbeiten theoretisch untersucht und experimentell validiert. Die daraus abgeleitete physikalische Interpretation des modalen Energietransfers eröffnet vielseitige Einsatzmöglichkeiten in diskreten und kontinuierlichen Schwingungssystemen. Bei korrekter Abstimmung der zeitlichen Periodizität wird die effektive Systemdämpfung künstlich erhöht, was vor allem bei schwach gedämpften Systemen effizient erfolgen kann. Der verbesserte Dissipationsmechanismus ist dem Energieaustausch zwischen Schwingungsmoden unterschiedlicher Dämpfungswerte zu verdanken. Die beiden effizientesten mechatronischen Prototypen wurden kurz beschrieben und bestätigen die künstliche Verstärkung der ursprünglichen Systemdämpfung. Die Möglichkeit einer kaskadierten Energieübertragung wurde gezeigt, die vor allem darauf beruht, dass eine hinreichend starke Parameterantiresonanz zu einer induzierten Energieübertragung von nur zwei der vielen Schwingungsmoden führt. Die Parameterantiresonanz wurde in bisherigen Untersuchungen theoretisch, numerisch und experimentell validiert und ist für die industrielle Umsetzung bereit.

Referenzen

- [1] Den Hartog J.P., Mechanical Vibrations, 4th edition, Dover Publ., 1984
- [2] Rao S.S., Mechanical vibrations, 4th edition, Prentice Hall, 2004.
- [3] Gasch R., Knothe R. und Liebich R., Stuktur-dynamik, Diskrete Systeme und Kontinua, 2. Auflage, Springer Vieweg, 2012
- [4] Dohnal F., Tuning transient dynamics by induced modal interaction in mechatronic systems, Mechatronics 2017 (in print)
- [5] Yakubovich V.A. und Starzhinskii V.M., Linear differential equations with periodic coefficients, vol. 1 and 2, Wiley, London, 1975
- [6] Bolotin V.V., Dynamic stability of elastic systems, Holden Day, San Francisco, 1964
- [7] Hsu C.S., On the parametric excitation of a dynamic system having multiple degrees of freedom. J. Appl. Mech. Trans. ASME 30, 1963; 367-437
- [8] Yamamoto T. und Saito A., On the vibrations of summed and differential types under parametric excitation. Memoirs of the Faculty of Engineering, Nagoya Univ. Japan 22, 1970, 54-123
- [9] Tondl A., To the problem of quenching self-excited vibrations, Acta Technica CSAV 1998; 43: 109-116
- [10] Ecker H., Suppression of self-excited vibrations in mechanical systems by parametric stiffness excitation. Fortschrittsberichte Simulation, 11, ARGESIM/ASIM Verlag, 2005
- [11] Dohnal F., Damping of mechanical vibrations by parametric excitation. Doktorarbeit, 2005 (veröffentlicht 2009 in Südwestdeutscher Verlag)
- [12] Tondl A., To the problem of self-excited vibration suppression, Engineering Mechanics 15, 2008, 297–308
- [13] Fatimah S. und Verhulst F., Suppressing flow-induced vibrations by parametric excitation. Nonlinear Dynamics 23, 2003, 275-297
- [14] Dohnal F. und Verhulst F., Averaging in vibration suppression by parametric stiffness excitation. Nonlinear Dynamics 54, 2008, 231-248
- [15] Tondl A., Combination resonances and anti-resonances in systems parametrically excited by harmonic variation of linear damping coefficients. Acta Technica CSAV 3, 2003, 239-248
- [16] Dohnal F. und Tondl A., Suppressing flutter vibrations by parametric inertia excitation. ASME Journal of Applied Mechanics 76, 2009, 031006, 7 Seiten
- [17] Dohnal F., Damping by parametric stiffness excitation - parametric resonance and anti-resonance. Journal of Vibration and Control 14, 2008, 669-688

- [18] Dohnal F., A contribution to the mitigation of transient vibrations, Parametric anti-resonance: theory, experiment and interpretation, Habilitationsschrift, Technische Universität Darmstadt, 2012
- [19] Dohnal F. und Tondl A., Using time-periodicity for inducing energy transfer between vibration modes, in: Proceedings of the ASME IDETC/CIE 2013, August 4-7, Portland, Oregon, USA, 2013, 12936, 10 Seiten
- [20] Dohnal F., Experimental studies on damping by parametric excitation using electromagnets, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part C, Journal of Mechanical Engineering Science 226, 2012, 2015-2027
- [21] Vakakis A.F., Gendelman O.V., Berg L.A., McFarland D.M., Kerschen G. und Lee Y.S., Nonlinear targeted energy transfer in mech. and structural systems, Springer, 2008
- [22] Dohnal F. und Mace B.R., Amplification of damping of a cantilever beam by parametric excitation, In Proceedings of the 9th Int. Conf. on Motion and Vibration Control (MOVIC), September 15-18, Munich, Germany, 2008
- [23] Dohnal F. und Chasalevris, A., Exploiting modal interaction during run-up of a magnetically supported Jeffcott rotor, Int. Conf. on Motion and Vibration Control (MOVIC & RASD 2016), Journal of Physics: Conference Series 744, 2016, 012128
- [24] Dohnal F. und Markert R., Enhancement of external damping of a flexible rotor in active magnetic bearings by time-periodic stiffness variation, Journal of System Design and Dynamics 5, 2011, 856-865
- [25] Chasalevris A. und Dohnal F., A journal bearing with variable geometry for the suppression of vibrations in rotating shafts: Simulation, design, construction and experiment, Mechanical Systems and Signal Processing 52-53, 2015, 506–528
- [26] Pfau B., Rieken M. und Markert R., Numerische Untersuchungen eines verstellbaren Gleitlagers zur Unterdrückung von Instabilitäten mittels Parameter-Antiresonanzen, 1st IFToMM D-A-CH Conference 2015, 11 März 2015, Dortmund
- [27] Ghandchi-Tehrani M. und Pumhössel T., Impulsive parametric damping in energy harvesting, in Journal of Physics: Conference Series 744, 2016, 012081, 10 Seiten

Zustandsüberwachung von Linearführungen auf Basis einer kombinierten Vibrationsdatenanalyse

Condition monitoring of linear guideways based on a combined vibration data analysis

M. Sc. **Felix Euteneuer**, Prof. Dr.-Ing. **Faouz Derbel**,

M.Sc. **Florian Strakosch**,

Hochschule für Technik, Wirtschaft und Kultur Leipzig,

Smart Diagnostik und Online Monitoring, Leipzig

Kurzfassung

Durch eine Kombination und Erweiterung zweier unterschiedlicher Verfahren der Signalanalyse lassen sich die Möglichkeiten der Zustandsüberwachung von Linearführungen deutlich verbessern. Anhand des neuen Ansatzes können mehrere Schadensbilder gleichzeitig und direkt detektiert werden, was die Verwendung kostengünstiger eingebetteter Systeme hierfür begünstigt.

Abstract

Condition monitoring possibilities of linear guideways can be massively improved by combining and extending two different signal analysing strategies. The new approach allows for a simultaneous and immediate detection of various forms of damage and therefore can likely be performed by low-cost embedded systems.

1. Einleitung

In modernen Industriemgebungen spielt die Zustandsüberwachung von Maschinen und Anlagen eine immer wichtigere Rolle. Sei es, um kritische Zustände und somit Produktionsausfälle frühzeitig zu erkennen, oder um die Lebensdauer kostenintensiver Bauteile bestmöglich auszunutzen. Während die Überwachung von rotierenden Maschinen und Bauteilen weit fortgeschritten ist – in der Praxis finden sich zahlreiche Anwendungen für die Überwachung von Pumpen, Lagern, Motoren usw. – existiert für die Zustandsüberwachung von Linearführungen bislang kein verlässliches Standardverfahren.

Linearführungen sind eine in der Industrie und im Maschinenbau weit verbreitete Technik, die dazu dient, translativ Bewegungen auszuführen. Einsatzgebiete sind Werkzeugmaschi-

nen aller Größen sowie Handlingsmaschinen, welche zum Transport oder zur Handhabung von Objekten dienen. Der Grundaufbau einer Linearführung besteht aus mindestens einer Führungsschiene, auf der sich ein oder mehrere Führungswagen translativ bewegen. An den Führungswagen können Werkzeuge oder Objekte aller Art angebracht und befördert werden. Wie jede Maschine unterliegen auch Linearführungen im Einsatz einem gewissen Verschleiß. Dabei kann es sich einerseits um die normale Abnutzung der Bauteile unter sachgerechter Benutzung handeln, andererseits um Verschleiß, der durch unsachgemäße Handhabung oder anderweitige negative Einflüsse ausgelöst wird. Ab wann eine Linearführung tatsächlich als defekt gilt, hängt maßgeblich von Ihrem Einsatzgebiet ab. Kommt es in der Anwendung auf höchste Genauigkeit an, gilt eine Führung als defekt, wenn Sie aufgrund Ihres Verschleißes die geforderte Genauigkeit nicht mehr einhalten kann. Wird die Linearführung hingegen überwiegend zu Transportzwecken eingesetzt, bei der Präzision eine untergeordnete Rolle spielt, kann die Führung trotz Verschleiß deutlich länger betrieben werden. Die Führung ist in diesem Fall erst dann defekt, wenn sie ihren Dienst aufgrund von Materialbrüchen, Lagerfraß oder Schleppfehlern einstellt.

Die Ermittlung des jeweils relevanten Grenzwertes gestaltet sich insbesondere aufgrund der besonderen Betriebszustände von Linearführungen, welche sich fundamental von denen rotierender Maschinen unterscheiden, als schwierig. Rotierende Maschinen weisen im Betrieb in der Regel zumindest zeitweise stationäre Zustände auf, welche dazu führen, dass sich bei Beschädigungen an der Maschine konstante Fehlerfrequenzen einstellen. Diese lassen sich mit Standardverfahren der Signalanalyse, z. B. der Fourier-Analyse oder Hüllkurven-Analyse, leicht identifizieren. An Linearführungen wird die Ausbildung einer konstanten Fehlerfrequenz aus zwei Gründen verhindert: einerseits stellt sich durch die permanenten Beschleunigungs- und Abbremsvorgänge kein stationärer Betriebszustand ein; zum anderen führen lokale Beschädigungen, wie sie beispielsweise auf der Lauffläche der Linearführung entstehen, nicht zu einer konstanten Fehlerfrequenz, da die Beschädigungen pro Arbeitszyklus nur einmal vom Führungswagen passiert werden. Lediglich für den Sonderfall, dass sich lokale Beschädigungen an den Laufflächen im Führungswagen ausgebildet haben und sich dieser über längere Strecken mit konstanter Geschwindigkeit bewegt, ist eine Detektion der Schäden mittels frequenzselektiven Verfahren denkbar.

Schäden können an Linearführungen sowohl im Führungswagen als auch auf der Führungsschiene auftreten. Die beiden häufigsten Verschleißerscheinungen [1] sind flächig auftretende Schäden wie Aufrauhungen auf den Laufflächen der Schiene, und lokal stark begrenzte Schäden, Pittings genannt (siehe Abbildung 1). Beide Beschädigungsarten wirken sich un-

terschiedlich auf ein am Führungswagen gemessenes Vibrationssignal aus und müssen daher aktuell mit jeweils angepassten Mitteln der Signalanalyse detektiert werden.

Dies ist insofern problematisch, da sich die optimale Position für eine Vibrationsmessung direkt auf dem Führungswagen befindet, dort jedoch oft kein Platz für große Sensoren oder lange Kabel zur Verfügung steht und sich daher kleine, energieautarke eingebettete Systeme zur Signalaufnahme anbieten. Entsprechende Sensormodule verfügen allerdings zumeist über stark begrenzte Ressourcen in Bezug auf Speicherplatz und Rechenleistung, sodass eine Bewältigung separater Verfahren für jeden möglichen Fehlerfall nicht möglich ist.

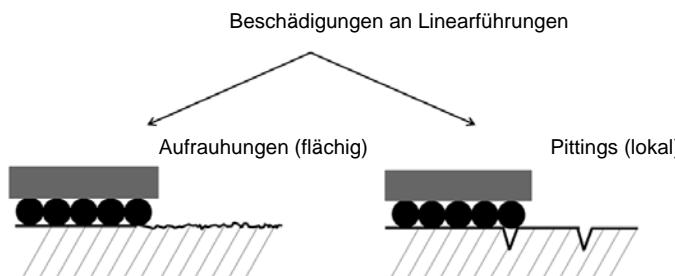


Bild 1: Schadensbilder an Linearführungen und ihre Analyseverfahren

Aus diesem Grund wird im vorgelegten Artikel ein Verfahren vorgestellt, welches die beiden Verfahren Wavelet-Analyse und Analyse der Energiewerte von Schwingungen kombiniert. Der Vorteil dieses kombinierten Verfahrens ist eine Reduktion der benötigten Rechenoperationen, was einen entscheidenden Vorteil bei der Implementierung der Methode auf energieautarken eingebetteten Systemen darstellt.

2. Stand der Wissenschaft und Technik

Im Folgenden Abschnitt wird nun zunächst aufgeführt, welche Verfahren und Methoden bisher für die Zustandsabschätzung von Linearführungen angewendet wurden und werden bzw. inwieweit neue Ansätze zu berücksichtigen sind.

In [2] wird ein Verfahren zur Zustandsüberwachung von Linearführungen vorgeschlagen, bei dem der Verlauf der Stromaufnahme des zum Antrieb der Führungswagen eingesetzten Motors überwacht wird. Dem Verfahren liegt die Beobachtung zugrunde, dass Fehler auf der Führungsschiene oder im Führungswagen zu einer Steigerung des Verschiebewiderstandes und somit zu einer Steigerung der Stromaufnahme des antreibenden Motors führen, was in Test auch so bestätigt werden kann. Allerdings räumen die Autoren selbst ein, dass die Me-

thode Nachteile gegenüber der Verwendung von zusätzlichen Sensoreinheiten aufweist, welche direkt an den zu überwachenden Bauteilen angebracht werden. Diese könnten eine höhere Abtastrate und Sensitivität liefern, wodurch sich das Analyseergebnis verbessert.

In [3] wird ein Verfahren zur Überwachung des Zustands von Linearführungen auf Basis zusätzlicher Sensoren in Kombination mit einer Wavelet-Analyse vorgestellt. Das Ziel der Autoren ist es, mit angepassten Wavelets (engl. matched wavelets) Schäden an Linearführungen zu detektieren. Das Verfahren konzentriert sich auf die Lokalisierung von Pittings, welche auf der Lauffläche von Linearführungen entstehen. Das zu analysierende Schwingungs-Zeit-Signal wird mittels eines Schwingungsaufnehmers am Führungswagen aufgezeichnet. Der Vorteil dieses Verfahrens gegenüber klassischen Methoden der Schwingungsanalyse, welche auf der Fourier-Analyse basieren, ist, dass mittels Wavelet-Analyse einzelne Ereignisse in Signalen detektiert und einer genauen Position zugeordnet werden können. Darüber hinaus ist die Wavelet-Analyse deutlich unempfindlicher gegenüber Geschwindigkeitsänderungen. Anhand von künstlich erzeugten Fehlern an der Linearführung leiten die Autoren das Muster des Fehlerbildes (Pittings) ab, auf dessen Grundlage das angepasste Wavelet erzeugt wird. Mit dem so angepassten Wavelet wird eine Multiskalen-Analyse durchgeführt. Aus den daraus gewonnenen Wavelet-Koeffizienten wird die lokale Energiesumme des Signals berechnet. Überschreitet diese einen definierten Schwellwert, liegt ein Pitting auf der Schiene vor. Allerdings kann anhand beschriebener Methoden eben auch nur dieses eine Fehlerbild zweifelsfrei bestimmt werden.

In [4] ist ein Verfahren patentiert, welches versucht, mit einfachen Mitteln Beschädigungen an der Linearführung zu detektieren. Grundgedanke ist, dass Beschädigungen auf der Schiene zu einer stärkeren Anregung des Führungswagens führend und somit der Energiewert des aufgezeichneten Schwingungszeitsignals steigt. Um diese Erhöhung aufzzeichnen zu können, wird am Führungswagen eine Sensoreinrichtung befestigt, welche ein Schwingungszeitsignal senkrecht zur Bewegungsrichtung aufzeichnet. Die so gewonnenen Daten werden zunächst Tiefpassgefiltert. Anschließend wird eine Hüllkurve über das Signal gelegt. Der Energiewert der Schwingung wird aus dem Hüllkurven-Signal ermittelt. Mit steigendem Beschädigungsgrad an der Linearführung steigt der so ermittelte Kennwert an und liefert damit eine Indikation über den Zustand der Führung. Bei flächig auftretenden Schäden wie Aufrauhungen ist eine starke Korrelation zwischen dem Grad der Beschädigung und dem Energiewert der Schwingung zu beobachten. Probleme treten insbesondere dann auf, wenn die Beschädigungen stark lokal begrenzt sind, wie beispielsweise Pittings im Frühstadium. Da der Energiewert für das gesamte Signal bestimmt wird, wirken sich lokale Events nur sehr schwach auf den Kennwert aus. Konsequenz ist, dass lokale Pittings mit der Methode

nicht erkannt werden können. Problematisch ist außerdem, dass die Aufzeichnung des Schwingungszeitsignals unter definierten Messbedingungen (konstante Geschwindigkeit und Last) durchzuführen sind, um die Vergleichbarkeit der Messergebnisse zu gewährleisten, und keine Fehlerlokalisierung möglich ist.

Zusammenfassend kann also gesagt werden, dass es bislang kein fertiges Produkt zur Zustandserkennung an Linearführungen gibt und zum Thema Maschinendiagnostik kein Standardverfahren gefunden werden konnte. Die Zustandserkennung an Linearführungen ist somit noch nicht dem Stand der Technik zuzuordnen.

3. Gegenüberstellung genannter Verfahren

Die oben aufgeführten Techniken werden nun miteinander verglichen und die jeweiligen Vor- und Nachteile anschließend zusammengefasst. Hierfür wurden im Rahmen von Versuchsreihen mit bekannten Fehlerbildern sowohl im Labor als auch an realen Produktionsanlagen insbesondere Beschleunigungsmessdaten aufgezeichnet und diese einerseits mit den oben beschriebenen Verfahren und andererseits anhand von Standard-Ansätzen der Signalanalyse untersucht.

Die Auswertung der Messdaten mittels klassischer Fourier-Analyse lieferte allgemeine Informationen über den Zustand und das Verhalten der untersuchten Linearführung. In den Amplitudenspektren konnten anschauliche Unterschiede in Form von unterschiedlichen Pegelhöhen zwischen den intakten und den verschlissenen Linearführungen festgestellt werden. Die Fourier-Analyse war jedoch nicht in der Lage, ein definiertes Fehlerbild zweifelsfrei zu identifizieren. Ihren größten Nutzen entfaltete die Fourier-Analyse in der allgemeinen Beschreibung des Verhaltens des Systems. Die dadurch gewonnenen Informationen, zum Beispiel die grundsätzlich im Signal vorhandenen Frequenzbänder, waren bei den nachfolgenden Untersuchungen von Nutzen. Als eigenständiges Verfahren zur Zustandsüberwachung an Linearführungen ist sie jedoch nicht geeignet.

Die Hüllkurven-Analyse lieferte bei der Analyse zunächst sehr gute Ergebnisse. Die zuvor erwarteten Impulsfrequenzen, welche durch die Pittings an der Führung ausgelöst werden, konnten eindeutig nachgewiesen werden. Dies erlaubte eine eindeutige Unterscheidung zwischen intakter und verschlissener Linearführung. Allerdings ist das Verfahren eben nur auf die Detektion von Impulsfrequenzen ausgelegt. Da das Schadensbild Aufrauhungen an den Linearführungen jedoch keine Impulsfrequenzen erzeugt, ist Hüllkurven-Analyse als Verfahren zur Zustandsüberwachung von Linearführungen somit nur bedingt geeignet.

Die Auswertung der Energiewerte der Schwingungen mittels Hüllkurvendemodulation lieferte, im Gegensatz zur Hüllkurven-Analyse, in beiden Fällen sehr gute Ergebnisse. Sowohl in

den Messungen des Laboraufbaus, als auch in der Produktion konnte für die verschlissenen Führungen ein eindeutig erhöhter Energiewert der Schwingungen nachgewiesen werden. Damit war nicht nur eine zuverlässige Unterscheidung zwischen verschlissener und intakter Linearführungen möglich, sondern es konnten auch die Zwischenstufen des Verschleißes von intakt zu leicht verschlissen und stark verschlissen deutlich nachvollzogen werden. Anders als bei der Hüllkurven-Analyse hing das Analyseergebnis nicht vom Schadensbild der jeweiligen Linearführung ab. Als Verfahren zur Zustandserkennung an Linearführungen ist die Auswertung der Energiewerte aufgrund seiner Einfachheit und des flexiblen Einsatzbereichs sehr gut geeignet. Eine Fehlerlokalisierung zum Zweck eines gezielten Austausches einzelner Teile sowie die Zuordnung des erhöhten Kennwertes zu einem bestimmten Fehlerbild ist allerdings nicht möglich.

Die Wavelet-Analyse der Labormessdaten erzielte sehr gute Ergebnisse. Die Pittings an der verschlissenen Linearführung konnten eindeutig erkannt und, im Gegensatz zur Analyse der Energiewerte oder Hüllkurven-Analyse, auch lokalisiert werden. Die Unterscheidung zwischen intakter und verschlissener Linearführung war somit eindeutig und fehlerfrei möglich. Die Analyse der Messdaten aus der Produktion lieferte Hinweise dafür, dass sich keine Pittings an den Linearführungen befanden. Die Aufrauhungen an den Linearführungen konnten mit der Wavelet-Analyse aber nicht detektiert werden.

Der große Vorteil der Wavelet-Analyse ist somit, dass sie Pittings nicht nur erkennen, sondern diese auch lokalisieren kann. Die Wavelet-Analyse ist folglich als einziges der vorgestellten Verfahren in der Lage, Fehler sowohl im Frequenz- als auch im Zeitbereich darzustellen. Insgesamt wird die Wavelet-Analyse als vielversprechendes Verfahren zur Zustandsüberwachung von Linearführungen beurteilt. Aktuell beschränkt sich der Einsatzbereich der Wavelet-Analyse auf das Schadensbild Pittings, eine Erweiterung der Methode erscheint jedoch möglich.

Eine Übersicht der entsprechenden Eigenschaften beschriebener Verfahren ist in Tabelle 1 dargestellt. Darin wird erneut ersichtlich, dass die Wavelet-Analyse sowie die Analyse der Energiewerte der Schwingungen für die Auswertung der Messdaten als vielversprechendste Verfahren zu vermuten sind. Daher sollen diesem im Folgenden nun kombiniert werden.

Tabelle 1: Übersicht der Vor- und Nachteile beschriebener Verfahren

	Vorteile	Nachteile
Fourier-Analyse	<ul style="list-style-type: none"> Guter Überblick über Verhalten des betrachteten Systems 	<ul style="list-style-type: none"> Schäden können nicht eindeutig detektiert werden
Hüllkurven-Analyse	<ul style="list-style-type: none"> Impulsfrequenzen werden im Hüllkurvenspektrum eindeutig angezeigt 	<ul style="list-style-type: none"> Es können nur stationäre Signalanteile analysiert werden Ungeeignet zur Detektion von Aufrauhungen
Analyse der Energiewerte	<ul style="list-style-type: none"> Verschleiß konnte unabhängig vom vorliegenden Schadensbild zuverlässig detektiert werden 	<ul style="list-style-type: none"> Keine Unterscheidung der Schadensbilder möglich Stark räumlich begrenzte Fehler können nicht detektiert werden
Wavelet-Analyse	<ul style="list-style-type: none"> Dekettieren <u>und</u> Lokalisieren von Pittings möglich Auch einzelne Pittings können erkannt werden Analyse nicht-stationärer Signalanteile möglich 	<ul style="list-style-type: none"> Bislang ungeeignet zur Detektion von Aufrauhungen

4. Kombinierte Vibrationsdatenanalyse

Da sich, wie oben gezeigt, mit Hilfe der Wavelet-Analyse bereits Singularitäten wie Pittings detektieren sowie lokalisieren lassen und hierfür keine konstanten Geschwindigkeiten von Nöten sind, wurde diese als Basis für unsere Erweiterung gewählt.

Um den Rechenaufwand insbesondere für energieautarke Sensormodule in Grenzen zu halten, wird das Messsignal zunächst tiefpassgefiltert. Dies kann mittels entsprechender Vorschaltelektronik erfolgen und bedarf somit keiner nennenswerten Leistung. Im Sinne einer effektiven Filterung muss hierfür vorab, im Idealfall aus den konstruktiven Gegebenheiten, ermittelt werden, welche Fehler(-frequenzen) zu erwarten sind und wie sich diese darstellen könnten. Anschließend wird anhand eines matched wavelets eine Diskrete-Wavelet-Transformation durchgeführt. Dazu ist das zumeist kontinuierliche ankommende Messsignal in für die jeweilig zum Einsatz kommende Recheneinheit händelbare Fenster, z. B. 1024 Werte, zu unterteilen. Die Schwierigkeit besteht nun darin, ein gutes Mutterwavelet zu wählen. Dieses sollte a) eine möglichst einfach zu berechnende mathematische Form haben, b) alle Singularitäten gut erkennbar darstellen und c) dabei das „Rauschen“ im Originalsignal

nicht zu sehr unterdrücken, da dieses für den letzten Schritt noch von hoher Bedeutung ist. In unserem Fall haben wir mittels der bekannten Signalverläufe, der Parameter der technischen Konstruktion sowie der zuvor bereits ermittelten Fehlerbilder ein matched wavelet gefunden, welches genannte Anforderungen erfüllt. Ob dieses allgemein auch auf andere Linearführungen anwendbar ist, muss in der Zukunft noch genauer untersucht werden.

Zu diesem Zeitpunkt sind nun also eventuelle Pittings und deren Position auf der Schiene bzw. bei Impulsfolgen auf dem Führungswagen bekannt. Der finale Schritt besteht jetzt darin, den quadratischen Mittelwert aus der Wavelet-Analyse zu bilden und diesen in Form einer Trendanalyse darzustellen. Dabei zeigte sich, dass dieser Kennwert Unregelmäßigkeiten auf der Schiene in ähnlich guter Qualität repräsentiert, wie der oben beschrieben Energiewert im Anschluss an eine Hüllkurven-Analyse.

Somit lassen sich durch eine mathematisch relativ einfache Ergänzung der Wavelet-Analyse sowohl Pittings positionsgenau, als auch Aufrauhungen in einer Rechenfolge ermitteln. Voraussetzung für den Erfolg dieser Methode stellt lediglich ein optimal angepasstes Mutter-Wavelet dar, was im Zweifelsfall für die jeweilige Anwendung neu bestimmt werden muss.

5. Zusammenfassung / Ausblick

Anhand von Messungen an einem Laboraufbau sowie Messungen an Linearführungen unter realen Produktionsbedingungen wurden die derzeitigen Möglichkeiten der Zustandserkennung für Linearführung auf Basis von Vibrationsanalysen untersucht. Neben aktuellen Ansätzen wie der Wavelet-Analyse und der Analyse der Energiewerte der aufgezeichneten Schwingungen wurden zum Vergleich auch herkömmliche frequenzselektive Verfahren getestet. Ergebnis der Untersuchungen war zum einen, dass die Fourier-Analyse und Hüllkurven-Analyse zur Zustandsüberwachung an Linearführungen erwartungsgemäß nicht geeignet sind. Bei der Analyse mittels Wavelet-Analyse konnte gezeigt werden, dass diese in der Lage ist, Pittings zu detektieren, allerdings bei der Erkennung von Aufrauhungen versagt. Umgekehrt konnten mittels der Analyse der Energiewerte von Schwingungen Aufrauhungen erkannt werden, während lokale Fehler wie Pittings nicht erkannt wurden. Diese Ergebnisse führen zu der Einsicht, dass, um eine zuverlässige Zustandserkennung an Linearführungen durchführen zu können, nach aktuellem Stand mindestens zwei verschiedene Verfahren der Signalanalyse angewendet werden müssen. Insbesondere für energieautark operierende eingebettete Systeme, in denen die Ressourcen Energie und Rechenleistung begrenzt sind, ist dies ein entscheidender Nachteil. Aus diesem Grund wurde ein Verfahren vorgestellt, welches die Wavelet-Analyse und mit einem dem Energiewerte von Schwingungen ähnlichen Kennwert kombiniert. Der Vorteil dieses Ansatzes besteht in der Reduktion der benötig-

ten Rechenoperationen, was einen entscheidenden Vorteil die die Implementierung des Verfahrens in kostengünstigen und platzsparenden embedded systems darstellt.

In weiterführenden Arbeiten muss nun noch überprüft werden, inwieweit sich die vorgestellte Methode als allgemeingültig einsetzbar erweist. Außerdem wird angestrebt, ein Gesamtsystem aus Sensorik, Verarbeitungseinheit und Energiemanagement prototypisch zu entwickeln, um die Wirksamkeit eingebetteter Systeme in diesem Kontext demonstrieren und auf Praxistauglichkeit überprüfen zu können. Zu diesem Zweck ist auch eine drahtlose Lösung im Rahmen eines Sensornetzwerkes denkbar und wünschenswert.

- [1] Schadensdiagnose – Linearführungen, Präsentation, NSK Deutschland GmbH, Ratingen 2017
- [2] Plapper, V., Weck, M.: Sensorless Machine Tool Condition Monitoring based on open NCs. Proceedings of the 2001 IEEE International Conference on Robotics & Automation (2001) S. 3104-3108
- [3] Prünte, L., Maass, P., Thielemann, H.: Condition monitoring of linear guideways using a matched wavelet approach. Signal Processing Volume 88 Issue 7 (2008) S. 1656-1670
- [4] DE102010015207 A1

Entwicklung eines Prüfgeräts zur zerstörungsfreien Prüfung von Sicherheitsdachhaken mittels Schwingungsanalyse in ihrer Einbausituation

Entwicklung und Erprobung des Prüfverfahrens zur Erkennung des Einbauzustands von Sekuranten mit Hilfe der Modalanalyse

Ulf Müller, Tilmann Spitz, Technische Hochschule Köln, Köln;
Gerhard Petuelli, ibatec GmbH & Co. KG, Duisburg

Kurzfassung

Für die Prüfung der auf Dächern verbauten Absturzsicherungen (Sekuranten) existieren bislang lediglich zerstörungsbehaftete Prüfmethoden. Damit es künftig möglich ist, Sekuranten jederzeit auf ihre Einsatzfähigkeit hin zu bewerten, wurde eine neue, zerstörungsfreie Methode entwickelt. Das auf Basis von Schwingungsmessungen basierende Verfahren ermöglicht eine sichere und schnelle Einschätzung des Ist-Zustands des Sekuranten. Zur Ermittlung der für die Bewertung notwendigen Parameter wurden Modalanalysen des gesamten Systems vorgenommen und ausgewertet. Die Ergebnisse ermöglichen eine eindeutige Unterscheidung von funktionsfähigen und nicht mehr einsatzauglichen Sekuranten.

1. Einleitung

Dächer dienen schon seit vielen Jahren nicht mehr nur dem Witterungsschutz sondern tragen zunehmend (Gebäude-)Technik. Beispielsweise werden darauf Anlagen der Klimatechnik, Photovoltaik- oder Solaranlagen und Antennenmasten für Mobilfunk oder für andersartige Übertragungstechnik installiert. Somit müssen eine steigende Zahl von Handwerkern und Technikern für Bau- und Wartungsarbeiten die Dächer begehen.

Anschlagsicherungen (auch Sekuranten genannt) sind dabei ein wesentlicher Bestandteil der persönlichen Absturzsicherungen gemäß DIN EN 795. Die Anschlageinrichtungen werden unmittelbar oder mittelbar an der baulichen Einrichtung befestigt. Die häufigste Befestigungsart ist die Verschraubung der Anschlageinrichtung in baulich zu verankernde Befestigungsmittel.

Der Zustand der Anschlagsicherungen im Hinblick auf die Funktionserfüllung muss regelmäßig geprüft werden. Allerdings ist derzeit noch kein Prüfverfahren bekannt, das eine sichere und zerstörungsfreie Aussage über den Systemzustand ermöglicht. Deshalb wurde ein Messverfahren entwickelt, mit dem eine zerstörungsfreie und sichere Aussage über den

Montagezustand von Anschlagsicherungen gewährleistet wird. Grundlage des Systems ist die Analyse der dynamischen Eigenschaften der Anschlagsicherungen.

2. Stand der Erkenntnisse

Gemäß DIN EN 795 ist für die Montage jeder Anschlageinrichtung eine eigene Montagedokumentation anzufertigen und im Gebäude aufzubewahren. Diese liegt jedoch insbesondere bei Gebäuden, die älter als 5 Jahre sind, häufig nicht (mehr) vor. Im Rahmen der gesetzlich vorgeschriebenen jährlichen Prüfungen von Anschlageinrichtungen ist auch die Prüfung der Befestigungen vorgesehen. Sind die Befestigungen nicht einsehbar, weil sie beispielsweise durch Isolationsmaterial, Dachpappe u.ä. abgedeckt sind, müssen Belastungsversuche durchgeführt werden, die mit großem Aufwand verbunden oder baubedingt nicht normgerecht durchführbar sind. Diese Belastungsversuche werden von der Berufsgenossenschaft Bauwesen (BG BAU) nicht akzeptiert, da sie derzeit nicht zerstörungsfrei durchgeführt werden können. Die zu prüfende Sicherheitseinrichtung wird durch die Belastungsversuche mit hoher Wahrscheinlichkeit geschädigt und muss nach der Prüfung in jedem Fall ausgetauscht werden. Sollten zudem keine Informationen über den Ursprung des eingesetzten Befestigungsmaterials oder den Untergrund vorliegen, müssen alle betroffenen Anschlageinrichtungen ersetzt werden. Damit können sich, bei einem Hallendach mittlerer Größe, die Instandsetzungskosten schnell auf mehrere zehntausend Euro summieren.

Darüberhinaus haben Untersuchungen gezeigt, dass die vorgeschriebene Sichtprüfung, auch bei vorschriftsgemäßer Dokumentation von Montage und Prüfung, nicht ausreichend ist, um die Belastbarkeit der Sicherungseinrichtungen und damit die Personensicherheit während des Arbeitens auf dem Dach zu gewährleisten. 20 % der untersuchten Sekuranten hielten der Prüflast nicht stand und hätten im Ernstfall, trotz ordnungsgemäßer Verwendung der persönlichen Absturzschutzausrüstung, zum Absturz der betroffenen Person führen können [1].

Bislang ist nach DIN EN 795 eine Abnahmeprüfung der Sicherungseinrichtungen an repräsentativen Testaufbauten (Nachbildung der baulichen Einrichtung, Befestigungsmittel und Sicherungseinrichtung) vorgesehen, um die statische und dynamische Belastbarkeit mittels normierter Prüfmassen und –verfahren, in Anlehnung an die Vorgehensweise bei einem Zugversuch, nachzuweisen. Es wird davon ausgegangen, dass dieser Nachweis bei gleichartiger und fachgerechter Montage auf alle entsprechend eingebauten Sekuranten übertragbar ist.

Eine Prüfung in der realen Einbausituation ist nur bei einer nicht vorliegenden Montagedokumentation vorgesehen und möglich. Je nach Einbausituation ist die Prüfung nur mit erheblichem Aufwand bzw. gar nicht mehr durchführbar, was den Austausch der betroffenen Sekuranten erfordert. Die Fachwelt schätzt, dass für bis zu 80 % der in Deutschland verbauten Sekuranten keine Herstellernachweise und Montageprotokolle vorliegen. Durch die seit 2011 vorgeschriebene jährliche Überprüfung der Anschlageinrichtungen wird dies den betroffenen Unternehmen und Privathaushalten zunehmend bewusst [1].

Den Aufbau einer Prüffvorrichtung und die Durchführung der jährlichen Prüfung nach DIN EN 795 kann jedes Dachdeckerunternehmen mit einfachen Mitteln realisieren. Wie bereits erläutert, hat der Zugversuch an den Anschlageinrichtungen jedoch den entscheidenden Nachteil, dass die Belastung der Anschlagsicherungen mit einer Prüflast die Anschlagsicherungen selbst schwächt. Die Prüfung ist somit nicht zerstörungsfrei. Ein zerstörungsfreies Prüfverfahren ist nicht bekannt.

Auch bei vorliegenden Herstellerangaben und Einbauprotokollen ist die für diesen Fall vorgesehene Sichtprüfung häufig nicht ausreichend, um beurteilen zu können, ob ein Sekurant und insbesondere seine Fixierung im Bauwerk noch gemäß der gesetzlichen Vorgaben voll belastbar und damit zur Absturzsicherung geeignet ist. Beispielsweise sind Alterungsprozesse im Bereich der Einspannstelle durch Augenschein nicht bewertbar.

3 Zielsetzung und Lösungsansatz

Um die regelmäßige Überprüfung der Sekuranten zu ermöglichen und somit die Arbeitssicherheit zu optimieren wurde ein zerstörungsfreies Prüfverfahren auf der Basis der dynamischen Eigenschaften von Sekuranten entwickelt. Das Verfahren bietet den unterschiedlichen Personenkreisen, die in verschiedenen Funktionen und Verantwortlichkeiten mit der Absturzsicherung befasst sind, zuverlässige und eindeutige Informationen über den Einbauzustand der Systeme:

- Gebäudeeigentümern kann der sehr kostenintensive Austausch bestehender funktionssicheren Sekuranten ohne Einbauprotokoll erspart werden. Die Sicherheit aller DacharbeiterInnen, die sich mit Hilfe von Sekuranten absichern, wird durch ein aussagekräftiges Prüfverfahren und das dazugehörige Prüfgerät deutlich erhöht.
- Durch den möglichen Ad-hoc-Sekurantentest, unmittelbar vor dem Einhaken an einem spezifischen Sekuranten durchgeführt, kann jeder Dacharbeiter/jede Dacharbeiterin erstmals die Sicherheitseinrichtung selbst überprüfen und die persönliche Absicherung sicherstellen.

- Durch die Kooperation mit der Berufsgenossenschaft Bauwesen soll sichergestellt werden, dass das Verfahren und die Hard- und Softwarebausteine von der BG Bau anerkannt werden. Mitglieder der BG Bau wären somit bei einem Unfall aufgrund fehlerhafter Sekuranten nur versichert, wenn die jährliche Prüfung des betreffenden Sekuranten mithilfe des neuen Verfahrens/Geräts vorgenommen wurde, da derzeitige Prüfverfahren von der BG Bau nicht akzeptiert werden.

Sekuranten gibt es in zahlreichen verschiedenen Bauarten. Nachfolgend werden die technischen Grundlagen beispielhaft anhand einer dieser Bauformen erklärt.

3.1 Systemaufbau von Sekuranten

Sekuranten werden, in Abhängigkeit von der Anwendung und der Einbaumgebung, in unterschiedlichen Bauformen angeboten und eingebaut. Eine Anschlageinrichtung nach DIN EN 795:2012-10 besteht im Wesentlichen aus fünf Hauptbestandteilen (Abb. 1): der Anschlageinrichtung und dem Anschlagpunkt selbst (Element 1 und 4), der baulichen Einrichtung (z.B. Decke, 2), dem darin verankerten Befestigungselement (3) und einem Befestigungsmedium (5). Wie aus der Bild 1 ersichtlich ist, können die Komponenten als eine Einheit (z.B. Elemente 1, 3 und 4), oder als teilweise oder vollständig trennbare Elemente realisiert sein. Die konstruktive Gestaltung der Fügestellen zwischen den einzelnen Teilen, und die Art sowie Umsetzung der dauerhaften Befestigung der Anschlageinrichtung in bzw. an der baulichen Einrichtung, sind nicht gesetzlich vorgegeben und können daher frei gestaltet werden. Gesetzliche Vorgabe ist lediglich, dass die möglichen Belastungen ohne Gefährdung der Nutzer in die bauliche Einrichtung geleitet werden.

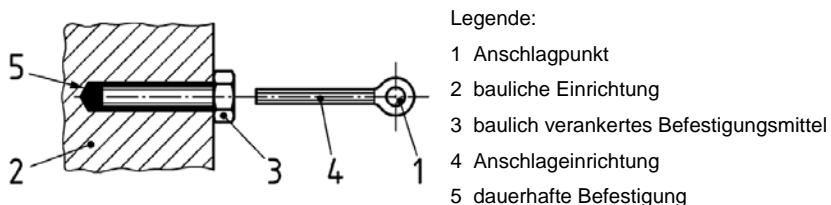


Bild 1: Beispiel für eine Anschlageinrichtung Typ A mit einem baulich verankerten Befestigungsmittel [2]

Recherchen haben ergeben, dass die Sekurantenbauform Secupoint® Variante A – Flachdachabsturzsicherung nach DIN EN 795 (08/1996) – eine der am häufigsten eingesetzten Varianten ist. Deshalb wurde diese Bauform beispielhaft zum Entwickeln des Prüfverfahrens ausgewählt. Bild 2 zeigt den schematischen Aufbau des Sekuranten und seine vier Elemente.

Der Anschlagpunkt besteht bei dem vorliegenden Typen aus einem zylindrischen Rohr, an dessen Ende eine Öse zur Aufnahme der PSA des Nutzers eingeschraubt wird.

Die Befestigung der Anschlageinrichtung in die bauliche Einrichtung erfolgt bei diesem Typ mit Hilfe eines Betonankers, der in die bauliche Einrichtung eingeschraubt wird. Dieser besitzt ein Schneidgewinde, so dass die Befestigung in das Kernloch des Betons eingeschraubt werden kann. Auf der Gegenseite ist ein metrisches Gewinde auf den Anker zur Aufnahme der Anschlageinrichtung geschnitten. Die Verschraubungsstelle zwischen der baulichen Einrichtung und der Anschlageinrichtung wird zudem durch eine sog. Baseunit geschützt und stabilisiert.

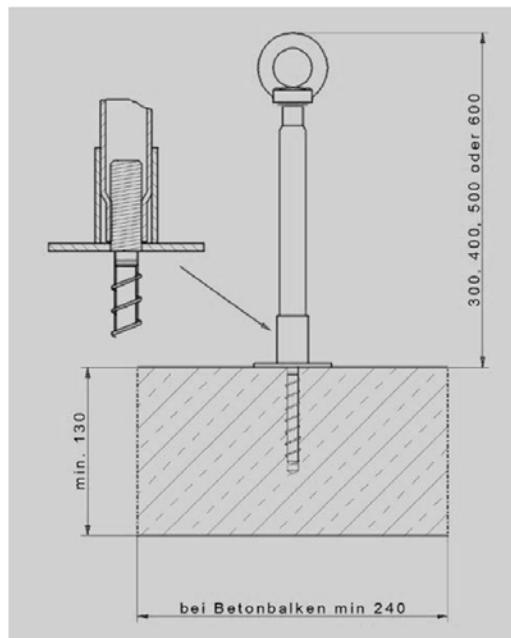


Bild 2: Einbuanweisung eines Sekuranten des Typs Secupoint® Variante A, DWS Pohl GmbH [3]

3.2 Theoretische Grundlagen

In der Regel bestehen Sekuranten aus mehreren Elementen, die über Fügestellen mit mehr oder weniger hoher statischer Steifigkeit gekoppelt sind. Demzufolge muss grundsätzlich das dynamische Verhalten von Sekuranten über die Abhängigkeiten und Gleichungen von Mehrmassenschwingern beschrieben werden. Vereinfachungen sind allerdings möglich, wenn davon ausgegangen werden kann, dass die einzelnen Bauelemente mit hoher Steifigkeit der Fügestellen verbunden sind. Dies ist bei der Verschraubung der Öse gewährleistet, da ein definiertes Anzugsmoment vorgegeben wurde, sofern die Montage sachgerecht erfolgte. Somit kann die Anschlageinrichtung mit Öse als ein Element betrachtet werden. Weiterhin ist die Masse der baulichen Einrichtung, z.B. der Gebäudedecke / des Dachs, erheblich größer als die Masse der Anschlagsicherung. Infolgedessen ist die bauliche Einrichtung als starrer Fixpunkt für den Sekuranten anzusehen. Deshalb kann der betrachtete Sekurant in erster Näherung über die Gleichung eines Einmassenschwingers behandelt werden.

Allerdings sind verschiedene Einschränkungen bei der Beschreibung und Analyse der dynamischen Eigenschaften des Systems zu beachten. Die Anschlagsicherung kann, aufgrund ihrer stabförmigen Ausdehnung, nicht als starre Masse im klassischen Sinne des Einmassenschwingers betrachtet werden. Vielmehr sind ihre dynamischen Eigenschaften durch Biegeeigenschwingungen auch höherer Ordnung und entsprechender Eigenfrequenzen charakterisiert. Weiterhin setzt sich die Gesamtsteifigkeit des Schwingungssystems aus der Biegesteifigkeit der Anschlagsicherung und der Fügestellensteifigkeit des baulich verankerten Befestigungsmittels, in diesem Fall des Schneidgewindes in dem Beton, zusammen. Zudem ist die Öse, im Gegensatz zum Rohr der Anschlagsicherung, nicht rotationssymmetrisch und zwingt somit dem schwingenden System eine Richtungsorientierung auf (Bild 3) [4]. Das dynamische Verhalten ist also durch Biegeeigenschwingungen unterschiedlicher Ordnung bzw. unterschiedlichen Eigenfrequenzen und Schwingungsamplituden, aber mit zwei eindeutig orientierten Hauptschwingungsrichtungen geprägt. Diese werden dem System durch die unterschiedlichen dynamisch wirksamen Massen der Öse aufgezwungen.

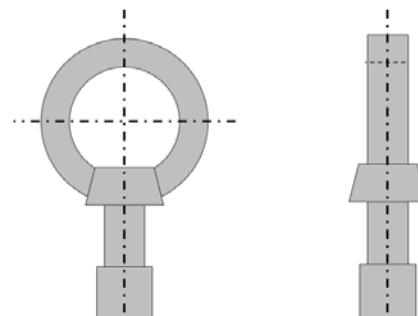


Bild 3: Darstellung des Anschlagpunktes eines Sekuranten (Vorder- und Seitenansicht)

Messbare Änderungen der dynamischen Eigenschaften eingebauter Anschlagsicherungen können also nur durch Änderungen einzelner Steifigkeitsanteile des Gesamtsystems verursacht werden: Schwächung des Rohrs durch Korrosion oder Veränderung der Fügestellensteifigkeit des baulich verankerten Befestigungsmittels. Beide Effekte ermöglichen Aussagen über den Systemzustand, wobei der Fügestellensteifigkeit eine besondere Bedeutung zukommt. Geringe Streitigkeiten sind auf Schädigungen oder unzulängliche Montage der Systeme zurück zu führen. Also ist die Funktionssicherheit eingeschränkt, im Falle eines Absturzes sichert das System den Nutzer nicht mehr ausreichend.

Berechnungen des Systemzustand mit dem Ziel, die Funktionssicherheit der eingebauten Anschlagsicherungen zu überprüfen, scheitern an den unzureichenden Kenntnissen über die wesentlichen Einflussgröße Fügestellensteifigkeit und den möglichen Korrosionszustand. Es ist aber bekannt, dass die Eigenfrequenzen und Schwingungsamplituden balkenförmiger, einseitig eingespannter Bauteile, in erheblichem Umfang von der Fügestellensteifigkeit abhängen [5]. Demzufolge kann die Funktionssicherheit der Absturzsicherungen nur durch geeignete messtechnische Methoden bestimmt werden.

4. Messtechnische Analyse der dynamischen Eigenschaften der Sekuranten

Zum Entwickeln des messtechnischen Prüfverfahrens wurde ein Versuchsaufbau realisiert, der die zuvor beschriebenen Einflussgrößen auf das Systemverhalten berücksichtigt. Mit Hilfe dieses Versuchsaufbaus wurden dann grundlegende Untersuchungen zum Bestimmen der dynamischen Eigenschaften der Sekuranten nach dem Verfahren der Modalanalyse [6] durchgeführt.

4.1 Versuchsaufbau und Versuchsdurchführung

Der Versuchsaufbau ist im Bild 4 gezeigt. Die auf einen Betonklotz montierte Anschlagsicherung (1) wurde mit Hilfe eines Aktors (2) zu Schwingungen angeregt, die eingeleiteten Kräfte gleichzeitig gemessen. Die daraus resultierenden Schwinggeschwindigkeiten in verschiedenen Höhen der Anschlagsicherung wurden berührungslos mit einem Laservibrometer (3) gemessen [7].



Bild 4: Versuchsanordnung für die Modalanalyse

Die Lage der Messpunkte und ihre Nummerierung ist der schematischen Darstellung in Bild 5 zu entnehmen. Um den Einfluss der Einbausituation erfassen zu können, wurden auch an der baulichen Einrichtung, dem Betonklotz, Messpunkte definiert. An diesen Messpunkten wurden die Schwinggeschwindigkeiten in Richtung der drei kartesischen Koordinaten erfasst, so dass das räumlich orientierte Schwingungsverhalten des Systems analysiert werden kann.

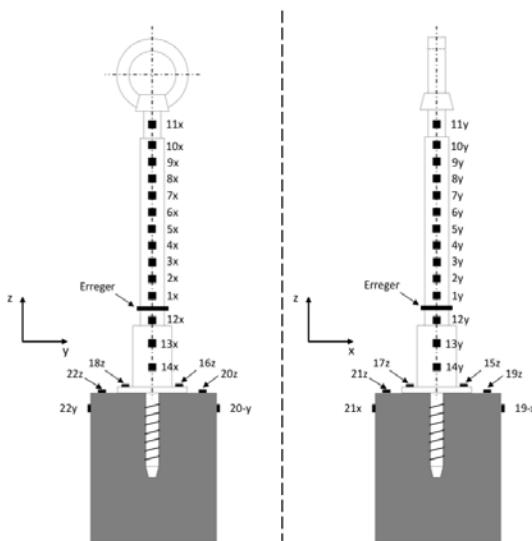


Bild 5: Anordnung der Messpunkte für die Modalanalyse eines Sekuranten

Die Zeitsignale von Kraft und Schwinggeschwindigkeit wurden mit dem Modalanalyse-System MEScope [8] ausgewertet. Die Übertragungsfrequenzgänge wurden berechnet und daraus die modalen Daten zum Visualisieren der Eigenschwingungsformen extrahiert.

4.2 Versuchsergebnisse

Die mit dieser Systematik bestimmten ersten beiden Eigenschwingungsformen des untersuchten Sekuranten sind in den Bildern 6 und 7 gezeigt. Erwartungsgemäß treten, bedingt durch den Einfluss der Öse und die damit provozierte Richtungsorientierung, die Eigenschwingungsformen jeweils in x- und in y-Richtung auf. Bei den in den Bildern angegebenen Frequenzen handelt es sich um Mittelwerte aus allen Messwerten, tatsächlich treten in den einzelnen Messungen die Resonanzfrequenzen entsprechender Schwingungsformen mit geringfügigem Frequenzunterschied auf. Verantwortlich dafür ist die unterschiedliche, jeweils wirksame dynamische Masse, die dann auch die unterschiedlichen Schwingungsamplituden zur Folge hat.

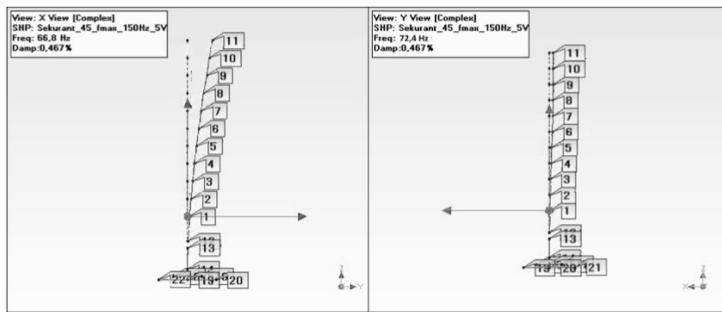


Bild 6: Ergebnis der Modalanalyse - erste Eigenform des Sekuranten

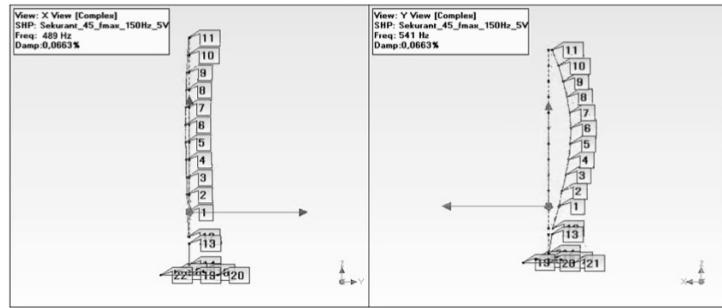


Bild 7: Ergebnis der Modalanalyse - zweite Eigenform des Sekuranten

Zudem konnten eindeutige Abhängigkeiten der Resonanzfrequenzen von der Fügestelleneigigkeit gefunden werden. Detailanalysen der jeweiligen Schwingungsformen zeigen zudem, dass in den Fügestellen zur baulichen Einrichtung, hier dem Betonklotz, Relativbewegungen auftreten, deren Amplituden schwingungsformabhängig sind.

5 Diskussion und Ausblick

Die diskutierten Ergebnisse der Modalanalyse haben gezeigt, dass die dynamischen Eigenschaften der Anschlagsicherung von den Einspannbedingungen abhängig sind. Um reproduzierbare und eindeutige Aussagen über den jeweiligen Systemzustand zu ermöglichen und damit ein zerstörungsfreies Prüfverfahren zu realisieren, sind die Wirkungen der unterschiedlichen Einflussfaktoren auf die Systemeigenschaften zu erarbeiten. Dabei sind insbesondere die folgenden Fehlerbilder zu berücksichtigen:

- Bohrungstiefe nicht eingehalten
- Bohrung nicht gesäubert
- Einschraubtiefe nicht eingehalten
- Einschraubmoment der baulichen Verankerung nicht eingehalten
- Aufschraubdrehmoment der Öse nicht eingehalten
- Sekurant bereits belastet/beschädigt

Die ersten fünf Punkte sind auf Einbaufehler zurückzuführen. Diese müssen bereits vor der Freigabe der Anschlagsicherung sicher erkannt werden.

Deshalb soll in umfangreichen Untersuchungen eine aussagekräftige Datenbasis erarbeitet werden, in der die Wirkungen der unterschiedlichen Faktoren auf die Funktionssicherheit der Sekuranten zusammengefasst und damit einer Beurteilung der Systeme zugänglich gemacht wird.

- [1] Firmeninterner Bericht bzgl. Sekuranteneinsatz, Hachenberg GmbH & Co. KG, Wermskirchen 2015
- [2] DIN EN 795:2012 : Persönliche Absturzschutzausrüstung – Anschlageinrichtungen, Beuth Verlag GmbH
- [3] Secupoint® Variante A, Montageanleitung, DWS Pohl GmbH, Düren 2017
- [4] M. Weck und G. Petuelli: Untersuchung der Richtungsorientierung zur Verbesserung des dynamischen Verhaltens spanender Werkzeugmaschinen -Meßtechnische und rechnerische Analyse der Einflußgrößen auf die Richtungsorientierung-. Abschlußbericht zum DFG-Forschungsvorhaben We 550/36, 1978.
- [5] G. Petuelli: Theoretische und experimentelle Bestimmung der Steifigkeits- und Dämpfungseigenschaften normalbelasteter Fügestellen. Dissertation RWTH, Aachen, Labor für Werkzeugmaschinen und Betriebslehre, 1983
- [6] Hans Günther Natke: Einführung in Theorie und Praxis der Zeitreihen- und Modalanalyse: Identifikation schwingungsfähiger elastomechan. Systeme. Braunschweig: Vieweg 1992
- [7] CLV-2534 Compact Laser Vibrometer, Prospekt, Polytec GmbH, Waldbronn 2017
- [8] ME'scopeVES, Vibrant Technology, Software, Inc., Centennial (CO USA) 2017

Robuste Motorausführung in Rundknetmaschinen

Messung der Schwingungsbelastung, Berechnung der Motorbeanspruchung, Redesign des Motors und Nachweis der Standzeiterhöhung

M.Eng. **F. Tafelmayer, M. Möller**, Baumüller GmbH, Nürnberg;
B.Eng. **D. Beihofner, S. Heinrichs**, Felss Gruppe, Königsbach-Stein

1 Kurzfassung

Durch den Umformprozess Rundkneten entsteht eine erhöhte Schwingungsbelastung. Diese führte zum frühzeitigen Ausfall des Antriebes der Spindel, die für die axiale Einführung des Werkstücks in das Werkzeug zuständig ist. Sowohl der Wettbewerbermotor (Standzeit ca. 2 Wochen) als auch ein Baumüller-Motor in Standardausführung (Standzeit ca. 4 Wochen) wiesen Lagerschäden auf. Durch die Messung der auftretenden Schwingungen konnte eine erhöhte axiale Belastung am Motor festgestellt werden, die für den Ausfall der Lager verantwortlich war.

Durch die offene Kommunikation des Problems von Felss zu Baumüller konnten konstruktive Maßnahmen eingeleitet werden, die zur Erhöhung der Lebensdauer führen. So ist zur Aufnahme der axialen Belastung das Rillenkugellager der NA-Seite mit einem Drucklager ausgetauscht worden. Zusätzliche Verschraubungen zwischen den Lagerschildern und dem Gehäuse dienen der Versteifung des Motors.

Die FE-Berechnung ermöglichte es bereits vor den physikalischen Versuchen eine Aussage zur Wirksamkeit der Maßnahmen zu treffen. Im Versuch ist die Effektivität anschließend durch einen Dauertest nachgewiesen worden. Auch der Feldtest (mittlerweile ca. 1,5 Jahre) zeigt, dass die Maßnahmen erfolgreich waren und die Ursachen des Ausfalls aufgehoben sind.

Die gute Zusammenarbeit in einem frühen Stadium des Produktentstehungsprozesses hat es ermöglicht, eine auf die Belastung ausgelegte, technisch sinnvolle mechanische Optimierung des Motors zu gewährleisten. Dadurch kann der angestrebte Ansatz zur Optimierung der Ressourceneffizienz sichergestellt werden.

2 Firmenvorstellung



Die Felss Gruppe produziert unter dem Markennamen Felss Shortcut Technologies schwerpunktmäßig für die Automobilindustrie sowohl Maschinen zur Umformung als auch derart hergestellte Komponenten. Die folgenden umformtechnischen Fertigungsverfahren stehen für den Maschinenbau im Mittelpunkt: Rundkneten, Axialformen, Biegen, Autofrettage und Endenbearbeitung. Mit dem sogenannten „Make & Buy“ begleitet Felss die Kunden von der Entwicklung bis zur fertigen Komponente – ob in der Inhouse-Fertigung oder im Zukauf.

Felss ist eine global aktive Unternehmensgruppe mit Hauptsitz in Königsbach-Stein. Neben zwei weiteren deutschen Standorten in Bretten-Gölshausen und Nesselwang ist das Unternehmen in Wujiang (China), New Berlin (USA) Triengen (Schweiz) und Ilava (Slowakei) ansässig. Der Umsatz lag 2016 bei ca. 125 Millionen Euro. Weltweit beschäftigt Felss knapp 620 Mitarbeiter, 400 davon in Deutschland. In der Entwicklung neuer Maschinen und Verfahren arbeitet Felss für und mit namhaften Industrie- und Entwicklungspartnern.



Baumüller mit Stammstitz in Nürnberg ist ein führender Hersteller elektrischer Automatisierungs- und Antriebssysteme. An sechs Produktionsstandorten und über 40 Niederlassungen weltweit planen, entwickeln, fertigen und montieren rund 1.750 Mitarbeiter intelligente Systemlösungen für den Maschinenbau und E-Mobilität; von der Bedienoberfläche über Motion Control- Software nach PLCopen, Softwaremodulen und Steuerungen bis hin zu Umrichtern, Elektromotoren und dem gesamten Dienstleistungsprogramm für Automatisierungslösungen.

Die Bereiche Service, Installation, Montage und Verlagerung runden das Dienstleistungsspektrum von Baumüller ab. Im Maschinenbau gehört Baumüller weltweit zu den führenden Automatisierungspartnern.

3 Applikation (Rundknetmaschine)

3.1 Rundkneten

Das Rundkneten ist ein Kaltumformverfahren, welches zur Bearbeitung von runden Massiv- oder Rohrquerschnitten aus Metall mit komplexen Außen- und Innengeometrien eingesetzt wird. Es ist nach DIN 8583 “Fertigungsverfahren Druckumformen“ den Freiformverfahren zuzuordnen.

Beim Rundkneten üben 2, 3, 4 oder 6 gegeneinander wirkende Werkzeuge (Abbildung 1) Druckkräfte in radialer Richtung, mit einer Frequenz von 25-50 Hz, auf das Werkstück aus und laufen dabei tangential um die Werkstückachse. Die Werkzeuge sind dabei in ihrem Weg in radialer Richtung begrenzt. Durch die in radialer Richtung wirkenden Druckkräfte wird das Werkstück in seinem Durchmesser reduziert. Dabei bewirkt das verdrängte Material eine Wandstärkenvergrößerung sowie ein Längenwachstum des Werkstücks. Die Umformung des Werkstücks erfolgt durch eine Vielzahl von schnellfolgenden Druckimpulsen. Da die Bauteile in mehreren kleinen Umformschritten bearbeitet werden und so die Formgebung schrittweise erfolgt, zählt das Rundkneten zu den inkrementellen Umformverfahren. In der Regel sind inkrementelle Umformverfahren dadurch gekennzeichnet, dass hohe Umformgrade realisiert werden können. Das Verfahren Rundkneten ermöglicht so eine hohe Werkstoffausnutzung.

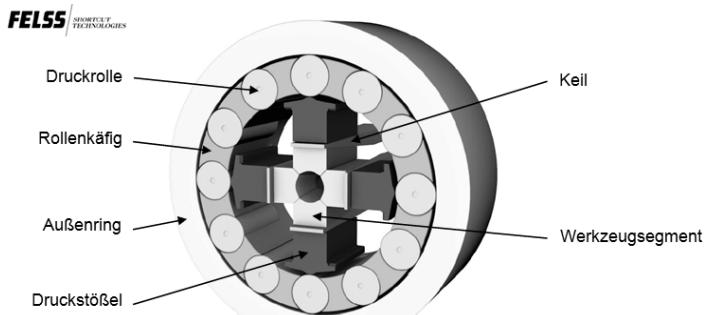


Bild 1: Das Felss-Verfahren: Rundkneten

Die Werkstücke werden in axialer Richtung in das Knetwerk eingeführt. Dabei wird das Werkstück durch die oszillierenden Werkzeuge umgeformt. Um eine hohe Genauigkeit des Innendurchmessers und der Wandstärke zu erzielen, kann wie in Abbildung 2 gezeigt die Umformung über einen ins Werkstück eingefahrenen Dorn erfolgen. Mittels einer axialen Verschiebung der Keile kann die radiale Zustellung der Werkzeuge verändert werden. Somit ist es möglich bei zurückgefahrenen Keilen das Werkstück, ohne umgeformt zu werden, unter den Werkzeugen zu positionieren, und in einem Mittelbereich des Werkstücks eine Reduzierung des Durchmessers auszuführen.

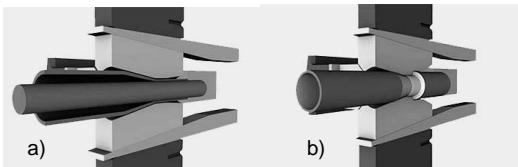


Bild 2: Umformung a) mit und b) ohne Dorn

3.2 Das effiziente Produktionsmittel der Zukunft Generation e4.0

Kaltumformverfahren eignen sich besonders um Leichtbau und Ressourceneffizienz entlang der gesamten Prozesskette und des Bauteillebenszyklus darzustellen. Bereits bei der Auslegung der Bauteile lassen sich durch eine hohle Ausführung der Bauteile Gewichtseinsparungen bis zu 50% gegenüber zerspanten Bauteilen erzielen. Durch den Einsatz von Rohren als Ausgangsmaterial und den Einsatz von Umformtechnologien wie Rundketten und Axialformen, kann auf eine Zerspannung fast vollständig verzichtet werden. Hier entspricht das eingesetzte Material zu fast 100% dem fertigen Bauteilgewicht. Es fällt nur minimaler Abfall an. Weitere Einsparungen lassen sich durch den Einsatz der Generation e4.0 erzielen.

Die Generation e4.0 ist ein standardisiertes Maschinenkonzept gepaart mit ressourceneffizienten Antriebstechnologien und einem Höchstmaß an Bedienkomfort.

Bei der Konzipierung der Generation e4.0 standen die Schlüsselanforderungen robuste Prozesse, optimale Ausnutzung von Rohstoffen und Energie sowie Flexibilität bei Mensch, Prozess und Maschine im Fokus der Entwickler.

Durch eine klare Strukturierung der einzelnen Funktionen des Gesamtsystems konnte ein modulares Maschinenkonzept entworfen werden. Die einzelnen Funktionsmodule lassen sich derart aneinander setzen, dass die Anforderungen (Werkstückänderungen, neue Werkstücke) der Kunden passgenau erfüllt werden können. Durch die Standardisierung der Schnittstellen ist es mit minimalen Aufwänden möglich das Produktionssystem für zukünftige Anforderungen umzukonfigurieren und zu erweitern.

Ein wesentlicher Punkt für die Zukunftsfähigkeit eines Maschinenkonzeptes ist die Effizienz des Gesamtsystems. Durch die Elektrifizierung aller Antriebsachsen kann im Maschinenkonzept der Generation e.0 komplett auf die Hydraulik verzichtet werden. Durch den Entfall der hydraulischen Blindleistung und die Rückgewinnung von Bremsenergie der Antriebsachsen konnte bei Vergleichsmessungen eine Energieeinsparung von 60% zur hydraulischen Vorgängermaschine erzielt werden.

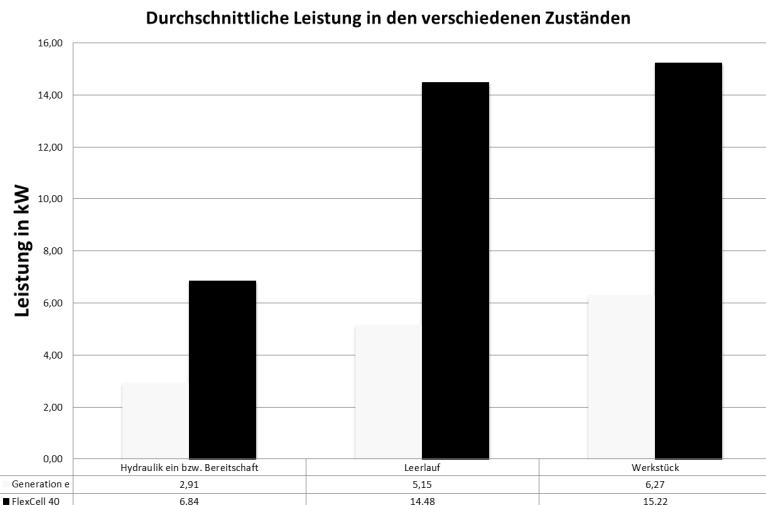


Bild 3: Vergleich der Leistungsaufnahme

4 Messung der Schwingungen am Motor

Der kompakte Servomotor DSC1-100, der Firma Baumüller Nürnberg GmbH, sorgt über einen Spindelantrieb dafür, dass der Dorn zur radialen Abstützung des Werkstücks in axialer Richtung in das Knetwerk eingeführt wird. Durch die Oszillation der Werkzeuge im Umformprozess entstehen Vibratoren, die über die Spindel an den Motor weitergegeben werden.

Mit der DSC-Servoreihe 45-100 hat Baumüller den Torquemotor servotauglich gemacht. Der Fokus bei der Entwicklung lag auf einer Steigerung der Leistungsdaten zugunsten einer höheren Drehmomentdichte bei gleichzeitiger drastischer Reduzierung im Bauvolumen. Trotzdem wird der übliche Servo-Drehzahlbereich bis 4000 U/min abgedeckt. Die Motoren verfügen über eine glatte Gehäuseoberfläche, sind besonders einfach zu montieren und weisen eine hohe Schutzart auf.

Die Schwingungsmessung erfolgte mit dem Beschleunigungsmessgerät M312 der Firma Metra Mess- und Frequenztechnik. Abgenommen wurde der Schwingweg mittels eines 3-Achs Beschleunigungssensors 356A26 der Firma PCB Piezotronics in der Mitte des Gehäuses im Messbereich zwischen 10 und 2000 Hertz bei einer Abtastfrequenz von 10.000 Hertz.

Die Dauer eines Messzykluses betrug 14 Sekunden.

5 Berechnung der Motorfestigkeit

5.1 Modale Zeitverlaufsanalyse

Verwendet wird eine modale Zeitverlaufsanalyse, wenn die zeitabhängige Veränderung aller Lasten bekannt ist und die Reaktion als Funktion der Zeit ermittelt werden soll. Hierfür typische Lasten sind:

- Stoßlasten (oder Impulslasten)
- Allgemeine zeitabhängige Lasten (periodisch oder nicht-periodisch)
- Gleichmäßige Basisbewegung (alle Lagerbedingungen erfahren u , v oder a)
- Unterstützungsbewegungen (gewählte Lagerbedingungen erfahren u , v oder a)
- Anfangsbedingungen (auf Teil/ Modell, endliche u , v oder a zu $t = 0$)

5.2 Modellaufbau

Der Aufbau des Motors ist in Abbildung 4 dargestellt. Hier sind die einzelnen Bauteile benannt. Die Vernetzung erfolgt mit Tetraeder-Elementen mit quadratischer Ansatzfunktion.

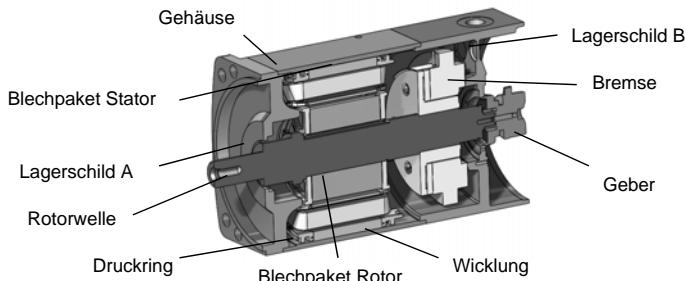


Bild 4: Aufbau des Motors in der Schnittansicht

Tabelle 1: Kennwerte der verwendeten Materialien

Bauteil	Material	E-Modul [MPa]	$R_{p0,2}$ [MPa]	ν []	Dichte ρ [$\frac{g}{cm^3}$]
Lagerschilder	AISi9Cu3	75000	140	0,32	2,75
DRe Stator	Stanyl	7500	103	0,34	1,68
DRe Rotor	GD ZnAl4Cu3	85500	310	0,3	6,6
Bleche	M400-50A	119600	295	0,28	7,7
Welle (Rotor)	C45N	210000	305	0,3	7,7
Gehäuse	AlMgSi0,5	70000	160	0,35	2,7

5.3 Randbedingungen

Abbildung 5 zeigt die in Kontakt stehenden Bauteile. Der Kontakt wird zwischen dem Stator-Blechpaket und dem Gehäuse sowie zwischen dem Rotor-Blechpaket und der Rotorwelle erstellt. Dadurch wird das Einpressen der Bauteile, wie es in der Realität stattfindet, modelliert.

Bei der Erstellung der Kontakte wird vor allem auf die Robustheit der Berechnung Wert gelegt. So handelt es sich um „Verbunden“-Kontakte, bei denen sich die Elemente der jeweiligen Kontaktsätze wie verschweißt, bzw. verklebt verhalten. Das hat den Vorteil, dass anders als bei beispielsweise einer starren Verbindung, das Modell nicht unnötig versteift wird.

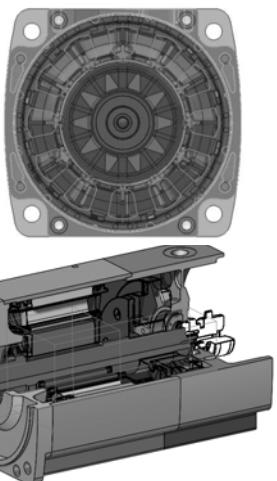


Bild 5: Bauteile mit "Verbunden"-Kontakt

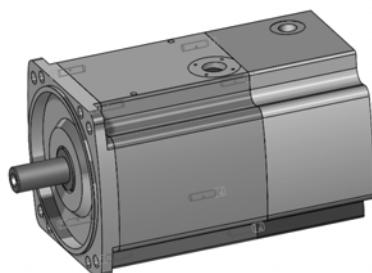


Bild 6: Position der Stift-Connectoren

Die von der Analyse ausgeschlossenen Bau- teile werden über abgesetzte Massen berück- sichtigt.

Um die Verbindungen der Bauteile so realistisch wie möglich zu gestalten, werden die Schrauben durch „Connector“-Elemente modelliert. Abbil- dung 6 zeigt die Position der Connectoren. Zu- sätzlich werden die Lager über „Lager“- Connectoren modelliert. Dabei werden die zy- lindrischen Flächen der Welle und der Lager- schilder in Verbindung gebracht.

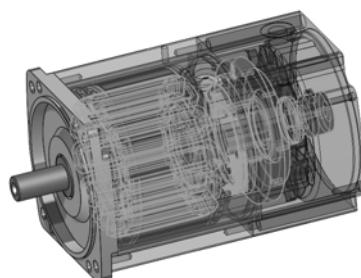


Bild 7: Abgesetzte Massen

Abbildung 7 zeigt die Massen der Wicklungen, Druckringe, Bremse und des Gebers. Den Massepunkten ist zusätzlich zur Masse das Massenträgheitsmoment hinterlegt.

5.4 Belastung

Die gemessenen Schwingungen dienen als Belastungsgrundlage für das Berechnungsmodell. Die Verschiebungen werden dem Modell an den Verschraubungen des Flansches aufgezwungen. Berechnet wird allerdings nur eine Sekunde (Sekunde 2-3) des relativ harmonischen Belastungszykluses.

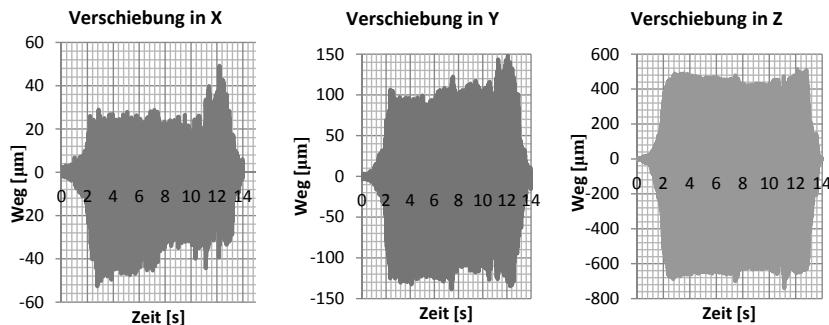


Bild 8: Diagramme zu den gemessenen Belastungen

5.5 Ergebnisse

Die Berechnung zeigt, dass eine erhöhte axiale Schwingungsbelastung des Motors besteht. Abbildung 9 zeigt die Beschleunigung in g über der Zeit in Sekunden. Es entstehen Ausschläge bis zu 27,3g in z-Richtung, also entlang der Motorachse. In x-Richtung betragen die maximalen Ausschläge 3,9g und in y-Richtung 5,5g.

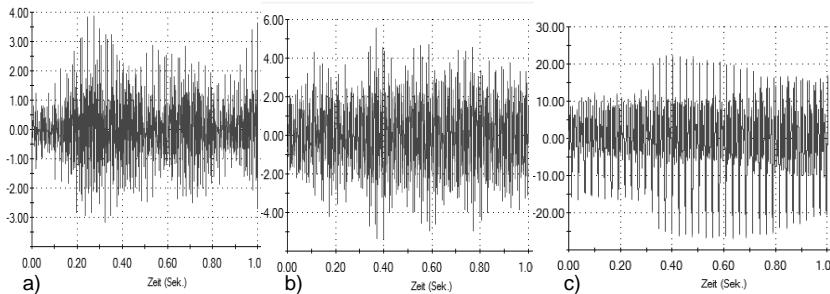


Bild 9: Schwingungsantwort des Motors an MP2 a) in X- b) in Y- und c) in Z-Richtung

Deswegen müssen die entstehenden Lagerkräfte ausgewertet werden. Sie betragen axial bis zu 2020N und radial 410N rein aus der dynamischen Belastung. Die Berechnung der Lagerlebensdauer ergibt eine Lebensdauer des aktuell eingesetzten Lagers von $L_{H10} = 420h$. Wird anstatt der Standardlagerung eine Lagerung zweier Schräkgugellager in O-Anordnung eingesetzt erhöht sich die Lagerlebensdauer auf $L_{H10} = 57000h$.

Die Berechnung zeigt, dass der Einsatz eines Kugellagers mit erhöhter axialer Kraftaufnahmefähigkeit die Standzeit des Motors wesentlich erhöhen kann. Deswegen wird das Kugellager am Festlager der B-Seite des Motors mit einem Schräkgugellager ersetzt. Die Strukturuntersuchung der Motorbauteile zeigt keine Auffälligkeiten. Dennoch wird das A-Lagerschild verstellt und mit zusätzlichen Schrauben am Gehäuse befestigt.

6 Versuch zum Nachweis der Motorlebensdauer

Nach den konstruktiven Umsetzungen der Verbesserungsvorschläge wird die Lebensdauer mittels eines Versuchs auf 10Mio. Lastwechsel nachgewiesen. Die Vibrationsprüfungen am DSC1 - 100SO wurden im April 2017 bei der IABG GmbH, auf der 58 kN Vibrationsanlage durchgeführt. Der Motor wurde betrieben und überwacht getestet. Das Ergebnis des spezifizierten Tests lautet bestanden. Dabei wurden während der Testkampagne keine Auffälligkeiten am Prüfling festgestellt.

6.1 Testbedingungen / Versuchsdurchführung

Zusätzlich zu den in Tabelle 2 aufgelisteten Prüfungen zur Motorlebensdauer wurden Resonanzsuchläufe durchgeführt. Bei Schwingprüfung 1 (Lauf 2z), wurde der gemessenen Zeitverlauf reproduziert und der Test fand mit laufendem Motor statt. Bei Schwingprüfung 2 (Lauf 5z), war die Reproduktion des gemessenen Zeitverlaufs mit Messpunkt (MP3) auf der

Welle, weswegen sich der Motor hier nicht in Betrieb befindet. Aufgrund von Anlagengrenzen mussten keine Einschränkungen vorgenommen werden.

Tabelle 2: Testläufe mit Beschreibung

Lauf Nr.	Beschreibung/ Regelung	Frequenz- bereich	Anregungsart	Dauer/ Anmerkungen
2z	Vibration, Teil 1 „Road Load“ MP2z	Zeitsignal	Max. 20g	30,8h, 10Mio Lastwechsel, „in Betrieb“, in Ordnung
5z	Vibration, Teil 1 „Road Load“ MP2z	Zeitsignal	Max. 20g	30,8h, 10Mio Lastwechsel, „ohne Betrieb“, in Ordnung

Die Anregungsbeschleunigungen sollen an 2 Positionen in Anregungsrichtung ermittelt werden. Die Antwortbeschleunigungen sollen an dem Testobjekt an zwei / drei Positionen (MP1 - MP3, siehe Abbildung 10) in drei / einer Achse ermittelt werden.

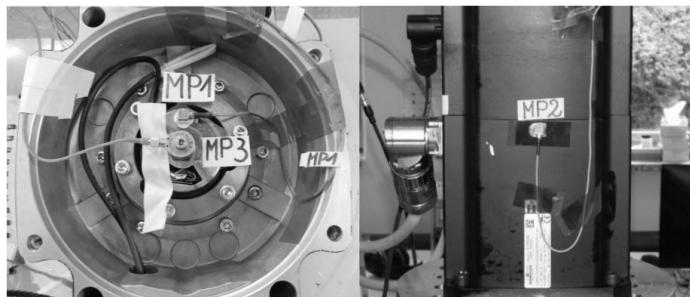


Bild 10: Messpunkte beim Test

Zur Regelung der Vibrationsanlage dienten 2 Beschleunigungsaufnehmer (**P1** und **P2**), die am Testadapter und auf dem Tisch der Vibrationsanlage neben den Befestigungspunkten des Testobjektes angebracht waren. Die Richtung des Achsensystems ist in Abbildung 11 dargestellt.

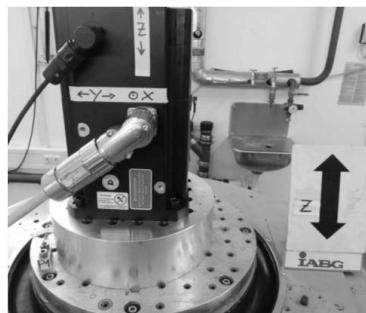


Bild 11: Achsensystem beim Test

6.2 Versuchsergebnisse

Abbildung 12 zeigt die Antwortbeschleunigungen in g über der Zeit in Sekunden, an MP2 in die drei Raumrichtungen. Interessant ist hier vor allem der Zeitbereich zwischen 2 und 3 Sekunden, da dieser zum Vergleich mit der Berechnung herangezogen werden soll. In x-Richtung ergeben sich hier Ausschläge bis 4,2g, in y-Richtung bis 5,4g und in z-Richtung von knapp 28g.

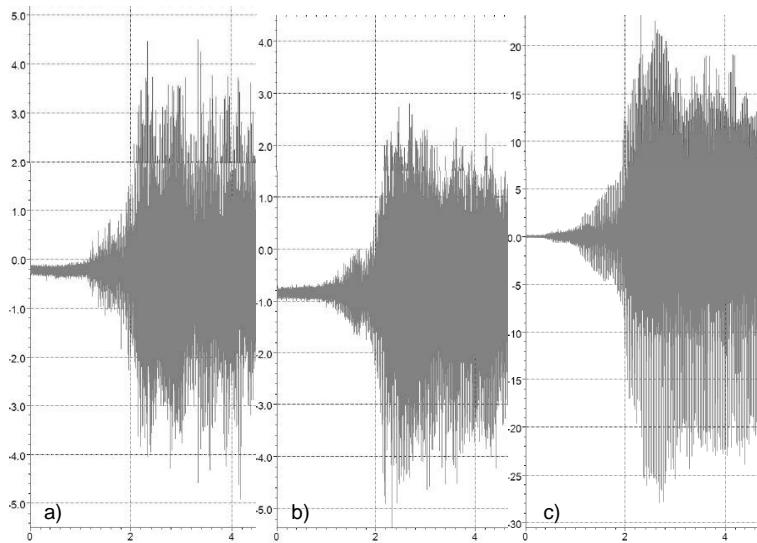


Bild 12: Antworten im Zeitbereich an MP2 a) in X- b) in Y- und c) in Z-Richtung

7 Vergleich Berechnung/Versuch

Um das Vorgehen und die Berechnung zu verifizieren sind die Ergebnisse aus Berechnung und Versuch zu vergleichen. In Tabelle 3 werden die maximalen Absolutwerte der Beschleunigung aus den gemessenen und berechneten Zeitverläufen in den jeweiligen Achsen gegenübergestellt.

Es ergibt sich eine Übereinstimmung der Werte von über 90%. Aufgrund dieser sehr guten Werte kann davon ausgegangen werden, dass die Ergebnisse der Berechnung den realen Beanspruchungen sehr nahe kommen.

Tabelle 3: Abgleich der Absolutwerte zwischen Versuch und Berechnung

Raumrichtung	Beschleunigung Versuch [g]	Beschleunigung Berechnung [g]	Übereinstimmung [%]
X	4,2	3,9	93
Y	5,4	5,5	98
Z	28	27,3	98

8 Schluss/Fazit

Der Motor ist nach der konstruktiven Änderung als dauerfest anzusehen. Die mechanischen Spannungen der Strukturbauenteile sind nach der Berechnung unkritisch und auch der Dauertest wurde vom Motor ohne Schaden überstanden. Vor allem der Einsatz des Schräkgugellagers hat zur wesentlichen Erhöhung der Motorlebensdauer geführt. Das ergab sowohl die Berechnung der Lagerlebensdauer, der Versuch bei der IABG und auch der Feldtest bei der Firma Felss.

Der Schlüssel zur erfolgreichen Verbesserung der Motorlebensdauer war die frühe offene und gute Zusammenarbeit zwischen Felss und Baumüller. Die auf die Belastung ausgelegte, technisch sinnvolle mechanische Optimierung des Baumüller-Motors konnte durch folgende Schritte realisiert werden: Bereits vor den physikalischen Versuchen wurde eine FE-Berechnung durchgeführt, um eine Aussage zur Wirksamkeit der Maßnahmen zu treffen. Im Anschluss wurden konstruktive Modifizierungen vorgenommen, die zur Erhöhung der Standzeit und der Lebensdauer des Elektromotors geführt haben und somit eine Ressourceneffizienz sicherstellen.

Schwingungssichere Schraubenverbindungen

Vibration-Proof Bolt Connections

B. Eng. **Kevin Teitscheid**, Prof. Dr.-Ing. **Max Klöcker**,
Institut für Produktentwicklung und Konstruktionstechnik,
Technische Hochschule Köln

Herrn Professor Dr.-Ing. Ekkehard Gärtnert zum 75. Geburtstag gewidmet.

Prof. Dr.-Ing. Ekkehard Gärtnert war viele Jahre in leitenden Positionen, zuletzt bei Bombardier Transportation als Chefkonstrukteur, Leiter von Engineering und Qualitätsmanagement sowie als Direktor Standards & Regulations bis zu seinem Ruhestand 2007 tätig. 1998 wurde er zum Honorarprofessor für Schienenfahrzeuge an der TU Berlin berufen. Für seine hervorragenden Leistungen bei der Konstruktion richtungsweisender und sehr erfolgreicher Lokomotiv-Baureihen wie auch für sein Engagement für Forschung und Ingenieurausbildung sowie für seine Tätigkeit in zahlreichen Gremien wurde Professor Gärtnert mit der Beuth-Ehrenmedaille der DMG ausgezeichnet. Zu seinen vielfältigen Initiativen gehörten auch seine Impulse zur Gestaltung funktionssicherer Schraubenverbindungen. Neben einem firmeninternen Richtlinienwerk [1] initiierte er dazu Projekte im vorwettbewerblichen Forschungsbereich zur Erweiterung des Kenntnisstands über das Losdrehen [2, 3, 4]. Die Ergebnisse waren u. a. Grundlagen der Normung eines Verfahrens zur Beurteilung von Sicherungselementen [5, 6] und eines schienenfahrzeugspezifischen Nachweisverfahrens [5, 7].

Kurzfassung

Bei schwingungsbelasteten Schraubenverbindungen sind der Vorspannkraftverlust durch Lockern oder Losdrehen und die Ermüdung die Versagensmerkmale. Wesentliche Einflussgrößen sind die Montagevorspannkraft, die Verteilung der Elastizitäten der Verbindung, das Setzen der Kontaktflächen und die Verringerung der Reibung bei Mikrobewegungen an allen Kontaktflächen der Verbindung. Die schwingungssichere Gestaltung erfordert fundierte Kenntnisse über die komplexen Mechanismen beim Lockern und Losdrehen. Die Wirksamkeit von Sicherungselementen gegen Losdrehen kann nur experimentell im Vibrationstesttest überprüft werden. Auf der Grundlage umfangreicher Parameteruntersuchungen wurden hierzu praxisgerechte Einstellbedingungen für die Vibrationsprüfung entwickelt, die in DIN

25201-4 genormt sind. Bei Mikroschlupf kann Schraubenermüdung durch Biegebeanspruchung zum Versagen führen, bevor sich die Schraube vollständig losgedreht hat. Zur ermüdungsfesten Auslegung werden, bezogen auf den Anwendungsfall, Wöhlerlinien querbeanspruchter Schrauben ermittelt.

Abstract

Failures of vibration-loaded bolt connections are characterized by loss of preload due to non-rotational loosening (slackening) or rotational loosening (self-loosening) and the fatigue. Main parameters of influence are the assembly preload, the elasticities of a connection, embedding of the countersurfaces and micromotions of the mating parts. For the vibration-proof design, profound knowledge about the complex mechanisms about loosening is required. The effectiveness of securing elements against loosening can only be tested experimentally with the vibration test. On the basis of extensive parameter assessments, practical setting conditions for the vibration test were developed, which are standardized in DIN 25201-4. At micro-slip conditions, bolt fatigue can lead to failure by bending stresses before the bolt has fully turned off. For fatigue-proof design, S-N- lines of transversal loaded bolts are determined, based on the application.

1 Einleitung

Die Schraubenverbindung ist im Fahrzeug- und Maschinenbau das am häufigsten verwendete lösbare Maschinenelement. Bei den fast stets auftretenden Schwingungsbelastungen, sei es durch Betriebskräfte, oder auch äußere Einwirkungen wie z. B. Unwuchten, kann die positive Eigenschaft der Lösbarkeit von Schraubenverbindungen zur Beeinträchtigung der Funktionssicherheit bis hin zum Totalausfall führen. Während Lockern durch eine regelgerechte Auslegung als vorgespannte Schraubenverbindung verhindert werden kann, rückt das Losdrehen beim Trend zu Leichtbaukonstruktionen in den Fokus. Immer wieder bekannt werdende Schadensfälle zeugen von der Problematik. Vor einigen Jahren wurde wegen losgedrehter Schrauben die gesamte schweizerische Flotte der ICE-Zugeinheiten für Monate aus dem Betrieb genommen. Und Nachrichten über Schadensfälle, wie die verlorengegangene Tür eines ICES oder gelöste Pleuelschrauben, die schließlich zu einem Brand eines PKW-Motors führten, erreichen immer wieder die Öffentlichkeit.

Für Leichtbaukonstruktionen sind gemischte Belastungszustände, bei denen die dynamische Last in Querrichtung gegenüber der in axialer Richtung überwiegt, wie auch kurze Klemmlängen typisch. Beispiele aus dem Schienenfahrzeugbau zeigt das Bild 1.

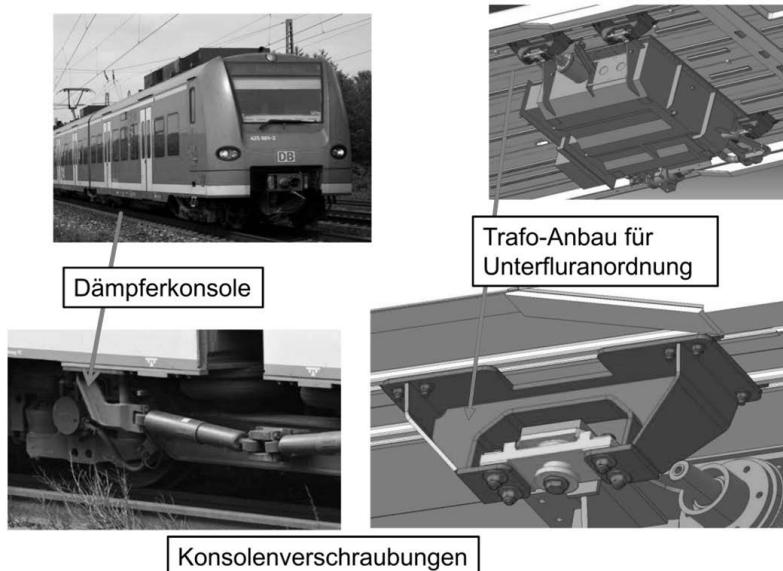


Bild 1: Verschraubungen durch kurze Klemmlängen im Schienenfahrzeugbau

Es kommt bei dynamischen Querlasten infolge der Verformungen beim elastischen Leichtbau eher zum Mikrogleiten in den Trennfugen, wobei die Reibungswerte gegenüber dem statischen Lastfall abfallen. Bei geringen Reibungswerten kann die Selbsthemmung im Gewinde aufgehoben werden. Aufgrund dieser Parameter sind Schraubenverbindungen in Leichtbaukonstruktionen besonders anfällig gegen Losdrehen, wobei die für die Schraubenfunktion bedeutende Vorspannkraft abfällt. Aber auch bei vollständigem oder teilweisem Erhalt der Vorspannkraft kann vorzeitige Ermüdung der Schrauben bei Mikrogleiten in den Bauteilfugen infolge der Quer- und Biegebeanspruchung zum Versagen führen.

Die Mechanismen des Lösens von Schraubenverbindungen durch die Einwirkung von Schwingungen sind weitestgehend erschlossen. Mit zahlreichen und umfangreichen Forschungsarbeiten wurden Modellierungen zum Verständnis des Lockerungs- und Losdrehvorgangs entwickelt. In der Wechselwirkung von experimentellen Untersuchungen mit zunächst

analytischen wie auch insbesondere in den letzten Jahren mit FE-Modellen konnten die beeinflussenden Parameter hinreichend genau identifiziert werden.

Zur sicheren Gestaltung von Schraubenverbindungen bei Schwingungsbelastungen sind fundierte Kenntnisse über die komplexen Zusammenhänge bei Lockern und Losdrehen erforderlich. Mit den Regeln zur Auslegung hoch vorgespannter Schraubenverbindungen, die in der VDI-Richtlinie 2230 [8] dargestellt sind, kann für axiale Schwingbeanspruchungen eine hohe Betriebssicherheit, sowohl hinsichtlich des Lockerns wie auch der Ermüdungsfestigkeit erreicht werden. Jedoch ist es nach wie vor nicht möglich, mit der erforderlichen Sicherheit die Losdrehssicherheit für den jeweiligen Anwendungsfall praxisgerecht und mit akzeptablem Aufwand zu berechnen, wenn die Werte der beeinflussenden Parameter für den jeweiligen Anwendungsfall nicht genügend genau bekannt sind. Hier setzen die an verschiedenen Forschungsstellen laufenden Untersuchungen an. Die komplexen Modellierungen und die schwierige Erfassbarkeit der beeinflussenden Werte, z. B. der bei dynamischer Querbelastung stark fallenden Reibungswerte und der bei verschiedenen Einbauverhältnissen sehr variierenden Quersteifigkeiten, sind Ziel der derzeitigen Forschungsarbeiten [9, 10].

Die Prüfung der Tauglichkeit von Sicherungselementen gegen Losdrehen kann in der Praxis mit vertretbarem Aufwand nur durch Tests erfolgen. Hierzu wurden einheitliche Prüfbedingungen auf der Basis umfangreicher Parameteruntersuchungen entwickelt und mit DIN 25201-4, Anhang B [5], genormt.

Zum rechnerischen Nachweis der Ermüdungsfestigkeit bei Querbeanspruchung der Schrauben sind der späteren Einbausituation entsprechende Wöhlerversuche erforderlich, da die z. Zt. zur Verfügung stehenden Dauerfestigkeitswerte nicht ausreichen. Diese werden auf Vibrationsprüfmaschinen, deren Funktion den Testmaschinen für Sicherungselemente entspricht, ermittelt. Das Nachweisverfahren wird z. Zt. zur Ergänzung der Norm DIN 25201-4 [5] aufbereitet.

2 Vorspannkraft als Auslegungskriterium betriebssicherer Schraubenverbindungen

Vorgespannte Schraubenverbindungen stellen ein elastostatisches System dar, bei dem die Schraube durch Zug belastet ist und die verspannten Teile auch im Ruhezustand unter Druck stehen. Durch die in die elastische Verbindung eingeleitete Betriebskraft wird die Schraube nur teilweise zusätzlich belastet, der andere Lastteil wird von den verspannten Teilen aufgenommen, wie das Verspannungsschaubild zeigt (Bild 2). Eine bei der Montage zu hoch eingestellte Vorspannkraft kann zu einer Überschreitung sowohl der statischen Festigkeit als auch der Ermüdungsfestigkeit der Schraube führen. Eine zu geringe Montagevorspannkraft hat einen zu geringen Reibungswiderstand in den Trennflächen der Verbindung

und damit Lockern, Losdrehen zur Folge und es kann bei großen Betriebskräften zu einem Fugenklaffen kommen (Bild 2).

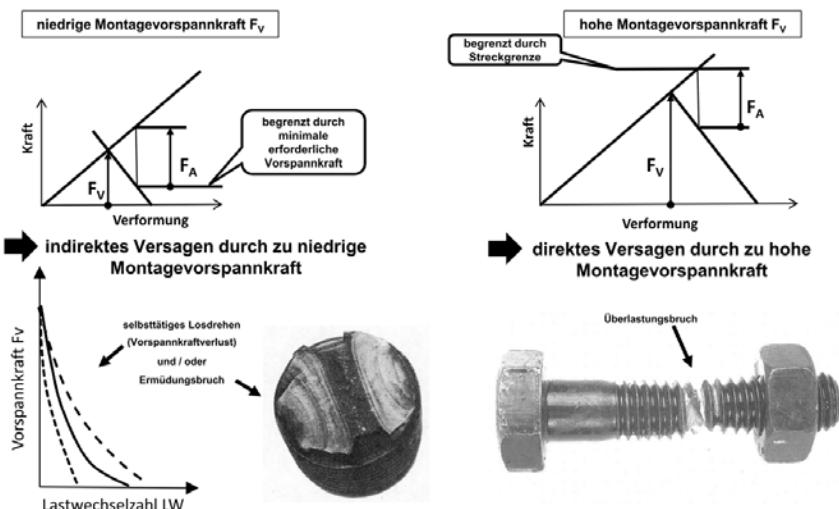


Bild 2: Einfluss der Montagevorspannkraft auf die Qualität der Verbindung

Die für den Anwendungsfall erforderliche Montagevorspannkraft ist nach VDI 2230-1 [8] mit großer Zuverlässigkeit ermittelbar. Im Einzelfall sind dem Anziehverfahren und je nach Anziehverfahren den Reibungszahlen des Gewindes und der Kopfauflage, und dem zu erwartenden Vorspannkraftverlust durch Setzen besondere Beachtung zu schenken. Die Erfahrungen der Berechnungspraxis zeigen, dass bei sorgfältigem Ansatz der Reibungszahlen und Setzbeträge die erforderliche Montagevorspannkraft genügend genau berechnet werden kann.

3 Maßnahmen gegen Lockern und Losdrehen

Die Versagensformen Lockern und Losdrehen sind den unterschiedlichen Lastrichtungen und den verschiedenen Wirkmechanismen zuzuordnen (Bild 3). Lockern wird vorwiegend bei axialer Betriebsbelastung durch Setzen und Relaxationserscheinungen sowie durch Überschreiten der Grenzflächenpressungen und damit plastisches Fließen hervorgerufen.



Bild 3: Wirkmechanismen und Maßnahmen von Lockern und Losdrehen

Verformungen durch Setzen und bei höheren Temperaturen durch Relaxation in den Trennfugen der Bauteile lassen sich teilweise gezielt kompensieren. Mit großen Elastizitäten in der Verbindung wird der Verspannungszustand in der Verbindung positiv beeinflusst, so dass die Verformungsbeträge ausgleichbar sind, wie sich anhand des Verspannungsschaubilds anschaulich zeigen lässt (Bild 4). Allerdings erfordert die Realisierung großer Elastizitäten Bau Raum, wenn nicht durch federnde Sicherungselemente Platz eingespart werden kann. Z. B. erfüllen Spannscheiben nach DIN 6796 nur bis zur Festigkeitsklasse der Schrauben 8.8 die Forderung, dass die Federkräfte den Verspannungskräften entsprechen. Auch speziell ausgelegte Ausführungen von Sicherungsscheiben weisen eine entsprechende Federwirkung auf. Die Prüfung der notwendigen statischen Restfederkraft ist in DIN 267-26 festgelegt. Einschlägig bekannt ist die Berücksichtigung von Unterlegscheiben zur Reduzierung der Flächenpressung. Mit den genormten Scheibengrößen werden die Flächenpressungen i. d. R. unterhalb der zulässigen Grenzflächenpressung gehalten (vgl. VDI 2230-1).

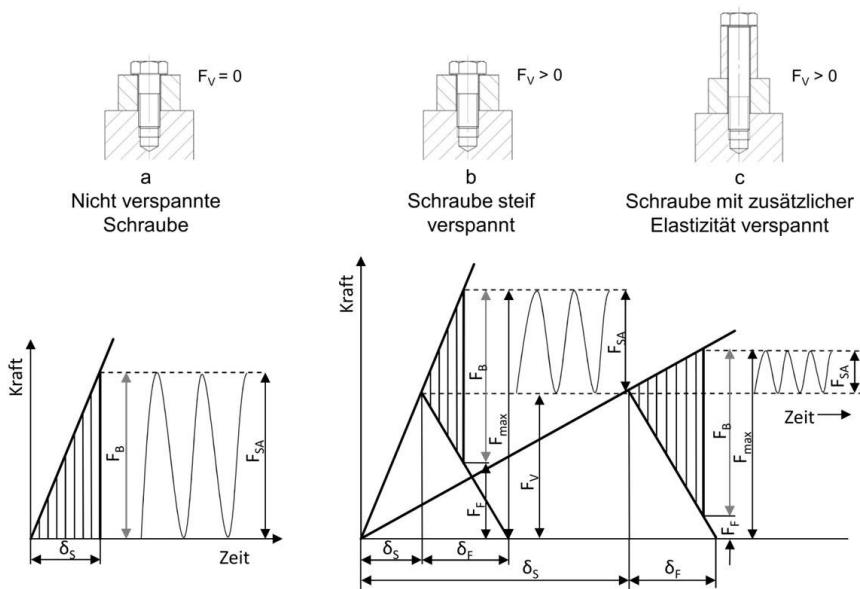


Bild 4: Verspannungsschaubild und Einfluss der Schraubensteifigkeit

Dem Losdrehen kann nur mit Sicherungselementen entgegengewirkt werden, falls konstruktive Maßnahmen wie insbesondere große Klemmlängenverhältnisse nicht realisierbar sind. Eine große Anzahl von Sicherungselementen mit unterschiedlichen Wirkprinzipien ist auf dem Markt verfügbar. Eine Übersicht mit einer Unterteilung der Wirkprinzipien gibt die DIN 25201-4 [5], vgl. Tabelle 1. Unterschieden werden sperrende Sicherungsmaßnahmen mit Kraft- und/oder erhöhtem Reibschluss und das stoffschlüssige Verbinden durch Kleben der Gewinde. Schweißen und Löten sind aus konstruktiver Sicht und aufgrund von Konstruktionsvorschriften regelwidrig. Die Wirksamkeit zielt darauf ab, dass die Vorspannkraft erhalten bleibt. Relativbewegungen in der Schraubenverbindung müssen mit diesen Maßnahmen weitestgehend verhindert werden. Die Prüfung geklebter Verbindungen wird nach DIN 267-27 statisch durchgeführt, indem die Aufschraubmomente den Momenten beim Losdrehen mit einem Schraubgerät gegenübergestellt werden. Eine dezidierte Aussage über das Sicherungsverhalten bei dynamischer Beanspruchung wird dabei nicht gewonnen. Demgegenüber werden sperrende Sicherungen auf speziellen Vibrationsprüfmaschinen untersucht. Als Beurteilungskriterium wird der Vorspannkraftverlust ermittelt.

Die Einteilung in DIN 25201-4 berücksichtigt im Übrigen auch die Sicherung gegen Verlieren der Schraubenteile. Eine ausreichende Reibung im Gewinde durch Klemmung soll das Auseinanderfallen verhindern. Maßgebend für die Mindestgewindereibung, die aus empirischer Sicht gegen Auseinanderfallen sichert, sind die nach DIN 267-28 statisch ermittelten Aus-schraubmomente.

Tabelle 1: Wirkprinzipien der Sicherungselemente

Sicherungsart	Funktionsart	Sicherungselement	Hinweise
Losdreh-sicherung	sperrend, z. T. mitverspannt	Elemente mit Nachweis nach E DIN 25201-4 Anhang B	<ul style="list-style-type: none"> • Härte der Auflagefläche muss kleiner als die des Sicherungselements sein. • Anordnung unter Schraubenkopf bzw. Mutter.
	klebend	mikroverkapselter Klebstoff nach DIN 267-27	<ul style="list-style-type: none"> • Einsatz bei gehärteten Oberflächen. • Temperaturgrenzen beachten. • Bei elektrischen Anwendungen nicht zulässig. • Schmierung nicht zulässig.
	klebend	Flüssigklebstoff	
Verlier-sicherung	klemmend	Muttern mit Klemmteil Gewindegarnituren Schrauben mit Kunststoff-beschichtungen nach DIN 267-28	<ul style="list-style-type: none"> • Verhindern des Auseinanderfallens der Schraubenverbindung. • Temperaturgrenzen bei Kunststoffeinsätzen beachten. • Bei elektrischen Anwendungen Spanbildung unzulässig.
Lockerungs-sicherung	Mitverspannt, Flächen-pressung herabsetzen	Scheiben: DIN EN ISO 7089 DIN EN ISO 7090 DIN 7349 DIN EN ISO 7092 DIN EN ISO 7093-1	<ul style="list-style-type: none"> • Härte: • 8,8, A2-70, A2-80, A4-80 • → 200 HV <p>≥ 10.9 → 300 HV</p>
	mitverspannt, federnd	Spannscheibe nach DIN 6796	Reduzierung von Setzbeträgen bis 20µm. Federkraft muss aus Vorspannkraft abgestimmt sein.

4 Prüfung von Sicherungselementen auf Vibrationsprüfmaschinen

Zur Prüfung der Wirksamkeit von Sicherungselementen wurden verschiedene Verfahren entwickelt. Durchgesetzt hat sich der auf die Arbeiten von G. Junker zurückzuführende Rütteltest, bei dem bei dynamischer Querbelastung der Vorspannkraftverlust in Abhängigkeit der Lastwechselzahl auf einer Vibrationsprüfmaschine ermittelt wird. Eine weitere im Flugzeugbau verbreitete Prüfung ist in dem amerikanischen Standard NASM 1312-7 [11] beschrieben. Dieser Test auf einem Schwingtisch liefert nur die qualitative Aussage, ob vollständiges Losdrehen möglich ist.

Die von Junker konzipierte Prüfmaschine ist in DIN 65151 [12] genormt. Sie besteht aus einer oszillierenden Oberplatte, die über die zu prüfenden Schraubenverbindung mit der fixierten Unterplatte verspannt ist. Die Prüfbedingungen wurden auf der Basis umfangreicher Parameteruntersuchungen festgelegt und sind in DIN 25201-4 [5] genormt. Hierzu wurden die

Erkenntnisse aus mehr als 3000 Parameteruntersuchungen [2, 3] an den Prüfständen der IMA Dresden und der FH Köln vom Normenausschuss Fahrweg und Schienenfahrzeuge im DIN bei der Erarbeitung dieser Prüfvorschrift verwertet (Bild 5). Das Prinzip des Prüfverfahrens ist die Beurteilung der Wirkung des Sicherungselementes durch die Gegenüberstellung „ungesicherte Schraubenverbindung vs. gesicherte Schraubenverbindung“. Damit konzentriert sich die vergleichende Beurteilung ausschließlich auf das nachzuweisende Sicherungselement. Festgelegt sind die Parameter, von denen das Losdrehen abhängig ist. Dies sind insbesondere das Klemmlängenverhältnis und die einzustellende Querverschiebung, die zur Berücksichtigung der Prüfstandsteifigkeit jeweils mit Einstellversuchen ermittelt wird. Mit dieser Prüfvorschrift ist sichergestellt, unabhängig von den Prüfstandeigenschaften, vergleichbare und reproduzierbare Ergebnisse zu ermitteln.

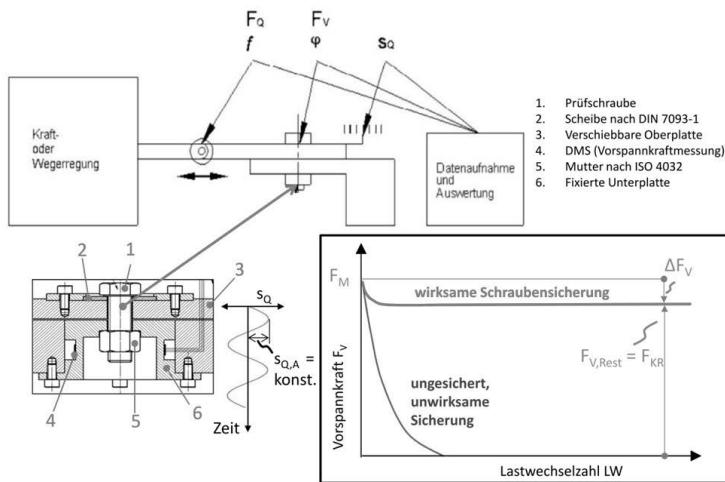


Bild 5: Prüfung der Sicherungselemente nach DIN 25201-4 / DIN 65151

Aus dem Verlauf der Vorspannkraft über der Lastwechselzahl wird auf die Sicherungswirkung geschlossen. Eine Sicherungswirkung bei der eingestellten dynamischen Querverschiebung ist dann nach der Norm gegeben, wenn eine Restvorspannkraft von mindestens 80 % nach 2000 Lastwechseln vorhanden ist und der Verlauf der Vorspannkraft nicht auf einen folgenden vollständigen Verlust der Vorspannkraft schließen lässt (Bild 5). Eine ergänzende Beurteilung liefert die Aufzeichnung der dynamischen Querkraft und Querverschiebung sowie der Anzieh- und das Losdrehmoment.

5 Prüfung von querbeanspruchten Schraubenverbindungen auf Ermüdungsfestigkeit

Aus dem Vibrationstest ist zu schließen, dass auch bei einer Sicherung gegen selbsttägiges Losdrehen eine dynamische Querverschiebung, die unterhalb des ermittelten Grenzwertes liegt, zulässig ist. Sind also Mikrobewegungen nicht ausgeschlossen, wird die Ermüdungsfestigkeit für diesen Bereich zum zweiten Versagenskriterium.

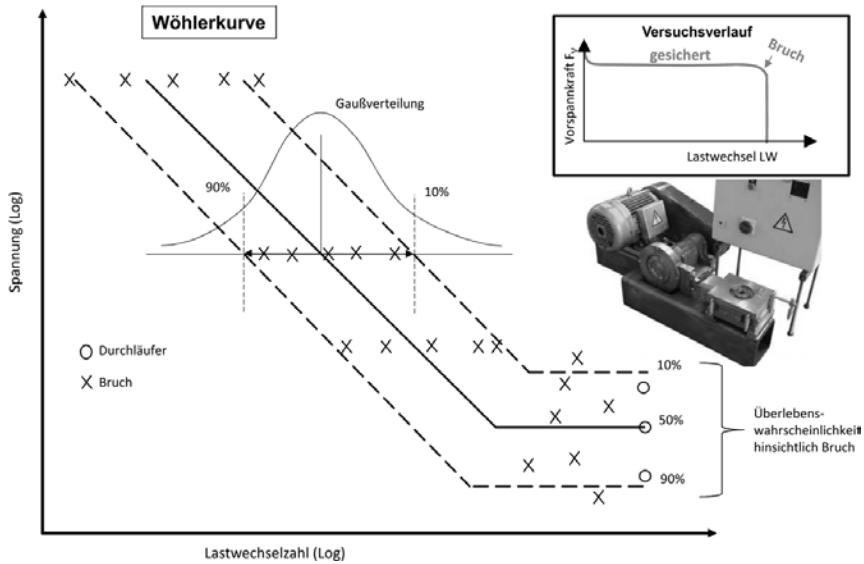


Bild 6: Wöhlerkurve nach DIN 50100

Die Wöhlerversuche für Querbelastung werden auf einem Vibrationsprüfstand der gleichen Bauart DIN 65151, der auch für die Losdrehtests verwendet wird, durchgeführt [12]. Ablauf und Auswertung entsprechen der DIN 50100 [13], wahlweise auch DIN 969 [14] oder ISO 12107 [15]. Da nicht nur das Bruchkriterium entscheidend für die Beurteilung des Versagens ist, sondern auch der Vorspannkraftverlust, so wird dieser ebenfalls ausgewertet. Die hierzu erforderlichen unteren Grenzkurven werden nach den genannten Normen für die erforderlichen Überlebenswahrscheinlichkeiten, z. B. $p_{ü} = 90\%$ ermittelt. Die in Bild 6 exemplarisch dargestellten Wöhlerlinien ermöglichen es, abhängig von der Höhe der Querbeanspruchung (Querkraft, Querverschiebung) die ertragbare Lastwechselzahl bei einem vorgegebenen Restvorspannkraftniveau abzulesen [16]. Damit wird zusätzlich zum Bruchkriterium eine

Aussage über die Restvorspannkraft zur Sicherstellung der Lastübertragung bei den ständig wirkenden Betriebslasten geliefert.

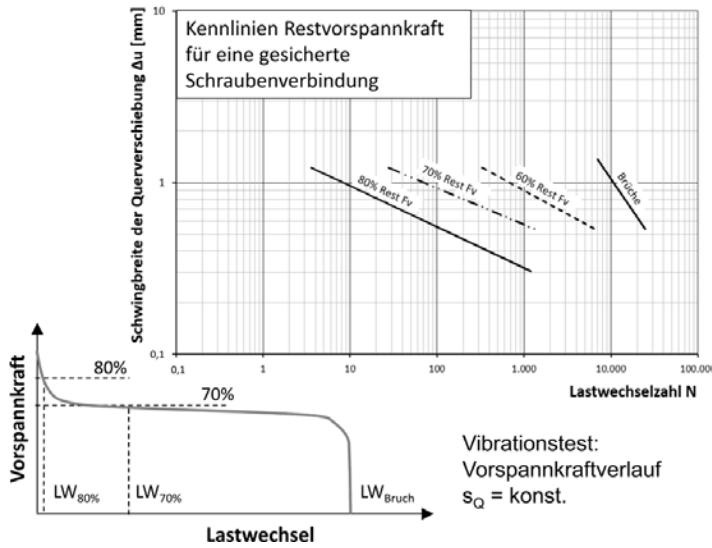


Bild 7: Restvorspannkraftniveaus für gesicherte Schraubenverbindungen

Das Diagramm in Bild 7 zeigt die Kennlinien für die technisch relevanten Restvorspannkraftniveaus 80%, 70% und 60% für gesicherte Schraubenverbindungen. Grundlage für die Kennlinien sind die Messwerte für die Lastwechselzahl (Abszissenwerte) bei Unterschreiten eines gegebenen Restvorspannkraftniveaus aus den Vorspannkraftverläufen der Vibrationsversuche unter den entsprechenden Laststufen (Ordinatenwerte). Es ist zu beachten, dass die Kennlinien alle Einflüsse vereinigen, die zu einem Vorspannkraftverlust bei dynamisch wechselnder Querbelastung führen können; z. B. Setzen durch Verschleiß der Fügeflächen bzw. Abrieb der Beschichtung, Kriechen an der Auflagefläche durch etwaige Kippbewegungen, partielles Losdrehen und örtliches Plastifizieren.

6 Schlussfolgerungen und Ausblick

Der heutige Kenntnisstand erlaubt es, Schraubenverbindungen bei axialer Schwingungsbelastung rechnerisch robust auszulegen. Zur Beurteilung der Sicherheit gegen selbsttägiges Losdrehen querbelasteter Schraubenverbindungen sind experimentelle Untersuchungen erforderlich. Die Wirksamkeit von Sicherungselementen wird auf speziellen Vibrationsprüfmaschinen geprüft, wobei die Prüfstandards auf der Basis umfangreicher Parameteruntersuchungen festgelegt und erst in den letzten Jahren genormt wurden. Aufgrund der jüngsten

Erkenntnisse zum Losdrehverhalten von Schraubenverbindungen kann fallweise auch ein Ermüdungsfestigkeitsnachweis erforderlich werden. Hierzu sind spezielle Wöhlerlinien zu ermitteln[16]. Aufgrund der Parametervielfalt liegen tabellierte Werte nicht vor.

Quellennachweis

- [1] Bombardier Transportation GmbH: Verfahrensanweisung Schraubenverbindungen im Schienenfahrzeugbau, 3EGW000000-0069 (2007), BT internes Dokument.
- [2] Untersuchungen zur Erhöhung der Funktionssicherheit von Schraubenverbindungen mit Sicherungselementen für Schienenfahrzeuge. Forschungsbericht, unveröffentlichtes Dokument, Fachhochschule Köln und IMA Materialforschung und Anwendungstechnik GmbH, Köln –Dresden 2006.
- [3] Franke, R.; Gärtner, E.; Klöcker, M.: Funktionssicherheit von Schraubenverbindungen mit Sicherungselementen für Schienenfahrzeuge. ZEV-Rail, Glasers Annalen 132, Mai 2008.
- [4] Entwicklung einer Berechnungsvorschrift für Schraubenverbindungen im Schienenfahrzeugbau unter Berücksichtigung von Mikroschlupf und Grenzverschiebung. Forschungsbericht, unveröffentlichtes Dokument, Fachhochschule Köln und IMA Materialforschung und Anwendungstechnik GmbH, Köln –Dresden 2013.
- [5] DIN 25201-4: Konstruktionsrichtlinie für Schienenfahrzeuge und deren Komponenten – Schraubenverbindungen – Teil 4: Sichern von Schraubenverbindungen. Entwurf März 2010.
- [6] Hübing, T.; Klöcker, M.; Franke, R.: Konstruktive Parameter des Losdrehverhaltens querbelasteter Schraubenverbindungen und der Nachweis der Wirkung von Sicherungselementen nach der Norm DIN 25201. 4. VDI-Fachtagung Schraubenverbindungen Berlin 2011, in VDI-Bericht 2153.
- [7] Klöcker, M.; Hübing, T.; Franke, R.; Roth, M.: Festigkeitsnachweis von Schraubenverbindungen des Schienenfahrzeugbaus mit seltenen sehr hohen Querbelastungen. DVM-Tag Betriebsfestigkeit, Dresden 2015.
- [8] VDI 2230, Blatt 1: Systematische Berechnung hochbeanspruchter Schraubenverbindungen. November 2015.
- [9] DVM-Tag 2016. Bauteil verstehen – Schraubenverbindungen. ISSN 2367-2021.
- [10] VDI-Fachkonferenz – Versagensmechanismen von Schraubenverbindungen 2017. VDI-Wissensforum, Düsseldorf 2017.
- [11] NASM 1312-7: Fastener Test Methods – Method 7 – Vibration. Aerospace Industries Association of America, Inc., 1997.

- [12] DIN 65151: Dynamische Prüfung des Sicherungsverhaltens von Schraubverbindungen unter Querbeanspruchung (Vibrationsprüfung). August 2002
- [13] DIN 50100: Schwingfestigkeitsversuch - Durchführung und Auswertung von zyklischen Versuchen mit konstanter Lastamplitude für metallische Werkstoffproben und Bauteile. Dezember 2016.
- [14] DIN 969: Verbindungselemente mit Gewinde - Schwingfestigkeitsversuch bei Axialbelastung - Prüfverfahren und Auswertung der Ergebnisse. Dezember 1997.
- [15] ISO 12107: Metallic materials - Fatigue testing - Statistical planning and analysis of data; August 2012. Neue Ausgabe berücksichtigen.
- [16] Teitscheid, K.: Ein Beitrag zur ermüdungsfesten Auslegung querbeanspruchter Schraubenverbindungen. Master-Thesis Technische Hochschule Köln, unveröffentlichtes Manuskript, in Arbeit. Wintersemester 2017/18.

Experimentelle und numerische Ermittlung des Schwingungsverhaltens von FKV-Miniaturstrukturen für zahnmedizinische Anwendungen

Experimentelle und numerische Modalanalyse

Dipl.-Ing. Michael Kucher, Dr.-Ing. Martin Dannemann,
Prof. Dr.-Ing. Niels Modler, Institut für Leichtbau und Kunststofftechnik
(ILK), Technische Universität Dresden, Dresden

Kurzfassung

Ultraschallinstrumente sind von entscheidender Bedeutung für den Reinigungsprozess in zahlreichen medizinischen Anwendungen wie etwa in der Zahnmedizin. Dabei werden endodontische Instrumente zum Aktivieren der Spülflüssigkeit genutzt, indem diese nadelförmigen Reinigungsinstrumente zu Schwingungen im Ultraschallbereich angeregt werden. Infolge der hochfrequenten Vibratoren entstehen hydrodynamische Effekte, die zu einer Beseitigung der bakteriellen Kontamination im Wurzelkanal führen. Konventionelle Ultraschallnadeln aus Nickel-Titan-Legierungen reinigen effektiv; führen jedoch gleichzeitig zu einer unbeabsichtigten Beschädigung der gesunden Zahnstruktur und neigen zu spontanem Versagen. Ultraschallnadeln aus Verbundwerkstoffen bieten Vorteile wie etwa die gute Herstellbarkeit, eine hohe Verfügbarkeit sowie höhere Steifigkeiten im Vergleich zu Nadeln aus unverstärkten Polymeren. Weiterhin ist durch eine entsprechende Faser-Matrix-Kombination ein gezieltes Anpassen des gewünschten strukturdynamischen Verhaltens der Miniaturstrukturen möglich (vgl. etwa [17, 21]).

Die Ermittlung des Schwingungs- und Dämpfungsverhaltens der Nadeln in Abhängigkeit von der eingebrachten Leistung und der vorliegenden Geometrie ist von hoher Bedeutung für die spätere Beurteilung der Reinigungsqualität. Die Autoren haben hierfür in der jüngsten Vergangenheit bereits den Anregungsmechanismus detailliert analysiert [4] sowie numerische Voruntersuchungen durchgeführt [13]. Im Rahmen einer numerischen und experimentellen Modalanalyse konnten die Eigenfrequenzen und die modale Dämpfung einer nadelförmigen FKV-Struktur bestimmt bzw. berechnet werden. Durch eine Finite-Element-Analyse konnten die auftretenden Eigenschwingformen der FKV-Nadel in guter Übereinstimmung mit der experimentellen Lösung ermittelt werden. Der Vergleich der numerischen und experimentellen Untersuchungen zeigte, dass die experimentell bestimmten Eigenfrequenzen geringer waren

als die numerisch berechneten Frequenzen. Ebenso ergeben sich infolge der fehlenden Modellierung der Einspannung geringe modale Verlustfaktoren für das numerische Modell. Mit Hilfe der durchgeföhrten Untersuchungen kann das Verständnis des Schwingungsverhaltens von FKV-Miniaturstrukturen im Ultraschallbereich für zukünftige Untersuchungen verbessert werden.

1. Einleitung

Ultraschallreinigungsnadeln werden in der Zahnmedizin während einer Wurzelkanalbehandlung zur Dekontamination von bakteriell infiziertem Zahngewebe verwendet. Durch Schwingungen der Nadel im Ultraschallbereich wird die umgebende Desinfektionslösung in Bewegung versetzt, wodurch Mikroströmungen und Kavitationsphänomene auftreten. Dabei ist für die chemomechanischen Reinigung die Auslenkungsamplitude, deren Anregungsfrequenz sowie der Durchmesser der Nadel von Bedeutung. Um einen möglichst geringen Energieverbrauch zu gewährleisten und die Aktoren zur Anregung möglichst leicht gestalten zu können werden konventionelle Handgeräte zur Wurzelkanalreinigung in Resonanz betrieben. Im Entwicklungsprozess wird eine Resonanzfrequenz einer Longitudinalschwingung der piezoelektrischen Komponenten zur Dimensionierung der Ultraschallnadel verwendet. Diese Anregung führt zu Biegeschwingungen der Nadel. Durch eine gezielte Werkstoffsynthese sowie Gestaltung der Nadel ergibt sich die Möglichkeit zur Einstellung der strukturdynamischen Eigenschaften der Reinigungsnadel.

Zur Untersuchung des Schwingungsverhaltens wurden Ultraschallnadel aus glasfaser-verstärktem Polyamid 6 (GF/PA6) durch einen Piezoaktor angeregt und die auftretenden Biegeschwingungen durch ein Laser-Scanning-Vibrometer (LSV) experimentell ermittelt sowie mit den Ergebnissen einer numerischen Modalanalyse (NMA) verglichen. Ziel dieser Arbeit war die Validierung der NMA am Beispiel einer Ultraschallnadel aus FKV. Die dafür erforderlichen Materialkennwerte wurden durch mikromechanische Ansätze bestimmt. Aufbauend auf dieser Berechnung lässt sich dann eine Vorzugsviariante für die Auslegung endodontischer Nadeln ableiten. Dadurch kann der Entwicklungsprozess von Ultraschallnadeln verriegert werden. Auf diese Weise sollen in Zukunft neuartige Ultraschallnadeln aus FKV für präklinische Untersuchungen entwickelt werden, um damit einen Beitrag für effiziente endodontische Behandlung zu liefern.

2. Material und Methoden

2.1. Prüfkörper

Die untersuchte FKV-Nadel wurde in einem Pultrusionsverfahren durch die Imprägnierung eines Glasfaser- (GF-)Rovings mit schmelzflüssigen Polyamid 6 (PA6) hergestellt. Dabei wurde PA6 mit guter Fließfähigkeit verwendet. Die sich ergebenden Rundstäbe weisen einen mittleren Durchmesser der Nadel von $D = 0,6$ mm auf. Im Folgenden werden die angewendeten Methoden zur Modellierung sowie der numerischen und experimentellen Bestimmung der Eigenfrequenzen näher erläutert.

2.1. Geometrisches Modell

Die Halterung und die damit verbundene FKV-Nadel wurden vermessen und aufbauend auf den Maßen ein CAD-Modell erstellt. Diese Halterung wurde einer konventionellen Ultraschallreinigungsnadel entnommen und weist eine Biegung von 120° auf. Die verwendete gebogene Halterung ist mit der FKV-Ultraschallreinigungsnadel kraft- und formschlüssig über eine Klemmlänge von 7 mm verbunden (Bild 1).

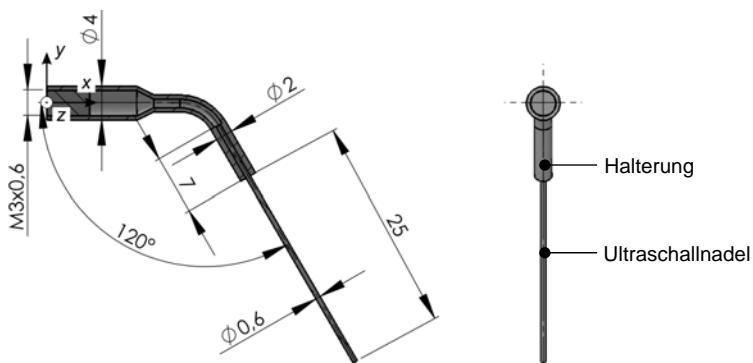


Bild 1: Geometrisches Modell der an der Halterung befestigten Ultraschallnadel

Sie wird mit Hilfe eines Gewindes mit dem Aktor verschraubt und über dieses Gewinde x -Richtung angeregt. Dazu werden piezoelektrische Elemente verwendet (siehe Abschnitt 2.5). Die Halterung verjüngt sich von einem Außendurchmesser von 4 mm auf 2 mm. Die Nadel weist eine freie Länge von 25 mm auf und besitzt einen konstanten Durchmesser von $D = 0,6$ mm.

2.3. Materialmodell

Durch das Pultrudieren der FKV-Nadel liegen alle GF-Filamente parallel zur Achsrichtung der Rundstäbe vor. Eine Analyse der Querschnittsfläche dieser unidirektionalen (UD) Schicht ergab einen durchschnittlichen Filamentdurchmesser der Glasfaser von $49,5 \mu\text{m} \pm 0,4 \mu\text{m}$ und einen Faservolumengehalt $\varphi = V_f/(V_f + V_m) = 60\%$, wobei V_f das Volumen der Faser und V_m das Volumen der Matrix ist. Zur Modellierung des Deformationsverhaltens wurde ein linear elastisches transversal isotropes Materialverhalten mit einer homogenen Verteilung mit der Symmetrieebene $x = 0$ angenommen. Die fünf erforderlichen Ingenieurkonstanten wurden unter Beachtung des gegebenen Faservolumengehalt durch mikromechanische Mischungsregeln ermittelt [2, 16]. Für die Einzelkomponenten wurde ein linear elastisch homogenes Materialverhalten angenommen [16]. Dabei ist der Elastizitätsmodul der GF $E_f = 57 \text{ GPa}$, die Querkontraktionszahl $\nu_f = 0,22$ und die Dichte $\rho_f = 2,55 \text{ g/cm}^3$ [9]. Das untersuchte PA6 besitzt einen Elastizitätsmodul von $E_m = 2,8 \text{ GPa}$ [11], eine Querkontraktionszahl von $\nu_m = 0,35$ [9] und eine Dichte von $\rho_m = 1,12 \text{ g/cm}^3$ [12]. Für die Dichte des Werkstoffverbundes ergibt sich daraus $\rho = 1,99 \text{ g/cm}^3$. Das Materialverhalten wird in der Vektor-Matrix-Schreibweise durch $\sigma_{ij} = C_{ijkl} \epsilon_{kl}$ beschrieben, wobei $i, j = x, y, z$ der Index, σ_{ij} der Spannungstensor und ϵ_{kl} Verzerrungstensor sind [2]. Die elastischen Kennwerte des Elastizitätstensors C_{ijkl} werden durch die fünf Ingenieurkonstanten der unidirektional (UD) verstärkten Einzelschicht bestimmt. Die Halterung besitzt eine Oberflächenbeschichtung die für die nachfolgende Berechnung vernachlässigt wird. Durch eine Materialanalyse des Grundwerkstoffes wurde ein austenitischer Cr-Ni-Stahl (Werkstoff 1.4301) identifiziert. Für dieses Material wird ein linear elastisches isotropes Materialverhalten angenommen (Tabelle 1).

Tabelle 1: Ingenieurkonstanten und Werkstoffdämpfung [9, 16, 17]

Kennwert	GF/PA6-UD, $\varphi = 60,5\%$	Stahl 1.4301*
E_{xx} in GPa	35,6	196
E_{yy} in GPa	12,6	-
ν_{yx}	0,27	0,27
ν_{yz}	0,34	-
G_{xy} in GPa	4,7	134
D_{xx} in %	1,1	0,5
D_{yy} in %	6,7	
D_{xy} in %	6,7	
ρ in g/cm^3	1,99	7,950

* Isotropes Materialverhalten

Ein Ansatz zur Modellierung der anisotropen Dämpfungseffekte in einem numerischen Modell ist mit Hilfe von Energiekonzepten möglich [3, 5, 10, 11, 22]. Dieses Vorgehen wurde erstmals von Ungar *et al.* [19] eingeführt. Der modale Verlustfaktor d wird mit Hilfe der spezifischen Dämpfungskapazität $\psi = 2\pi d = \Delta U/U$ berechnet, die sich aus der in einer Schwingperiode dissipierten Energie ΔU und der maximalen Formänderungsenergie U bestimmt. Die Formänderungsenergie des m -ten finiten Elementes ergibt sich aus [22]

$$U_{ij}^{[m]} = \frac{1}{2} \sigma_{ij}^{[m]} \epsilon_{ij}^{[m]} V^{[m]}. \quad (1)$$

Für (1) gilt keine Einsteinsche Summenkonvention. Unter Nutzung der Werkstoffdämpfung D_{ij} und der Beiträge der Formänderungsenergie (1) kann der modale Verlustfaktor d_n der n -ten Mode durch

$$d_n = \frac{\sum_{m=1}^{N_e} \sum_{l=1}^3 \sum_{j=1}^3 D_{lj} (U_{ij}^{[m]})_n}{\sum_{m=1}^{N_e} \sum_{l=1}^3 \sum_{j=1}^3 (U_{ij}^{[m]})_n}. \quad (2)$$

berechnet, wobei N_e die Anzahl der finiten Elemente ist. Die entsprechenden Größen zur Berechnung von d_n werden den berechneten Eigenformen der ungedämpften Resonanzfrequenzen entnommen.

2.4. Simulationsmodell

Die Berechnung der Eigenfrequenzen der FKV-Ultraschallnadel erfolgte durch eine FEA in Abaqus/Standard 6.13-3. Dazu wurden zunächst die Eigenfrequenzen und Eigenschwingformen bis zur maximalen experimentell bestimmten Biegeschwingform der Nadel berechnet. Als Randbedingungen der Simulation wurde die eingeschraubte Gewindelänge sowie der linke Rand der Halterung als feste Einspannung modelliert (Bild 2). Als Materialverhalten wurden für die Halterung die isotropen Eigenschaften von Stahl und für die Nadel die transversalisotropen Eigenschaften von GF/PA6-UD angenommen.

Anschließend werden die Spannungen $\sigma_{ij}^{[m]}$, die Dehnungen $\epsilon_{ij}^{[m]}$ und die Elementvolumina $V^{[m]}$ des m -ten finiten Elementes für die einzelnen Modenordnungen ermittelt und die modale Dämpfung (2) berechnet. Mit Hilfe der berechneten Dämpfung d_n wurden dann in einer anschließenden modalen Frequenzanalyse die modalen gedämpften Frequenzen ermittelt. Die Vernetzung der Geometrie erfolgte mit Hilfe von dreidimensionalen Pentaeder- (C3D6) und Hexaederelementen (C3D8R) in Abaqus. Für beide Elementtypen wurden lineare Ansatzfunktionen verwendet. Zur Identifikation einer geeigneten Elementgröße wurde eine Konvergenzstudie der ersten Biegeschwingung der Nadel durchgeführt (Bild 2). Dabei zeigte sich eine relativer Fehler von unter einem Prozent für eine Elementanzahl von

$N_{Element} \geq 2 \cdot 10^5$ Elementen. Die untersuchte Geometrie wurde zur Sicherstellung einer ausreichenden Konvergenz mit 717991 Knoten und 679456 Elementen diskretisiert.

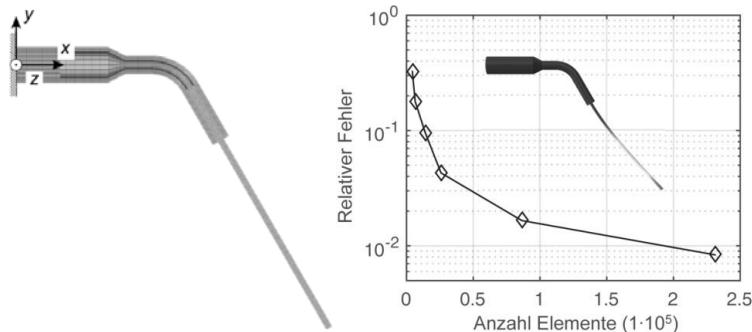


Bild 2: Berechnungsmodell der FEA: (links) Netz mit $N_{Element} = 14 \cdot 10^5$, (rechts) Untersuchung der h -Konvergenz der ersten Biegeschwingung

2.5. Experimentelle Validierung der numerischen Ergebnisse

Zur Validierung der numerischen Untersuchungen wurde eine experimentelle Modalanalyse (EMA) der Ultraschallnadel durchgeführt (Bild 3). Die Anregung erfolgte dabei mit Hilfe eines Piezocomposite-Aktors mit Gehäuse und integrierter Vorspannung (PSt 1000/10/7 VS18, Piezosystem Jena) und einem analogen Spannungsverstärker (LE 150/100 EBW, Piezosystem Jena) mit einem Spannungsbereich von $U = 0 \dots +150$ V sowie einer Bandbreite 70 kHz. Für den angegebenen Spannungsbereich ist eine maximale Auslenkung des Aktor in x -Richtung von 1 µm möglich.

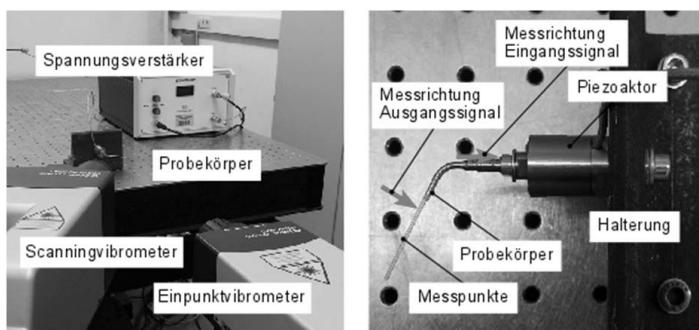


Bild 3: Versuchsaufbau zur Schwingungsanalyse

Zur Messung der Auslenkungsgeschwindigkeit der FKV-Ultraschallnadel wurde ein LSV verwendet. Dabei wurde die Anregung der Nadel mit Hilfe eines Einpunktvirometers (OFV-505 Sensor Head, Polytec) und die Antwort des Systems an 30 gleichverteilten Punkten entlang der Nadel sowie dem geraden Ende der Halterung mit Hilfe eines Scanning-Virometers (PSV-400 Scanning Head, Polytec) vermessen (Bild 3). Beide verwendeten Scanköpfe arbeiten bis zu einer maximalen Geschwindigkeit von 1 m/s mit einer maximalen Abtastfrequenz von 1,5 MHz. Zur Verringerung des sich ergebenden Scanbereiches sowie dem Strahl-durchmesser des Lasers wurde zusätzlich eine Koaxialeinheit (PSV-A-410 Close-Up Unit, Polytec) und eine Mikroscanlinse (PSV-A-CL-150) verwendet. Daraus ergibt sich ein Strahl-durchmesser von 13 µm [14].

Zur Auswertung der auftretenden Eigenfrequenzen wurde die Übertragungsfunktion bzw. Frequency Response Function (FRF) ermittelt. Die Fast Fourier Transformation wurde mit einer Bandweite von 0...50 kHz bei einer Frequenzauflösung von 61 mHz durchgeführt. Aus den gemittelten Spektren der FRF wurde die n -te Eigenfrequenz der Biegeschwingung f_n sowie der n -te modale Verlustfaktor d_n der Halbwertsbreite $d_n = (f_{n,2} - f_{n,1}) / f_{n,0}$ berechnet [6]. Hierbei sind $f_{n,1}$ und $f_{n,2}$ die Frequenzen, bei der sich die Amplitude der Eigenfrequenz f_n um 3 dB verringert hat.

3. Ergebnisse der Modalanalyse

Durch die Messung der Auslenkungsgeschwindigkeiten und der daraus bestimmten Übertragungsfunktion konnten die ersten zehn Eigenfrequenzen identifiziert werden (Bild 4, Tabelle 2). Die entstehenden Eigenschwingformen stellten dabei Schwingungen der Gesamtstruktur dar als auch Biegeschwingungen, die vorrangig auf eine Auslenkung der FKV-Nadel zurückzuführen waren. Durch die Art der Anregung sowie des Messaufbaus könnten an dieser Stelle nur Biegeschwingungen analysiert werden, da bei diesen Schwingformen Auslenkungen quer zur Stabachse auftraten.

Im Weiteren wurden ausschließlich die Eigenfrequenzen und -formen der FKV-Nadel betrachtet. Bei diesen Formen wiesen die ersten zehn Messpunkte auf der Halterung nur sehr geringe Geschwindigkeitsamplitude auf (Tabelle 2, Moden $n = 1, 3, 6, 9$). Analog zeigten die Ergebnisse der numerischen Berechnung, dass diese Eigenschwingformen einzig zu einer Auslenkung der FKV-Nadel führten und stimmten damit mit den Ergebnissen der experimentellen Untersuchung überein. Zwischen den numerisch berechneten und den experimentell ermittelten Eigenfrequenzen der Biegeschwingungen zeigten sich Abweichungen von bis zu 30 % (Tabelle 3). Dabei war ersichtlich, dass die Frequenzen der numerischen Analyse stets größer als die experimentellen Ergebnisse waren.

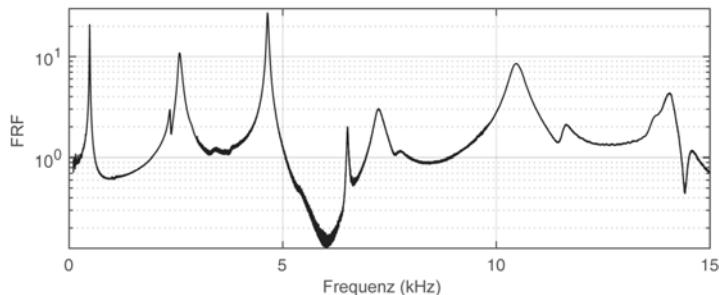


Bild 4: Gemitteltes Spektrum der Übertragungsfunktion der FKV-Nadel

Tabelle 2: Experimentell ermittelte Eigenfrequenzen

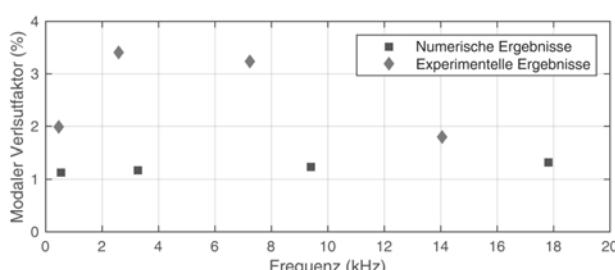
Moden- ordnung	Eigenform	Frequenz f_n (Hz)	Modaler Verlustfaktor d_n (%)
1		480	2
2		2.357	1,9
3		2.586	3,4
4		4.646	0,9
5		6.519	0,6
6		7.248	3,2
7		10.471	3,3
8		11.657	3,4
9		14.043	1,8
10		14.585	2,5

Für die Frequenzen ergaben sich im untersuchten Frequenzbereich unterschiedliche modale Verlustfaktoren. Die numerischen Verlustfaktoren waren nahezu konstant über den untersuchten Frequenzbereich. Der Vergleich der experimentell ermittelten und numerisch berechneten modalen Verlustfaktoren zeigte, dass im Experiment größere Verlustfaktoren auf-

traten (Bild 5). Die experimentell ermittelten modalen Verlustfaktoren unterscheiden sich für die verschiedenen ermittelten Eigenfrequenzen.

Tabelle 3: Vergleich zwischen den experimentell ermittelten und numerisch berechneten Eigenfrequenzen

Moden-ordnung	Eigenform	Experimentell (Hz)	Numerisch (Hz)	Rel. Abweichung (%)
1		480	535	11,6
3		2.586	3.286	27,1
6		7.248	9.401	29,7
9		14.043	17.832	27



Frequenz (kHz)	Numerische Ergebnisse (%)	Experimentelle Ergebnisse (%)
1,5	1,1	2,0
3,5	1,2	3,5
9,0	1,2	3,4
14,0	1,8	1,8

Bild 5: Vergleich zwischen dem experimentell ermittelten und numerisch berechneten modalen Verlustfaktor der Biegeschwingformen der FKV-Nadel

4. Diskussion

Eine experimentelle und numerische Modalanalyse wurden durchgeführt und miteinander verglichen. Zur Anregung einer an einem gebogenen Halter befindlichen FKV-Nadel wurde ein piezoelektrischer Aktor verwendet und die dynamische Antwort des Systems mit Hilfe eines Laser-Scanning-Vibrometers gemessen. Die Systemantwort wurde an 30 gleichmäßig verteilten Punkten entlang der Mittelachse der Nadel und einem Teil der Halterung ermittelt. Die auftretenden Biegeschwingformen der Nadel konnten in guter Übereinstimmung nach-

gebildet werden (Tabelle 2, Tabelle 3). Für die ersten vier Eigenfrequenzen hat sich eine maximale relative Abweichung von 30 % ergeben (Tabelle 3). Die numerischen Ergebnisse zeigen konsequent höhere Eigenfrequenzen. Aufgrund der fehlenden experimentellen Materialcharakterisierung der verwendeten Werkstoffe, der Annahme einer homogenen Materialverteilung und der Nichtbeachtung von im Herstellungsprozess entstandenen Fehlstellen ergeben sich abweichende Eigenschaften der untersuchten Nadelkonfiguration und des numerischen Modells. Jedoch kann durch eine schrittweise Anpassung des Finite-Element-Modells sowie der Verwendung experimentell ermittelter Werkstoffkennwerte eine bessere Übereinstimmung zwischen der numerischen und experimentellen Lösung erreicht werden. Ein Vergleich der berechneten und experimentell ermittelten modalen Verlustfaktoren ist in Bild 5 dargestellt. Die numerischen Ergebnisse berücksichtigen allein die intrinsische Materialdämpfung. Der gemessene Dämpfungsgrad beinhaltet zusätzliche Dämpfungseffekte im Verbindungsbereich zwischen Nadel und Halterung sowie Reibungsverlusten infolge der umgebenden Luft. Da der Einfluss der Luftreibung auf die Gesamtdämpfung für gering ausgedehnte Strukturen [20] sowie für kleine Auslenkungsamplituden gering ist [1, 8, 18] lassen sich die Abweichungen in erster Linie auf die Dämpfung im Verbindungsbereich zwischen FKV-Nadel und Halterung zurückzuführen.

5. Zusammenfassung

In dieser Studie wurde die Charakterisierung des Schwingungsverhaltens von FKV-Ultraschallnadeln unter Verwendung der Halterung einer konventionellen Ultraschallnadel beschrieben. Die Untersuchung einer repräsentativen Nadelkonfiguration wurde für einen Frequenzbereich bis 15 kHz demonstriert. Weiterhin wurden Möglichkeiten zur Bestimmung der mechanischen Kennwerte zur Vorauslegung vorgestellt, die bereits zu einem besonders frühen Zeitpunkt eine Abschätzung der auftretenden Eigenschwingformen und -frequenzen ermöglicht. Durch einen Pultrusionsprozesses ist die Herstellung einer gleichmäßigen Faserverteilung mit einem Faservolumengehalt von 60 % möglich. Ein numerisches Modell zur Bestimmung des Vibrationsverhaltens und der zusätzlichen Ermittlung der modalen Verlustfaktoren nach [5, 20] wurde angepasst. Die Vorhersage der Schwingformen zeigt eine gute Übereinstimmung mit den Ergebnissen der experimentellen Modalanalyse. Bei den experimentell und numerisch ermittelten Eigenfrequenzen ergeben sich Unterschiede bis 30 %, die insbesondere auf die durch mikromechanische Ansätze bestimmten Materialkennwerte zurückzuführen sind.

In zukünftigen Untersuchungen kann die untersuchte Nadelkonfiguration sowie das experimentell ermittelte Schwingungsverhalten als Referenzkonfiguration für weitere numerische

Analysen verwendet. Für eine realitätsnahe Vorhersage der auftretenden Eigenfrequenzen ist die genaue Ermittlung der geometrischen Dimensionen der Ultraschallnadel sowie die Kenntnis der elastischen Werkstoffkennwerte und Materialverteilung von Bedeutung. Für eine verbesserte Abschätzung der modalen Verlustfaktoren ist für zukünftige Studien die Berücksichtigung der Reibungsverluste zwischen Halterung und Nadel sowie in der Nadelhalterung zu berücksichtigen. Eine Verbesserung der numerischen Berechnung und Modellierung weiterer Dämpfungseffekte ermöglicht eine Verbesserung der Vorhersagen der auftretenden Resonanzen und modalen Verlustfaktoren von FKV-Ultraschallnadeln. Dadurch können in Zukunft Nadeln aus faserverstärkten Kunststoffen für einen resonanten Betrieb gezielt ausgelegt werden.

Danksagung

Die Ergebnisse der Untersuchung entstanden innerhalb eines gemeinsamen Projektes zwischen dem Institut für Leichtbau und Kunststofftechnik (ILK) der Technischen Universität Dresden und der Poliklinik für Zahnerhaltung mit Bereich Kinderzahnheilkunde (ZMK) des Universitätsklinikums Carl Gustav Carus gefördert durch die Deutsche Forschungsgemeinschaft (DA 1701/1-1, WE 5838/1-1). Wir danken Frau Dr. med. dent. Marie-Theres Weber für die fachliche Unterstützung im Bereich Zahnmedizin.

- [1] Adams, R.; Bacon, D.: The dynamic properties of unidirectional fibre reinforced composites in flexure and torsion. *J Compos Mater* (1973) vol. 7, pp. 53-67.
- [2] Altenbach, H.; Altenbach, J.; Rikards, R.: Einführung in die Mechanik der Laminat- und Sandwichtragwerke. 1. Aufl. Stuttgart: Deutscher Verlag für Grundstoffindustrie, 1996
- [3] Berthelot, J.M.; Assrarar, M.; Sefrani, Y.; El Mahi, A.: Damping analysis of composite materials and structures. *Compos Struct* (2008) vol. 85, pp. 189-204.
- [4] Dannemann, M.; Kucher, M.; Gottwald, R.; Modler, N.; Weber, M.-T.: Numerical modeling of ultrasonic excited instrument tips made of fibre-reinforced polymers for irrigation in the root canal. The 23nd International Congress on Sound and Vibration ICSV 23, Athens, Greece, July 10-14 2016.
- [5] Dannemann, M.; Täger, O.; Modler, N.: Combined semi-analytical and numerical vibro-acoustic design approach for anisotropic fibre-reinforced composite structures. *J Sound Vib* (2017) vol. 404, pp. 1-14.
- [6] Dresig, H.; Holzweißig, F.: Maschinendynamik. 10. Aufl., Berlin: Springer Verlag, 2011.
- [7] Ermerling, M.: VDW Ultraschallspitzen. <http://www.hanchadent-shop.de/index.php/cat/c470000311> (abgerufen am 14.07.2017).

- [8] Gibson, R.F.; Yau, A.; Riegner, D.A.: Vibration characteristics of automotive composite materials. Proceedings of ASTM symposium on short fiber reinforced composite materials (1982) vol. 772, pp. 133-150.
- [9] Granta Design Limited: CES EduPack 2016, Cambridge, United Kingdom.
- [10] Hwang, S.J.; Gibson, R.F.: The use of strain energy based finite element techniques in the analysis of various aspects of damping in composite materials and structures. J Compos Mater (1992) vol. 26, pp. 2585-605.
- [11] Johnson, C.D.; Kienholz, D.A.: Finite element prediction of damping in structures with constrained viscoelastic layers. AIAA J (1982) vol. 20, pp. 1284-90.
- [12] Meier, A.; Tegge, A.: Datenblatt Polyamid 6. <http://www.solvay.com> (abgerufen am 02.09.2013).
- [13] Modler, N.; Hufenbach, W.; Gäbler, S.; Gottwald, R.; Schubert, F.; Dannemann, M.: Endodontic instruments made of fibre-reinforced polymer composites – Preliminary FEM and experimental investigations. Composites Theory and Practice (2015) vol. 5, pp. 95-100.
- [14] Polytec: Polytec Scanning Vibrometer – PSV-400. Hardware Handbuch.
- [15] Saravanos, D.A.; Chamis, C.C.: Computational simulation of damping in composite structures. J Rein Plast Compos (1991) vol. 10, pp. 256-78.
- [16] Schürmann, H.: Konstruieren mit Faser-Kunststoff-Verbunden, 1. Aufl. Berlin Heidelberg: Springer Verlag, 2007.
- [17] Täger, O.; Dannemann, M.; Hufenbach, W.: Analytical study of the structural-dynamics and sound radiation of anisotropic multilayered fibre-reinforced composites. J Sound Vib (2015) vol. 342, pp. 57-74.
- [18] Treviso, A.; Van Genechten, B.; Mundo, D.; Tournour, M.: Damping in composite materials: properties and models. Compos Part B-Eng (2015) vol. 78, pp. 144-152.
- [19] Ungar, E.E.; Kerwin, M.: Loss factors of viscoelastic systems in terms of energy concepts. J Acoust Soc Am (1962) vol. 34, pp. 954-957.
- [20] Wesolowski, M.; Barkanov, E.: Air damping influence on dynamic parameters of laminated composite plates. Measurement (2016) vol. 85, pp. 239-248.
- [21] Wollmann, T.; Modler, N.; Dannemann, M.; Langkamp, A.; Nitschke, S.; Filippatos, A.: Design and testing of composite compressor blades with focus on the vibration behaviour. Composites: Part A (2017) vol. 92, pp. 183-189.
- [22] Zhang, S.H.; Chen, H.L.: A study on the damping characteristics of laminated composites with integral viscoelastic layers. Compos Struct (2006) vol. 74, pp. 63-69.

Nutzfahrzeug-Getriebegehäuse mit reduzierter Schallabstrahlung und Masse durch den Einsatz von Faser-Kunststoff-Verbunden

Dipl.-Ing. **Karsten Tittmann**, Dr.-Ing. **Martin Dannemann**, Prof. Dr.-Ing. habil. **Maik Gude**, Institut für Leichtbau und Kunststofftechnik, Technische Universität Dresden

Kurzfassung

Die Masse sowie die Schallabstrahlung zukünftiger Nutzfahrzeug-Getriebegehäuse müssen aufgrund steigender Anforderungen an die Schadstoff- und Geräuschemissionen reduziert werden. Faser-Kunststoff-Verbunde (FKV) bieten aufgrund ihrer hohen Werkstoffdämpfung und hohen spezifischen Steifigkeit ein großes Potential, diesen Anforderungen gerecht zu werden. Zur Evaluierung dieses Potentials wurde eine Methodik entwickelt, die auf numerischen Parameterstudien und vergleichenden Analysen basiert. Das dazu entwickelte parametrische Simulationsmodell zur Abbildung des komplexen Schallabstrahlverhalten von FKV wurde im Experiment an elementaren FKV-Strukturen validiert und bewertet die vibroakustische Leistungsfähigkeit auf Grundlage der äquivalenten abgestrahlten Schallleistung (ERP). In Rahmen der Parameterstudien wurden unter Beachtung des vielfältigen Anforderungsprofils unterschiedliche FKV-Materialien und Laminatparameter untersucht. Mit den Ergebnissen konnte gezeigt werden, dass die geforderte Absenkung der Schallleistung bei gleichzeitiger Massereduktion erreicht wird.

Abstract

The mass as well as the sound emission of gearbox housings of future commercial vehicles must be reduced due to increasing demands on pollutant and noise emissions. Due to their high material damping and high specific stiffness, fibre-reinforced polymers (FRP) offer a great potential to meet these requirements. In order to evaluate this potential a methodology was developed based on numerical parameter studies and comparative analyses. The developed parametric simulation model to reproduce the complex sound radiation characteristics of FRP was validated in experiments on elementary FRP structures. Evaluation of the vibro-acoustic performance is based on the equivalent radiated sound power (ERP). Within the parameter studies different FRP and laminate parameters were investigated, taking into account the diverse requirements profile. The results show that the required reduction of sound power can be achieved while reducing the structural mass.

1. Einleitung

Steigende Anforderungen an die Schadstoffemissionen sowie gesetzliche Vorschriften für Geräuschemissionen stellen große Herausforderungen für die Entwicklung zukünftiger Nutzfahrzeuge dar. Das Getriebegehäuse stellt hier eine Teilkomponente mit hoher akustischer Relevanz und erheblichem Leichtbaupotential dar. Die beiden Teilziele Massereduktion und Reduktion der Schallabstrahlung stehen dabei jedoch in einem Zielkonflikt, da ein verringertes Flächengewicht aufgrund der geringeren Massenträgheiten in der Regel zu höheren Schwingungsamplituden und somit zu einer erhöhten Geräuschemission führt. Faser-Kunststoff-Verbunde (FKV) bieten aufgrund ihrer hohen Werkstoffdämpfung und hohen spezifischen Steifigkeit ein großes Potential, diesen Anforderungen gerecht zu werden.

Gegenwärtig werden in Nutzfahrzeug-Getriebegehäusen ausschließlich metallische Werkstoffe, wie etwa Aluminium oder Magnesium, verwendet, vgl. Bild 1 (links). Dabei werden die hohen Bauteilmassen durch zusätzliche Sekundärmaßnahmen zur Schallminderung nochmals erhöht. Aufgrund der niedrigen Werkstoffdämpfung von Metallen müssen zusätzliche dämpfende Beläge, Schalldämmmatte oder verstifende Rippen [1] eingesetzt werden.



Bild 1: Metallisches Nutzfahrzeug-Getriebe [2] (links), Honda Formel1 FKV-Getriebe [3] (Mitte), Helikopter-Umlenkgetriebe aus FKV [4] (rechts)

FKV werden bislang nur in Getrieben für Spezialanwendungen im Rennsport und in der Luftfahrt angewendet, siehe Bild 1 (Mitte und rechts). Der Einsatz von FKV ist dabei vom Ultra-leichtbau getrieben, während das vibroakustische Potential weitestgehend ungenutzt bleibt, da die Schallemissionen der Getriebe in diesen Anwendungen von sekundärer Bedeutung sind. DANNEMANN et al. [5] konnten jedoch in Studien an Teilkomponenten von Helikoptergetrieben zeigen, dass durch den Einsatz von FKV in den Getriebedeckeln eine deutliche Schallreduktion möglich ist.

Zielstellung der Arbeiten ist es daher, am Beispiel eines Nutzfahrzeug-Getriebegehäuses zu untersuchen, ob durch die Substitution derzeitig eingesetzter metallischer Werkstoffe durch FKV eine geringere Schallemission bei gleichzeitiger Gewichtseinsparung und Erhalt der Struktursteifigkeit realisierbar ist. Dazu soll ein parametrisches Simulationsmodell erstellt

werden, welches die kombinierte effiziente Untersuchung des statischen und des komplexen vibroakustischen Verhaltens von FKV-Strukturen zulässt.

2. Vibroakustische Eigenschaften von FKV

Die vibroakustische Analyse von FKV-Strukturen stellt ein relativ junges Forschungsfeld dar. Grundlegende Arbeiten zur Untersuchung der vibroakustischen Eigenschaften von FKV sowie deren Berechnung wurden u.a. durch DANNEMANN, TÄGER, MODLER und HUFENBACH (vgl. etwa [6], [7]) geleistet.

Im Gegensatz zu den isotropen Eigenschaften von Metallen, sind die statischen und vibroakustischen Eigenschaften von FKV stark anisotrop. Ausgangspunkt zur Beschreibung des vibroakustischen Verhaltens von mehrlagigen FKV ist die Charakterisierung der unidirektionale Einzelschicht entsprechend dem lokalen Koordinatensystem (1, 2, 3). Bild 2 zeigt die richtungsabhängigen Kenngrößen dynamischer Elastizitätsmodul E und Werkstoffdämpfung d von typischen FKV. Diese wurden mit Hilfe des am ILK entwickelten Biegeresonanzprüfstandes (vgl. etwa [8]) zur automatisierten Bestimmung frequenz- und richtungsabhängiger dynamischer Steifigkeits- und Dämpfungskennwerte ermittelt.

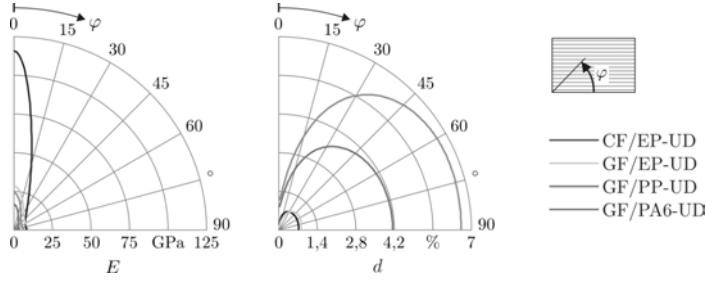


Bild 2: Vibroakustische Eigenschaften der Einzelschicht verschiedener FKV [9]

Die Polardiagramme zeigen, dass sowohl der dynamische Elastizitätsmodul E als auch die Werkstoffdämpfung d ein ausgeprägtes orthotropes Verhalten aufweisen. Bedingt durch die unidirektionale Faserverstärkung treten bei allen untersuchten FKV parallel zur Faserrichtung die höchsten dynamischen Steifigkeiten auf, während sich quer zur Faserrichtung die größten Dämpfungen ergeben. Dabei sind die Materialdämpfungen um zwei bis drei Größenordnungen höher als die von Aluminium ($d_{Al} = 0,01$, vgl. [10]). Hinsichtlich der Materialkombination der verschiedenen FKV lässt zusammenfassen, dass Glasfaser-verstärkungen im Vergleich zu Kohlenstofffaserverstärkungen und thermoplastische im Vergleich zu duroplasti-

schen Matrices im Verbund zu höheren Dämpfungen führen. Die dynamischen Steifigkeiten zeigen ein zur Dämpfung gegenläufiges Verhalten.

Bei der numerischen Berechnung des vibroakustischen Verhaltens von FKV-Strukturen müssen die beschriebenen anisotropen Eigenschaften berücksichtigt werden.

Das Schallabstrahlungsverhalten wird dabei maßgeblich durch die Eigenfrequenzen und die entsprechenden Eigenformen bestimmt, deren Ausbildung bei FKV-Strukturen insbesondere durch das anisotrope Steifigkeitsverhalten beeinflusst wird. Das HOOESCHE Gesetz für die orthotrope unidirektionale Einzelschicht lässt sich in der Form

$$\vec{\sigma} = \mathbf{C} \cdot \vec{\varepsilon} = \begin{pmatrix} C_{11} & C_{12} & C_{13} & 0 & 0 & 0 \\ C_{12} & C_{22} & C_{23} & 0 & 0 & 0 \\ C_{13} & C_{23} & C_{33} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & C_{44} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & C_{55} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & C_{66} \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} \varepsilon_1 \\ \varepsilon_2 \\ \varepsilon_3 \\ \gamma_{23} \\ \gamma_{13} \\ \gamma_{12} \end{pmatrix} \quad (1)$$

beschreiben, wobei $\vec{\sigma}$ der Spannungsvektor, $\vec{\varepsilon}$ der Verzerrungsvektor und \mathbf{C} die Steifigkeitsmatrix mit den Komponenten C_{ij} ist. Ausgehend von der Beschreibung der Einzelschicht ist es daher ein Strukturgesetz für mehrschichtige Laminate notwendig, um das gegebene Eigenwertproblem zu lösen. Dazu werden verschiedene Laminattheorien verwendet, welche ausführlich in der Literatur (siehe etwa [11]) beschrieben werden. Hinsichtlich der Abbildung des Schubverhaltens gibt es drei häufig genutzte Theorien – klassische Laminattheorie (CLT), Schubdeformationstheorie 1. Ordnung (FSDT), Schubdeformationstheorie höherer Ordnung (HSDT). Untersuchungen am ILK [7] haben gezeigt, dass die Nutzung der CLT bei der vibroakustischen Analyse von FKV-Strukturen im Vergleich zu Experimenten zu erhöhten Eigenfrequenzen führt, da die transversale Schubdeformation vernachlässigt wird. Dies gilt insbesondere für Schichtverbunde mit zusätzlichen hochdämpfenden Zwischenschichten. Daher sollte die FSDT oder HSDT eingesetzt werden.

Weiterhin müssen bei der vibroakustischen Berechnung von FKV die faserverbundspezifischen Dämpfungen berücksichtigt werden, welche insbesondere die Schallabstrahlung im Bereich der Eigenfrequenzen beeinflussen (modale Dämpfung). Zur Modellierung der Dämpfung in numerischen Simulationen bietet sich z.B. das Rayleigh-Dämpfungsmodell an. Zur zusätzlichen Berücksichtigung der Anisotropie wurden am ILK werkstoffgerechte Ansätze aufbauend auf dem Konzept der komplexen Moduln [12] und dem Energieansatz (vgl. [6] und [13]) untersucht und entwickelt.

3. Methodik

Zur Evaluierung der statischen und vibroakustischen Leistungsfähigkeit wurde in Rahmen der Arbeiten eine Methodik entwickelt, die auf numerischen Parameterstudien und vergleichenden Analysen basiert, siehe Bild 3.

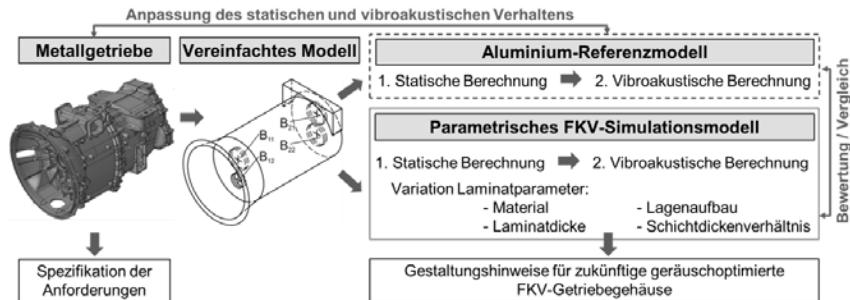


Bild 3: Methodik basierend auf numerischen Parameterstudien und vergleichenden Analysen

Nutzfahrzeug-Getriebegehäuse stellen komplexe technische Gebilde dar, die zahlreiche Funktionen übernehmen. Das klassische Design von Metallgetriebegehäusen ist nicht faserverbundgerecht gestaltet und bislang wenig an die steigenden Anforderungen an die Schallemission angepasst. Da die komplexe Geometrie mit allen Nebenfunktionen zudem zu einem hohen numerischen Aufwand führen würde, wurde die Geometrie für die Untersuchungen vereinfacht, sodass die wesentlichen Funktionen abgebildet werden und ein werkstoffgerechter Einsatz von FKV ermöglicht wird.

Ausgehend von dieser Geometrie wurde in Abaqus ein Simulationsmodell erstellt und zunächst zur Definition eines Aluminium-Referenzmodells genutzt. Um die Vergleichbarkeit mit dem realen Getriebegehäuse der Firma Scania CV AB zu gewährleisten, wurden das statische (Verformung) sowie das vibroakustische Verhalten (Eigenfrequenzen und -formen) des Referenzmodells anhand vorhandener experimenteller Ergebnisse und Simulationen angepasst.

Im nächsten Schritt wurde das parametrische FKV-Simulationsmodell entwickelt und zur Untersuchung verschiedener Laminatparameter auf das statische und vibroakustische Verhalten genutzt. Dabei wurden zunächst verschiedene FKV (CF/EP, CF/PA6, GF/EP und Sandwich) verglichen und anschließend einzelne Laminatparameter, wie Schichtdicke und -orientierung, variiert. Vorteil dieses Vorgehens ist die Möglichkeit zum direkten Vergleich der Ergebnisse von Referenzmodell und FKV-Modell, welcher eine zuverlässige Aus-

sage zu Entwicklungstendenzen zulässt und den experimentellen Aufwand zur Verifikation vibroakustischer Größen stark reduziert.

Wichtiger Bestandteil bei der Bewertung des Potentials von FKV für Getriebegehäuse ist dabei die holistische Einbeziehung aller Anforderungen. Ausgangspunkt dafür war die Ableitung des vielfältigen Anforderungsprofils anhand eines metallischen Getriebegehäuses der Firma Scania CV AB. Darin enthalten sind u.a. unterschiedliche statische und dynamische Lastfälle sowie Steifigkeitsanforderungen und thermodynamische Anforderungen.

4. Modellbildung und -validation

Für die Untersuchungen wurde ein Finite-Element(FE)-Modell in Abaqus erstellt, welches das komplexe Schallabstrahlverhalten von anisotropen Mehrschichtverbunden abbilden kann. Das Modell nutzt zur materialgerechten Beschreibung des FKV Elemente auf Basis der FSDT-Theorie (siehe Bild 4). Somit können effiziente Parametervariationen einzelner Laminatparameter durchgeführt werden.

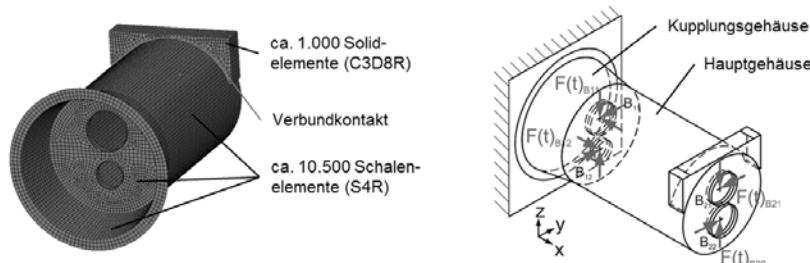


Bild 4: Parametrisches FE-Modell (links) und applizierte Randbedingung exemplarisch für die harmonische Anregung (rechts)

Die Berechnung des statischen und vibroakustischen Verhaltens erfolgt in drei Schritten. Zunächst werden linearelastische Spannungs- und Verformungsanalysen der acht verschiedenen statischen Lastfälle unter Nutzung der anisotropen Steifigkeiten (vgl. Bild 2) durchgeführt. Mittels der Implementierung der FKV-Versagenskriterien nach TSAI-WU [11] und CUNTZE [14], erfolgt dabei die Bewertung statischen Versagens des FKV-Gehäuses. Anschließend erfolgt die numerische Modalanalyse, deren Ergebnisse (modale Basis) im letzten Berechnungsschritt zur Berechnung der harmonischen Strukturantwort mittels einer Harmonic Response Analysis (HRA) genutzt werden. Dabei wird der Frequenzbereich $f = 0 - 2000 \text{ Hz}$ betrachtet, der die dominierenden Getriebegeräusche, Getriebeheulen (bis ca. 1000 Hz) und Getrieberasseln (bis ca. 2000 Hz), umfasst.

Anders als bei anderen durchgeföhrten Untersuchungen, vgl. bspw. [15] und [16], dominieren gegenüber der Materialdämpfung in diesem praxisnahen Beispiel eines Getriebegehäuses viele weitere Dämpfungsquellen, die etwa durch Verschraubungen, Getriebeöl, Lager und Wellen verursacht werden, das Dämpfungsverhalten der Struktur und müssen daher im FE-Modell berücksichtigt werden. Weiterhin kommen im entwickelten Getriebegehäuse aufgrund der komplexen Beanspruchungen nahezu quasi-isotrope Laminate zum Einsatz, bei denen der Einfluss der anisotropen Materialdämpfung klein ist. Im Simulationsmodell werden daher die Dämpfungen durch den Einfluss von Öl, Verschraubungen, etc. durch eine konstante modale Dämpfung und der Einfluss der Materialdämpfung durch ein isotropes Dämpfungsmodell nach RAYLEIGH modelliert. Erstes wurde auf Basis vorhandener Messwerte bei Scania CV AB ermittelt, während für die Materialdämpfungen die Messungen von DAN-NEMANN [9], vgl. Bild 2, genutzt wurden.

Die experimentelle Modalanalyse zweier elementarer FKV-Strukturen bestätigte die Anwendbarkeit des erarbeiteten Simulationsmodells für die untersuchten, nahezu quasi-isotropen Laminate (Bild 5). Nicht nur für die Eigenfrequenzen, sondern auch für die modalen Amplituden ergaben sich gute Übereinstimmung zwischen Experiment und Simulation. Auf eine Implementierung höherer Ansätze zur Berücksichtigung der anisotropen Materialdämpfung kann daher in diesem Beispiel verzichtet werden.

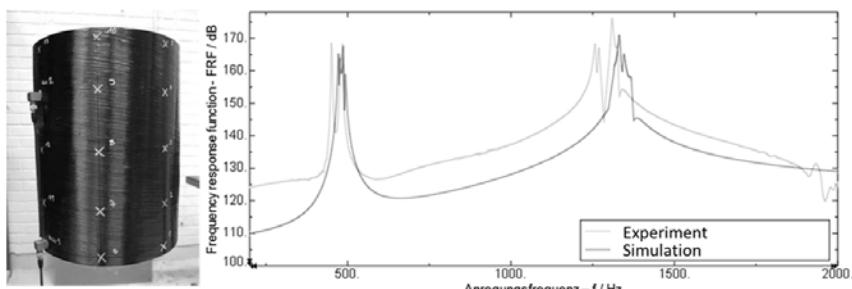


Bild 5: Validierung anhand eines CF/EP-Zylinders mittels experimenteller Modalanalyse

Die Bewertung des vibroakustischen Leistungspotentials erfolgt im Modell auf Grundlage der abgestrahlten Schallleistung. Um eine zeitsparende Evaluierung zu ermöglichen, wurde ein Python-Skript entwickelt, das die Berechnung der äquivalenten abgestrahlten Schallleistung (ERP) in die Abaqus-Umgebung integriert, siehe Bild 6.

Variablen	N_{sets}	{Anzahl der Node Sets mit schallabstrahlenden Flächen}
	$N_{nodes, set j}$	{Anzahl der Knoten in Nodeset j}
	$A_{\epsilon, set j}$	{Elementfläche der Elemente in Node Set j}
Auslesen	Knotennummern i von Nodeset j	
Auslesen	polar-transformierte effektive Oberflächenschnelle \tilde{v} für alle Knoten i in Nodeset j	für alle f
Transformation	von \tilde{v} für Knoten i auf konischen Flächen	
Berechnung	ERP für Nodeset j für alle f mit A_ϵ entsprechend	
	$ERP_j(f) = \rho_A \cdot c_A \cdot A_{\epsilon, set j} \cdot \sum_{l=1}^{N_{nodes, set j}} \tilde{v}_{n,i}(f) ^2$	
$j = j + 1$		
Für $j < N_{sets}$		
Summierung	der ERP für alle Node Sets j im Kupplungsgehäuse ($ERP_{KG}(f)$) und im Hauptgehäuse ($ERP_{HG}(f)$)	
Summierung	$ERP_{KG}(f) + ERP_{HG}(f) = ERP_{tot}(f)$	
Berechnung	$L(f)_{ERP_{KG}}$, $L(f)_{ERP_{HG}}$ und $L(f)_{ERP_{gesamt}}$ nach DIN EN ISO 1683	
Plotten	von $L(f)_{ERP_{KG}}$, $L(f)_{ERP_{HG}}$ und $L(f)_{ERP_{gesamt}}$	
Berechnung	von $ERP_{gesamt, über f} = \int_0^{2000 \text{ Hz}} ERP_{gesamt}(f) df$ und $L_{ERP_{gesamt, über f}}$	

Bild 6: Struktogramm des Python-Skripts zur numerischen Berechnung der ERP

5. Ergebnisse

Die Ergebnisse der Parameterstudien erlauben zahlreiche wertvolle Rückschlüsse für die Konstruktion zukünftiger FKV-Getriebegehäuse mit angepasster, niedriger Schallabstrahlung. Die Auswertung der abgestrahlten Schallleistung für einzelne Getriebebereiche hat gezeigt, dass das vibroakustische Potential von FKV am wirkungsvollsten im zylindrischen Hauptgehäuse ausgenutzt werden kann. Andere Bereiche, wie das Kupplungsgehäuse und die Stirnwände hingegen können vorzugsweise weiterhin in Metall ausgeführt werden, da sie aufgrund der geringen Verschiebungsamplituden und Oberflächenschnellen nur geringfügig zur Gesamtschallemission beitragen.

Zudem wurde in den kombinierten statischen und vibroakustischen Untersuchungen gezeigt, dass die Auslegung des Getriebegehäuses unter den gegebenen Anforderungen steifigkeitsdominiert ist. Aufgrund der geringen zulässigen Verformungen, müssen relativ große Laminatdicken eingesetzt werden, welche zu versagensunkritischen Schichtspannungen führen. Die Gesamtheit aus Steifigkeitsanforderungen, thermischen Anforderungen sowie dem übergeordneten Ziel der Massereduzierung führt dazu, dass unter den betrachteten FKV-Materialien lediglich CF/EP als kompaktes Laminat den Anforderungen gerecht wird, welches sogleich die geringsten Materialdämpfungen aufweist. Eine Auflösung der Struktur

als Sandwichaufbau mit dämpfendem Kernmaterial wäre aus Steifigkeits- und Dämpfungsgründen günstig, würde allerdings zu einem signifikanten Anstieg der Öltemperatur führen. Die Variation verschiedener Laminatparameter – Gesamtdicke, Lagenaufbau und Schichtdickenverhältnis unterschiedlich orientierter Lagen sowie der Faserorientierung – ergab, dass das statische und in besonderem Maße das vibroakustische Verhalten über weite Bereiche einstellbar ist. Insbesondere für Frequenzen unterhalb von 1000 Hz konnten signifikante Verringerungen der Schalleistung durch kleine Änderungen des Lagenaufbaus, wie bspw. der Lagerenienfolge, erreicht werden. Bild 7 verdeutlicht den Einfluss der Lagerenienfolge für ein 7 mm dickes CF/EP-Laminat. Durch die Anordnung der umlaufenden 90°-Faserorientierungen in die äußere Schicht, lässt sich die abgestrahlte Schalleistung für die gezeigte Eigenform, die insbesondere bei der Autobahnfahrt angeregt wird, um 7,7 dB reduzieren.

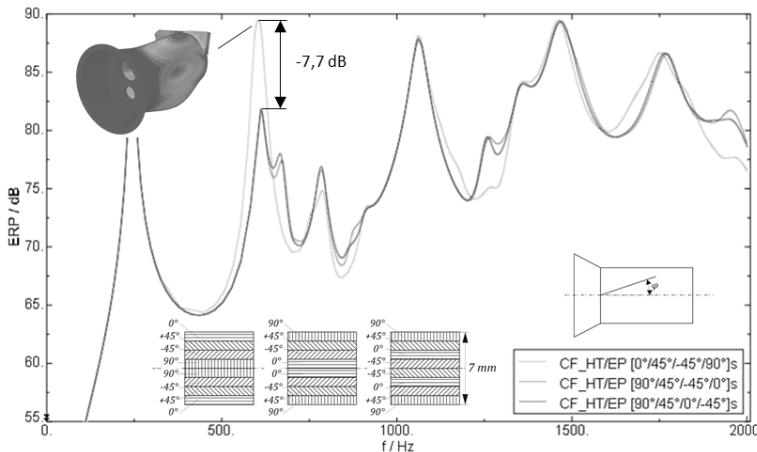


Bild 7: Einfluss der Lagerenienfolge auf die äquivalente abgestrahlte Schalleistung

Ausgehend von den Ergebnissen der Parameterstudien wurde systematisch ein angepasstes Laminat abgeleitet, welches das Potential des Einsatzes von FKV in Getriebegehäuse verdeutlicht. Der angepasste Laminataufbau sowie die äquivalente abgestrahlte Schalleistung im untersuchten Frequenzbereich sind in Bild 8 im Vergleich zum Aluminium-Referenzmodell gezeigt.

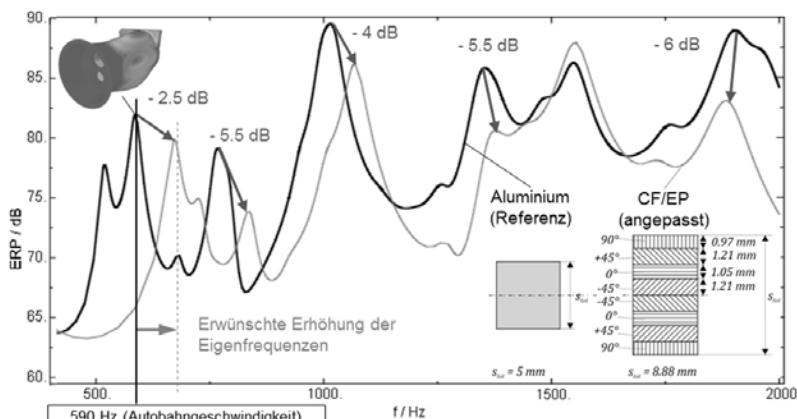


Bild 8: Abgestrahlte Schallleistung als Funktion der Anregungsfrequenz für das angepasste Laminat im Vergleich zum Aluminium-Referenzmodell

Das angestrebte Entwicklungsziel einer Reduktion der über den gesamten Frequenzbereich summierten Schallabstrahlung $ERP_{gesamt,\overline{u}ber f}$ um 3 dB konnte erreicht werden. Dabei wurde gleichzeitig die Gehäusemasse um 5 % verringert und die Struktursteifigkeit zusätzlich um 20 % gesteigert. Darüber hinaus können durch den angepassten Einsatz von FKV die Eigenfrequenzen erhöht und die modalen Schallleistungen signifikant reduziert werden. Beides trägt zu einem verbesserten Geräuschverhalten im gesamten Drehzahlbereich des Getriebes bei.

6. Zusammenfassung und Ausblick

In Rahmen der kombinierten statischen und vibroakustischen Untersuchungen konnte unter Einbeziehung umfassender technischer Anforderungen nachgewiesen werden, dass durch die gezielte Nutzung des vibroakustischen Potentials von FKV in Nutzfahrzeug-Getriebegehäusen signifikante Leistungssteigerungen in Bezug auf Schallabstrahlung und Gewicht erreicht werden können. Dadurch kann in Zukunft ein Beitrag zur Ressourceneffizienz und zum Lärmschutz geleistet werden, insbesondere wenn sekundäre Schallschutzmaßnahmen und somit zusätzliche Massen entfallen.

In den Arbeiten wurde eine leistungsfähige Methodik entwickelt, ein parametrisches FE-Modell validiert und wertvolle Erkenntnisse aus den Parameterstudien gewonnen. Dies kann als Grundlage für die weitere Entwicklung von geräuschoptimierten Getriebegehäusen als auch für die Bearbeitung vergleichbarer Problemstellungen genutzt werden.

Gestützt auf den Untersuchungsergebnissen wurde zudem ein Konstruktionsentwurf abgeleitet, welcher die technische Realisierbarkeit zukünftiger FKV-Getriebegehäuse aufzeigt, siehe Bild 9. Das Multi-Material-Design besteht aus einem FKV-Hauptstrukturbau teil in Kombination mit metallischen Gehäuseteilen im vorderen und hinteren Getriebebereich. Die einfache zylindrische Form des FKV-Hauptstrukturbau teils ermöglicht die Verwendung kosteneffizienter Fertigungsverfahren, wohingegen für die metallischen Bauteile bewährte Metallgusstechnologien zum Einsatz kommen können.

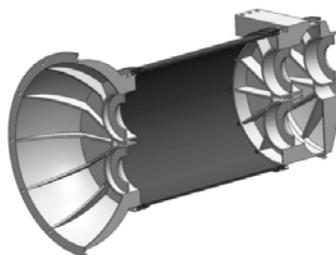


Bild 9: Zielführendes Multi-Material-Design in Leichtbauweise mit reduzierter Schallab strahlung

Literaturverzeichnis

- [1] Wilk, A.; Lazarz, B.; Madej, H.; Folega, P.; Perun, G.: *Application of numerical methods to gearbox vibroactivity assessment*. Proc: International Congress on Sound and Vibration ICSV16. Krakow, 5-9 July 2009.
- [2] Scania CV AB: *A gearbox is born*. <https://www.scania.com/group/en/a-gearbox-is-born/>, Abgerufen am: 20.06.2017
- [3] Black, S.: Formula 1 racer gears up with carbon fiber - Toughened prepreg design provides structural durability for highly loaded Honda gearbox. In: High Performance Composites Jounal. March 2006. S. 60 – 62.
- [4] Hufenbach, W.; Helms, O.; Wohlfahrt, D.; Ritschel, T.: *Novel lightweight solutions for highly loaded power transmission components*. Proc: SAMPE Europe International Conference, Paris, März 2009.
- [5] Hufenbach, W.; Täger, O.; Dannemann, M.; Friebel, S.; Auspitzer, T.; Iffland, B.: *Light-weight acoustic potential of helicopter main gearbox components made of composite materials*. Proc: 34. Deutsche Jahrestagung für Akustik – DAGA 2008, Dresden, 10-13 March 2008.
- [6] Täger, O.; Dannemann, M.; Hufenbach, W.: *Analytical study of the structural-dynamics and sound radiation of anisotropic multilayered fibre-reinforced composites*. In: Journal of Sound and Vibration, Volume 342, 2015, S. 57–74.
- [7] Dannemann, M.; Täger, O.; Modler, N.: *Combined semi-analytical and numerical vibro-acoustic design approach for anisotropic fibre-reinforced composite structures*. In: Journal of Sound and Vibration, Volume 404, 2017, S. 1-14.

- [8] Hufenbach, W.; Gude, M.; Dannemann, M.; Friebe, S.; Pohl, M.; Friedrich, J.: *Automatisierter Biegeresonanzprüfstand zur Bestimmung frequenz- und richtungsabhängiger dynamischer Steifigkeits- und Dämpfungskennwerte als Basis für vibroakustische Simulationen*. Proc: 37. Deutsche Jahrestagung für Akustik, Fortschritte der Akustik – DAGA 2011.
- [9] Dannemann, M.: *Zur vibroakustischen Auslegung von Faserverbund-Leichtbaustrukturen*. Dissertation. TU Dresden, Fakultät Maschinenwesen, Institut für Leichtbau und Kunststofftechnik (ILK), 2012.
- [10] Cremer, L.; Heckl, M.; Petersson, B.: *Structure-Borne Sound: Structural Vibrations and Sound Radiation at Audio Frequencies*. 3rd edition. Berlin Heidelberg New York: Springer-Verlag, 2005.
- [11] Altenbach, H.; Altenbach, J.; Rikards, R.: *Einführung in die Mechanik der Laminat- und Sandwichtragwerke: Modellierung und Berechnung von Balken und Platten aus Verbundwerkstoffen*. Stuttgart: Deutsche Verlag der Grundstoffindustrie, 1996.
- [12] Hufenbach, W.; Dannemann, M.; Friebe, S.; Kolbe, F.: *Validierung eines Modells zur Berechnung der modalen Dämpfung von anisotropen Mehrschichtverbundstrukturen*. In: VDI-Berichte Nr. 2093, Fachtagung Schwingungsanalyse und Identifikation, Düsseldorf: VDI-Verlag, 23.-24. März 2010, pp 311-319.
- [13] Hufenbach, W.; Dannemann, M.; Friedrich, J.: *Berechnung modaler Verlustfaktoren von Faserverbundstrukturen mit partiellen viskoelastischen Dämpfungsschichten*. In: Schwingungsdämpfung 2011, VDI-Bericht Nr. 2164 (2011), S. 35–43.
- [14] Cuntze, R.G. et al: *Neue Bruchkriterien und Festigkeitsnachweise für unidirektionale Faserkunststoffverbund unter mehrachsiger Beanspruchung - Modellbildung und Experimente*. VDI-Fortschrittsbericht, Reihe 5, Nr. 506, 1997.
- [15] Dannemann, M.; Hufenbach, W.; Friedrich, J.; Paul, A.: *Angepasstes numerisches Simulationskonzept zur vibroakustischen Optimierung von Faserverbundpropellern mit integrierten viskoelastischen Zwischenlagen*. Proc: 37. Deutsche Jahrestagung für Akustik – DAGA 2011, Fortschritte der Akustik – DAGA 2011, Düsseldorf, 21-24 März 2011, S. 543-544.
- [16] Hufenbach, W.; Meschke, J.; Gäbel, G.; Dannemann, M.; Friebe, S.: *Masseneutrale Minderung des Fahrzeuginnengeräusches durch den Einsatz einer neuartigen Reserveradmulde aus textilverstärkten Thermoplastverbunden*. Proc: 36. Deutsche Jahrestagung für Akustik – DAGA 2010, Berlin, 15-18 March 2010.

Modellbildung, Regelung und experimentelle Untersuchung einer aktiven Luftfederung in einer Hardware-in-the-Loop-Simulationsumgebung

Philipp Hedrich M.Sc., WiMA, Prof. Dr.-Ing. Peter Pelz,
Institut für Fluidsystemtechnik, TU Darmstadt;
Dr.-Ing. Eric Lenz, Fachgebiet Regelungstechnik und
Mechatronik, Technische Universität Darmstadt

Kurzfassung

In diesem Beitrag wird ein neuartiges Konzept einer aktiven Luftfeder vorgestellt, die einfederungsunabhängig Zug- und Druckkräfte stellen und zur Schwingungsminderung eingesetzt werden kann. Es wird eine einfache Modellbildung im Hinblick auf den Reglerentwurf durchgeführt und die Eignung des Aktorkonzepts zum Einsatz in einem aktiven Fahrwerk gezeigt. Erste Messungen am Hardware-in-the-Loop-Prüfstand werden vorgestellt.

1. Die aktive Luftfeder

Bei der Abstimmung jedes Fahrwerks besteht ein Konflikt zwischen den Zielgrößen Fahrsicherheit und Fahrkomfort. Abhilfe können hier aktive Federdämpfersysteme, die einfederungsunabhängig Zug- und Druckkräfte stellen und somit aktiv Schwingungen mindern können, schaffen [1]. Im Gegensatz zu konventionellen passiven oder semi-aktiven Systemen haben aktive Systeme einen flexiblen Arbeitsbereich und können somit während der Nutzung auf Unsicherheit, beispielsweise veränderte Anregungen oder sich ändernde Systemparameter reagieren. Zukünftig wird der Fahrkomfort, vor allem beim autonomen Fahren, eine noch größere Rolle spielen. Wenn sich die Fahrgäste während der Fahrt mit anderen Aktivitäten beschäftigen können, werden die wirkenden Schwingungen als weitaus störender empfunden. Zusätzlich geht man davon aus, dass längere Fahrten in Kauf genommen werden, da Fahren nicht mehr als Zeitverlust wahrgenommen wird. Folglich sind die Fahrgäste länger den Schwingungen, die durch die Straßenüberfahrt induziert werden, ausgesetzt [2, 3]. Dies kann zu einer Renaissance von aktiven Federdämpfersystemen führen und Möglichkeiten für neue aktive Technologien bieten. Bei konventionellen Federdämpfersystemen werden heutzutage hauptsächlich mechanische Federelemente oder Luftfedern eingesetzt. Luftfedern haben gegenüber den mechanischen Federn den Vorteil, dass aufgrund einer Trennung der Funktionen „Last tragen“ und „Energie speichern“ (federnd) eine beladungsabhängige Anpassung des Balgdrucks möglich ist [4]. Somit kann das Niveau zwischen Fahrbahn und Fahrzeugaufbau reguliert werden um beispielswei-

se den Aufbau zum Einsteigen oder bei einer Autobahnfahrt gezielt abzusenken. Außerdem kann stets der volle Federweg genutzt werden und das Schwingungsverhalten, und somit der Fahrkomfort, bleibt aufgrund der nahezu beladungsunabhängigen Aufbaueigenfrequenz näherungsweise gleich. Gleichzeitig kann bei der Verwendung von Luftfedern die Fahrsicherheit gesteigert werden, da durch die Adaption des Balgdrucks sichergestellt werden kann, dass alle Räder kraftschlüssig mit der Straße in Kontakt stehen. Die aktive Luftfeder ist ein aktives Federelement auf Basis einer Luftfeder, das die oben angeführten Vorteile eines aktiven Systems mit denen einer Luftfeder vereint. Die Axialkraft einer Luftfeder ergibt sich aus dem Produkt der tragenden (druckeffektiven) Fläche A_T und der Druckdifferenz zwischen dem Innendruck der Luftfeder p_{LF} und dem Umgebungsdruck p_u zu

$$F_{LF} = (p_{LF} - p_u) \cdot A_T . \quad (1)$$

Prinzipiell gibt es zwei Ansätze, um die Axialkraft einfederungsunabhängig zu verändern. Entweder kann der Luftfederdruck oder die tragende Fläche im Betrieb geändert werden. Die typischen Stellfrequenzen zur Manipulation des Aufbaus betragen bis zu ca. 5 Hz, für die Beeinflussung des Rads sind sogar Stellfrequenzen von bis zu 30 Hz notwendig, [1, 5]. Aufgrund der Kompressibilität der Luft ist eine Verstellung des Luftdrucks in diesen Frequenzbereichen nicht realisierbar.

Einen vielversprechenden Ansatz bietet hingegen die Verstellung der Tragfläche der Luftfeder. Dies kann über eine Verstellung des Abrollkolbenradius der Luftfeder erfolgen [6]. Hierfür wurde ein Luftfederabrollkolben entwickelt, dessen Radius mit vier über den Umfang verteilten Segmenten hydraulisch verstellbar ist [7, 8], Bild 1. Eine Verstellung des Abrollradius hat direkt eine Veränderung der tragenden Fläche der Luftfeder zur Folge. Diese ergibt sich in guter Näherung für eine Luftfeder mit Außenführung zu

$$A_T \approx \frac{\pi}{4} (r_K + r_A)^2 , \quad (2)$$

wobei r_K der Abrollkolbenradius und r_A der Außenradius der Luftfeder ist. Durch die Verwen-

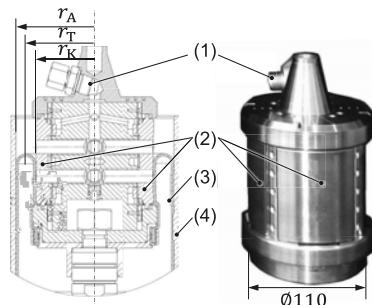


Bild 1: Der Luftfederabrollkolben mit hydraulisch verstellbarem Kolvendurchmesser r_K , (1) ist der hydraulische Anschluss, (2) die verfahrbaren Segmente, (3) der Luftfederrollbalg und (4) die Luftfederaußenführung.

dung einer Doppelbalgluftfeder mit einer kreisringförmigen Tragfläche

$$A_T = A_{T1} - A_{T2} \quad (3)$$

können bereits mit kleinen Änderungen der Abrollkolbenradien große relative Flächenänderungen erreicht werden, wenn beide Abrollkolben aktiv verstellbar ausgeführt werden. Hierfür werden die Aktoren im oberen und im unteren Kolben gegenläufig verfahren. Durch dieses gegenläufige Verfahren kann die Stellkraft vergrößert und die benötigte Stelleistung für die Aktoren verkleinert werden, indem die Energie des einfahrenden Kurbels für das Ausfahren des anderen Kurbels genutzt wird. Um die Funktionsfähigkeit der aktiven Luftfeder zu zeigen und diese experimentell zu untersuchen, wurde ein Demonstrator, bestehend aus der Luftfeder mit zwei hydraulisch verstellbaren Abrollkolben (Bild 2), der hydraulischen Ansteuerung der Aktoren, der hydraulischen Leistungsversorgung und der Regelung aufgebaut. Die wichtigsten Kenndaten des Demonstrators sind in der nachfolgenden Tabelle 1 aufgelistet.

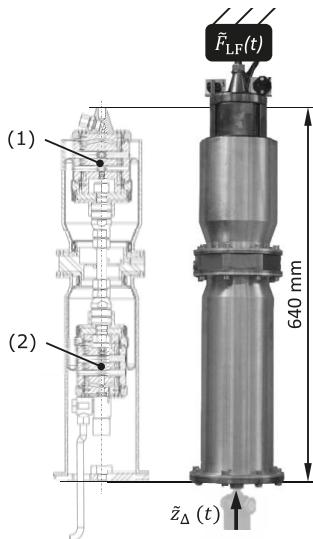


Bild 2: Die aktive Luftfeder mit zwei hydraulisch verstellbaren Abrollkolben, mit (1) und (2) beschriftet.

Tabelle 1: Kenndaten der aktiven Luftfeder, alle den oberen Abrollkolben betreffenden Größen sind mit dem Index 1 bezeichnet, die für den unteren mit 2.

stat. Druck $p_{LF}(z_\Delta = 0)$	14 bar(abs.)
Außenradius r_{A1}	70 mm
Abrollkolbenradius r_{K1}	$(52,5 \pm 3)$ mm
Tragfläche A_{T1}	$(11\,740 \pm 480)$ mm ²
Außenradius r_{A2}	63,5 mm
Abrollkolbenradius r_{K2}	$(47 \pm 2,5)$ mm
Tragfläche A_{T2}	$(9\,540 \pm 280)$ mm ²
Gesamttragfläche A_T	$(2\,200 \pm 760)$ mm ²
Axialkraft $F_{LF}(z_\Delta = 0)$	$(2\,860 \pm 988)$ N
Lufffedervolumen V_0	2,8 l
maximaler Federweg	± 70 mm
$z_{\Delta\max}$	

Neben klassischen Komponentenversuchen auf einer Einachsprüfmaschine des Herstellers MTS, bei denen die Einfederung \tilde{z}_Δ der Luftfeder vorgegeben und die Kraftantwort \tilde{F}_{LF} gemessen wird, werden mit der aktiven Luftfeder Hardware-in-the-Loop (HiL)-Versuche durchgeführt.

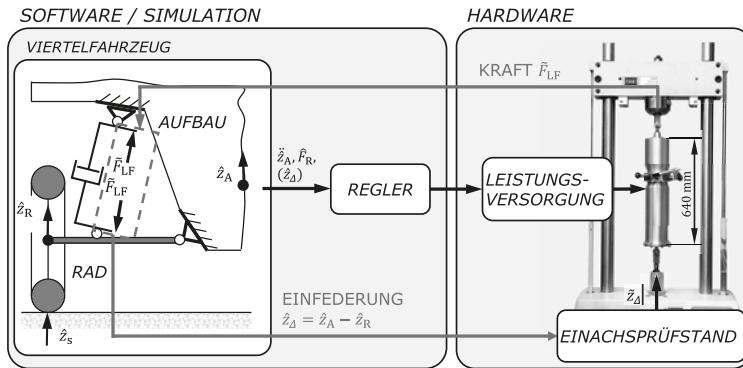


Bild 3: Prinzipieller Aufbau bei den HiL-Versuchen mit der aktiven Luftfeder.

Bei diesen Versuchen wird die Luftfeder mit einem virtuellen Viertelfahrzeug, das parallel in einer Echtzeitsimulationsumgebung von dSPACE simuliert wird, gekoppelt. Der prinzipielle Aufbau sowie die Signal- und Leistungsflüsse bei den HiL-Versuchen sind in Bild 3 in einer vereinfachten Form dargestellt. Die in der Echtzeitsimulation berechnete Einfederung der Luftfeder \hat{z}_Δ wird auf die Prüfmaschine gegeben und diese stellt die Einfederung \hat{z}_Δ . Die gemessenen Axialkraftantwort \tilde{F}_{LF} wird in die Simulation zurückgeführt (closed loop simulation). Der Regler wird ebenfalls in dem Simulationsmodell abgebildet. HiL-Versuche bieten den Vorteil, dass bereits in einer frühen Phase der Entwicklung die Wechselwirkungen der aktiven Luftfeder mit dem Gesamtsystem untersucht werden können. Außerdem besteht die Möglichkeit, Parameter des virtuellen Systems einfach zu variieren und somit die aktive Luftfeder bei unterschiedlichen Testszenarien (unterschiedliche Beladungen, Anregungen, usw.) zu untersuchen.

2. Modellbildung des Gesamtsystems

Das Gesamtsystems der aktiven Luftfeder, welches aus der Luftfeder, dem hydraulischen Aktor, der hydraulischen Leistungsversorgung und dem Regler besteht, ist in Bild 4 gezeigt. Der hydraulische Aktor setzt sich dabei aus den beiden verstellbaren Luftfederabrollkolben und der Ansteuerung zusammen. Die verstellbaren Abrollkolben können als einfachwirkende Zylinder beschrieben werden und ihre Ansteuerung erfolgt über das Kopplungsglied. Das Kopplungsglied besteht aus zwei über die Kolbenstangen verbundenen doppeltwirkenden Hydraulikzylindern und dient zur Druckübersetzung. Auf der Niederdruckseite sind die Abrollkolben hydraulisch angeschlossen und auf der Hochdruckseite die Leistungsversorgung. Dieser Aufbau hat den Vorteil, dass die Abrollkolben gegenläufig über eine einfache Wegregelung der Position y_{KG} des Kopplungsgliedes verstellt und die wirksamen Kolbenradien r_{K1} bzw. r_{K2} eingestellt

werden können. Die Ventilposition kann über die Spannung U_V vorgegeben werden. Diese wird verwendet, um die Position y_{KG} des Kopplungsgliedes auf einen gewünschten Wert einzuregeln.

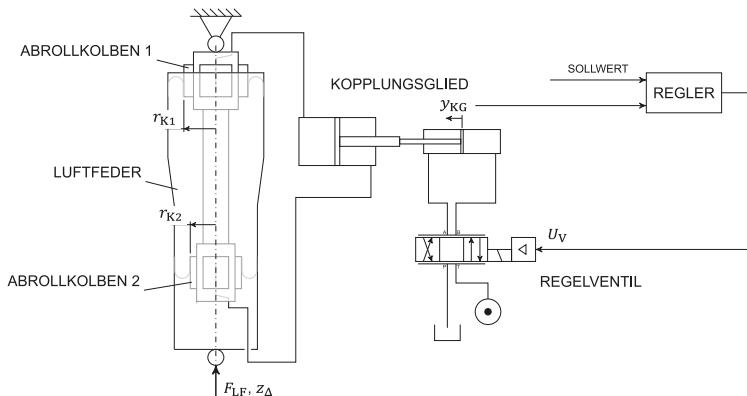


Bild 4: Das Gesamtsystems der aktiven Luftfeder,

Luftfeder Das dynamische Verhalten der Luftfeder kann mithilfe der Erhaltungsgleichungen für Masse und Energie physikalisch modelliert werden [9]. Die beiden Gleichungen werden mit der thermischen Zustandsgleichung gekoppelt und ergeben ein nichtlineares Differentialgleichungssystem für die drei thermodynamischen Zustandsgrößen Druck, Dichte und Temperatur der Luft im eingeschlossenen Luftfedervolumen. Vorteil dieser Formulierung ist, dass keine Annahme für die Zustandsänderung getroffen werden muss. Die innere Reibung, die aufgrund der Verformung des Rollbalgs beim Abrollen entsteht, lässt sich als Walkarbeit darstellen und kann als eine Reihenschaltung von Federn und Reibelementen beschrieben werden [10].

Messungen am Gesamtsystem haben allerdings gezeigt, dass die Steifigkeit der Luftfeder bei einer Straßenanregung näherungsweise durch einen konstanten Wert von ca. 10 000 N/m beschrieben werden kann (vergl. Abschnitt 4). Aus diesem Grund wurde für den weiteren Verlauf der Reglerauslegung die Luftfeder zunächst vereinfacht als lineare Feder mit der Steifigkeit c_{LF} betrachtet.

Die Gesamtaktorkraft kann als Summe der statischen Kraft $F_{LF,0}$ in der Ruhelage, der beschriebenen Kraftänderung $c_{LF}z_\Delta$ aufgrund der Einfederung und der Kraftänderung ΔF_{LF} aufgrund der Veränderung der wirksamen Kolbenradien geschrieben werden,

$$F_{LF} = F_{LF,0} + c_{LF}z_\Delta + \Delta F_{LF} .$$

Die letztgenannte Kraft ΔF_{LF} ist aus regelungstechnischer Sicht die Ausgangsgröße des Aktors „aktive Luftfeder“. Diese ergibt sich aus den wirksamen Kolbenradien $r_{K\{1, 2\}}$, welche wiederum von der Position y_{KG} des Kopplungsgliedes abhängen. Messungen zeigen, dass diese Zusammenhänge in erster Näherung als einfache lineare Faktoren K_S bzw. K_{LF} angesehen werden dürfen. Diese sind in der rechten Seite des in Bild 5 dargestellten Blockschaltbildes zu sehen. Die Rückwirkung des Drucks in der Luftfeder als Kraft auf die Abrollkolben ist dabei vernachlässigt.

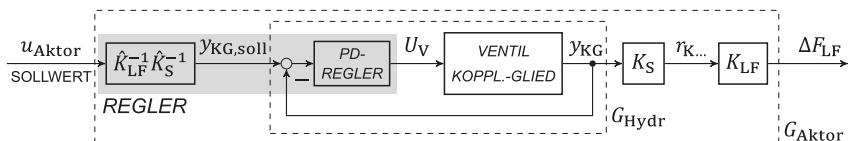


Bild 5: Blockschaltbild des geregelten Aktors.

Hydraulikaktor Das mit G_{Hydr} bezeichnete Teilsystem in Bild 5 stellt das geregelte Kopplungsglied dar. Wäre die Hydraulik ideal steif und die Kolbenmassen vernachlässigbar, könnte die ungeregelte Hydraulik als I-Glied angesehen werden, und mit einem P-Regler ergäbe sich ein PT_1 -Verhalten. Die Komponentenversuche des aufgebauten Aktors haben jedoch gezeigt, dass die Steifigkeit des Aktors nicht vollständig zu vernachlässigen ist. So wird ein PD-Regler eingesetzt, um dem erhöhten Phasenabfall entgegenzuwirken. Es wurde mit dem Regler der mit den Kreuzen dargestellte Frequenzgang aus Bild 6 gemessen.

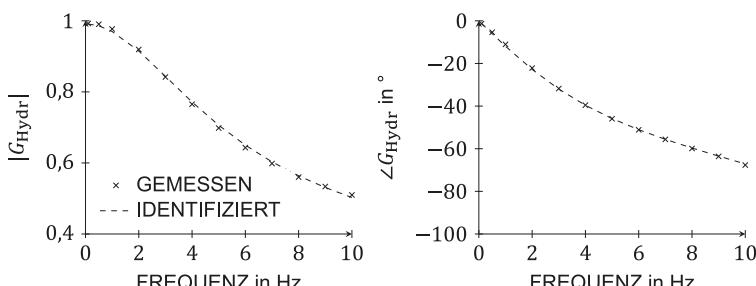


Bild 6: Frequenzgang des geregelten Hydraulikaktors (Messung bei Sollamplitude 3 mm).

Basierend auf dieser Messung ist die Übertragungsfunktion

$$G_{\text{Hydr}}(s) = \frac{6097s + 5,226 \cdot 10^5}{s^3 + 209,1s^2 + 2,391 \cdot 10^4s + 5,272 \cdot 10^5}. \quad (4)$$

identifiziert worden. Der Ansatz eines Systems mit einer Nullstelle und drei Polen ist dabei über die Annahme motiviert, dass die Hydraulik als IT_2 - bzw. PT_3 -System beschrieben werden kann und der Realisierungspol des PD-Reglers im relevanten Frequenzbereich zu vernachlässigen ist. Der Frequenzgang zu dieser Übertragungsfunktion ist in Bild 6 gestrichelt eingezeichnet. Es zeigt sich, dass im Bereich bis 10 Hz der Frequenzgang relativ gut einem PT_1 -Verhalten mit einer Grenzfrequenz von 5 Hz entspricht.

Der eigentliche Aktoreingang u_{Aktor} soll dem Sollwert der Aktorkraft entsprechen, so dass dieser durch die angenommenen Werte der Faktoren \hat{K}_S und \hat{K}_{LF} geteilt wird. Damit entspricht die Dynamik des Gesamtaktors gerade der des inneren Regelkreises, $G_{\text{Aktor}}(s) = G_{\text{Hydr}}(s)$. Der grau hinterlegte Teil in Bild 5 entspricht dem Block REGLER in Bild 4.

3. Modellbasierter Fahrwerksreglerentwurf

Um den vorgestellten Aktor in einem aktiven Fahrwerk zu verwenden, ist eine (weitere) Regelung erforderlich. Eine gute Übersicht zu der Regelung eines aktiven Fahrwerks ist beispielsweise in [1, 11] zu finden. Der Schwerpunkt der folgenden Betrachtungen liegt auf der grundsätzlichen Bewertung des vorgestellten Aktorkonzepts in Hinblick auf den Einsatz in einer Fahrwerksregelung. Dazu wird sich auf die Betrachtung linearer Regelungen beschränkt, da es in diesem Fall möglich ist, die erreichbaren Regelgüten zu berechnen bzw. numerisch zu bestimmen, ohne dass dazu Simulationen notwendig sind.

Modell Grundlage der Betrachtungen zur Regelung ist das in Bild 7 gezeigte Modell eines Viertelfahrzeugs. Die Eingangsgröße zur Regelung ist u_{Aktor} , was über G_{Aktor} die eigentliche Stellkraft ΔF_{LF} ergibt. Störeingang ist der Straßenverlauf z_S . Ausgangsgrößen können alle aus diesem Modell berechenbaren Größen sein. Hervorzuheben dabei sind die Radlastschwankung $F_R = c_R \cdot (z_S - z_R) + d_R \cdot (\dot{z}_S - \dot{z}_R)$ (alle Größen sind Größen des linearisierten Systems, also Abweichungen um einen Arbeitspunkt) und die Einfederung $z_\Delta = z_R - z_A$.

H_2 -optimaler Reglerentwurf zur Fahrwerksregelung Die H_2 -Norm eines stabilen, durchgriffsfreien Systems mit den Eingängen w und den Ausgängen z , hier kurz als „ $z \leftarrow w$ “ geschrieben, entspricht der Summe der quadratisch integrierten Einzelfrequenzgänge ($z_i \leftarrow w_j$)($j\omega$) [12],

$$\|z \leftarrow w\|_2 = \sqrt{\frac{1}{2\pi} \sum_{i,j} \int_{-\infty}^{\infty} |(z_i \leftarrow w_j)(j\omega)|^2 d\omega}.$$

Eine weitere, hier wesentliche Interpretation der H_2 -Norm existiert für stochastische Signale. Stellt die Eingangsgröße w normiertes weißes Rauschen dar, dann entspricht die H_2 -Norm

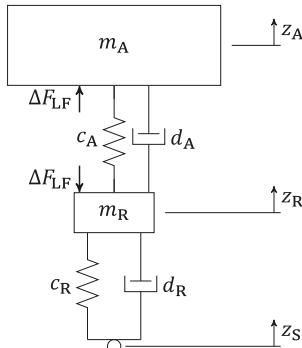


Tabelle 2: Parameterwerte des Viertelfahrzeugmodells.

Aufbaumasse m_A	290 kg
Radmasse m_R	40 kg
Steifigkeit Federung c_A	10 000 N/m ($\hat{=} c_{LF}$)
Viskose Aufbaudämpfung d_A	1 140 Ns/m
Radsteifigkeit c_R	200 000 N/m
Raddämpfung d_R	566 Ns/m

Bild 7: Viertelfahrzeugmodell.

auch der quadratisch summierten Standardabweichungen $\sigma_{z,i}$ der Ausgangssignale [12],

$$\|\mathbf{z} \leftarrow \mathbf{w}\|_2 = \sqrt{\sum_i \sigma_{z,i}^2}.$$

Die Bewertungsgrößen für den Reglerentwurf sind die Aufbaubeschleunigung \ddot{z}_A (entspricht dem Komfort), die Radlastschwankungen F_R (entspricht der Sicherheit) sowie die Einfederung z_Δ und die Stellgröße u_{Aktor} (Sicherstellung der Funktion).

Eine in der Literatur verbreitete Möglichkeit, die Anregung der Straße zu beschreiben, ist die Modellierung als farbiges Rauschen, dessen Eigenschaften vom Straßenzustand und der Fahrgeschwindigkeit abhängen [1]. Basierend hierauf wurde – um die grundsätzlichen Zusammenhänge und Grenzen einer Regelung aufzuzeigen – für das vorgestellte vereinfachte, linearisierte Modell der Regelstrecke der Ansatz einer H_2 -optimalen Regelung gewählt.

Dem Reglerentwurf liegt damit das in Bild 8 gezeigte System zu Grunde. Dabei enthält

$$F_{S,TP}(s) = \frac{2,1515 \cdot 10^{-2} \text{ m}}{6,4503 \cdot 10^{-5} \cdot s^3 + 2,0305 \cdot 10^{-2} \cdot s^2 + 1,6043 \cdot s + 1}$$

sowohl das Straßenmodell als auch ein Tiefpassfilter zweiter Ordnung mit einer Grenzfrequenz

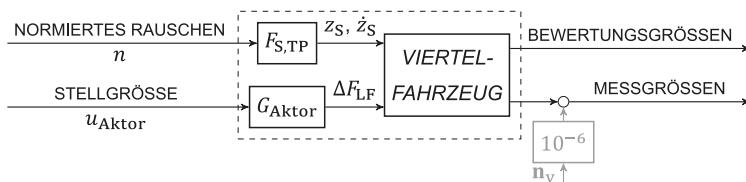


Bild 8: System für den Reglerentwurf.

von 25 Hz, um sich auf die Betrachtung der niedrigen Frequenzen innerhalb des Gültigkeitsbereichs des Viertelfahrzeugmodells zu beschränken. $F_{S,TP}$ ist dabei so skaliert, dass der Bewertungseingang n einem normierten weißen Rauschen entspricht. Die Mess- und Bewertungsgrößen variieren und werden im Weiteren genannt.

Wird die Funktion *systune* der *Control System Toolbox* von MATLAB zur numerischen Optimierung des Reglers verwendet, kann das Optimierungsproblem in der Form

$$\min_{\mathcal{K}} (\|\ddot{z}_A \leftarrow n\|_2^2 + \alpha_F^2 \cdot \|F_R \leftarrow n\|_2^2)$$

u. d. Bedingungen $\|z_\Delta \leftarrow n\|_2 < \sigma_{z_\Delta, \max}$, $\|u_{\text{Aktor}} \leftarrow n\|_2 < \sigma_{u_{\text{Aktor}}, \max}$ (5)

formuliert werden. Über \mathcal{K} ist dabei eine geeignete Strukturbeschränkung des Reglers gegeben, wie z. B. Beschränkungen auf statische Rückführungen. Variiert man α_F , so kann man damit die Gewichtung zwischen Aufbaubeschleunigung und Radlastschwankungen verändern. Einfederung und Stellgröße werden bezüglich ihrer Standardabweichung beschränkt. Dabei ist hier $\sigma_{z_\Delta, \max}$ auf 1/3 der maximalen Einfederung und $\sigma_{u_{\text{Aktor}}, \max}$ auf 1/3 der maximalen Aktorkraft gesetzt.

Stellt man keine Strukturbeschränkungen an den Regler, so kann der optimale Regler analytisch berechnet werden, wenn das Gütekriterium

$$V^2 = \|\ddot{z}_A \leftarrow n\|_2^2 + \alpha_F^2 \cdot \|F_R \leftarrow n\|_2^2 + \alpha_{z_\Delta}^2 \cdot \|z_\Delta \leftarrow n\|_2^2 + \alpha_{u_{\text{Aktor}}}^2 \cdot \|u_{\text{Aktor}} \leftarrow n\|_2^2 + V_{ny}^2 \quad (6)$$

minimiert wird. Dabei muss mit V_{ny}^2 zumindest ein sehr schwaches Messrauschen, wie in Bild 8 angedeutet, ebenfalls berücksichtigt werden [12]. Die Einhaltung der Grenzen an die Einfederung und die Stellgröße werden hierbei über eine iterative Anpassung der Gewichte α_{z_Δ} bzw. $\alpha_{u_{\text{Aktor}}}$ eingehalten.

In Bild 9 sind die Paretolinien der im Folgenden diskutierten Ergebnisse für eine durchschnittliche Bundesstraße bei einer Fahrgeschwindigkeit von 100 km/h dargestellt. Diese sind für andre stochastische Anregungen ähnlich. Der schwarze Kreis entspricht der typischen Auslegung eines Fahrzeugs mit passiver Federung.

Die durchgezogenen Kurven stellen die optimalen Lösungen des freien Optimierungsproblems mit der Gütfunktion (6) dar, wobei die Größen z_A , \dot{z}_A , z_R und \dot{z}_R zurückgeführt werden. Dabei ist in grau ein optimaler Aktor, d. h. $G_{\text{Aktor}}(s) = 1$, angenommen, während die schwarze Linie das Ergebnis für den Aktor nach Gl. (4) zeigt. Es handelt sich damit um die Optimalverläufe, die von keinem anderen linearen Regler bei den gegebenen Begrenzungen unterschritten werden können. Jedoch ergibt sich immer ein dynamischer Regler hoher Ordnung, der nicht für den praktischen Einsatz geeignet ist.

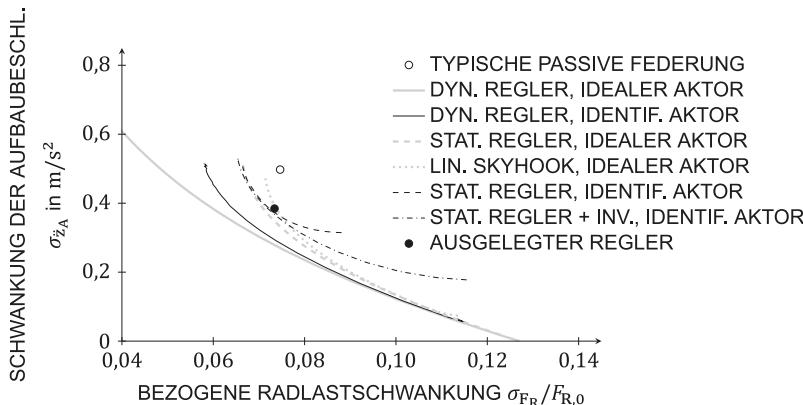


Bild 9: Paretolinien für verschiedene Reglerkonfigurationen unter Annahme eines idealen Aktors (grau) und des identifizierten Aktors (schwarz).

Die graue Strichlinie zeigt das Ergebnis für den idealen Aktor, wenn sich auf eine statische Rückführung der Größen z_A , \dot{z}_A , z_R und \dot{z}_R beschränkt wird. Dabei sind, wie auch für die folgenden Entwürfe, zusätzlich die Reglerkoeffizienten jeweils auf das Intervall $[-1, 1]$, bezogen auf normierte Systemgrößen (Kräfte: 1000 N, Geschwindigkeiten: 0,1 m/s, Strecken: 0,01 m), beschränkt. Für die graue Punktlinie wurde sich auf die statische Rückführung der Aufbau- und Radgeschwindigkeit beschränkt, was einem einfachen (linearen) Skyhook-Ansatz entspricht. Die schwarze Strichlinie zeigt das Ergebnis der statischen Rückführung der Größen z_A , \dot{z}_A , z_R und \dot{z}_R für den Fall des identifizierten Aktormodells. Insbesondere beeinflusst der Aktor deutlich die erreichbare Reduzierung der Aufbaubeschleunigung. Diesem Verhalten kann zumindest teilweise entgegengewirkt werden, indem beispielsweise dem Regler eine näherungsweise Inversion des Aktormodells hinzugefügt wird, wie die schwarze Strichpunktlinie zeigt. Dabei ist das Aktormodell invertiert und ein Butterworth-Tiefpassfilter der Ordnung vier mit einer Grenzfrequenz von 50 Hz zur Realisierung hinzugefügt.

Führt man diese Untersuchung auf andere, realistischere Auswahlen an Messgrößen durch, so zeigt sich prinzipiell ein ähnliches Ergebnis. Auch könnte noch das Messrauschen in die Betrachtung einfließen. Außerdem ist es möglich, die Bewertung der Aufbaubeschleunigungen auf einen noch engeren Frequenzbereich um die Aufbaueigenfrequenz zu beschränken. Die Ergebnisse sehen in diesem Fall ebenfalls ähnlich aus.

Bei der Bewertung muss man auch beachten, dass – mit oder ohne Berücksichtigung der Aktordynamik – aus weiteren praktischen Erwägungen die Punkte auf der Paretolinie, die rechts der

typischen passiven Federung liegen, nicht alle erreicht werden können. So wird die Verringerung der Aufbaubeschleunigung darüber erreicht, dass der Aktor entkoppelnd auf Aufbau- und Radmasse wirkt. Im Idealfall aus Sicht der Aufbaubeschleunigung würde der Aktor die Steifigkeit c_A und die Dämpfung d_A vollständig kompensieren. Damit würden die Radlastschwankungen bei impulsartigen Anregungen jedoch stark zunehmen. Dies kann ebenfalls über eine Betrachtung der H_2 -Norm gezeigt werden, wenn anstelle $F_{S,TP}$ ein angepasstes Gewicht verwendet wird, welches die hohen Frequenzen deutlich höher gewichtet. Außerdem muss eine gewisse Steifigkeit zwischen Aufbau- und Radmasse immer vorhanden sein, da das Fahrzeug dem grundsätzlichen Verlauf der Straßenoberfläche folgen muss.

In Bild 9 ist mit dem ausgefüllten Kreis das optimale Ergebnis für den einfachen Regleransatz $u_{\text{Aktor}} = k_{\dot{z}_A} \cdot \dot{z}_A$ und $\alpha_F = 0$ dargestellt, wofür sich ungefähr $k_{\dot{z}_A} = -1750 \text{ Ns/m}$ ergibt. Man erreicht damit schon einen Wert, der Nahe der Paretolinien aller dargestellten statischen Rückführungen liegt. Die erreichte Aufbaubeschleunigung liegt deutlich unterhalb der, die sich für eine typische Auslegung einer klassischen, passiven Federung ergibt, welche in Bild 9 mit dem ungefüllten Kreis dargestellt ist.

Fazit Aufgrund seiner Dynamik müssen mit dem Aktor gegenüber einer idealen Referenz gewisse Abstriche in Kauf genommen werden. Diese lassen sich aus praktischen Gesichtspunkten jedoch wieder etwas relativieren. Es wurde gezeigt, dass mit dem Aktor ein wesentlicher Komfortgewinn erreicht werden und dieser damit prinzipiell zur aktiven Fahrwerksregelung eingesetzt werden kann. Vielversprechend ist auch der Einsatz in Preview-Konzepten [13]. Hierbei könnte die Aktordynamik in der zum Einsatz kommenden Vorsteuerung berücksichtigt werden. Es ist zu erwarten, dass der Unterschied zwischen einem idealen Aktor und dem realen Aktor damit noch geringer ausfällt.

4. Aktorvalidierung in Hardware-in-the-Loop-Experimenten

Der HiL-Aufbau ist in Bild 3 skizziert. Das softwareseitig simulierte System entspricht dem in Bild 7 gezeigten Viertelfahrzeugmodell ohne die Steifigkeit c_A , die durch die reale Luftfeder erzeugt wird. Der viskose Dämpfer mit der Dämpfungskonstante d_A hingegen wird simuliert. Während den Versuchen wird die aktuelle Einfederung aus der Systemdynamik, der gemessenen Kraft sowie dem hinterlegten Straßenverlauf berechnet und an den Hydropulser übertragen, der diese dann einregelt. Die Kraftantwort der aktiven Luftfeder wird gemessen und als Eingangsgröße für das Simulationsmodell verwendet. Zur Glättung des Kraftsignals wird ein Butterworthfilter zweiter Ordnung mit einer Grenzfrequenz von 170 Hz verwendet. Die Abtastzeit beträgt 1 ms. Der positionsgeregelte Hydropulser kann im relevanten Frequenzbereich

bis 20 Hz sehr gut durch eine Totzeit von 10 ms beschrieben werden, was sich mit bekannten Ergebnissen deckt [14].

Für die Messung wird eine stochastische Straßenanregung über das beschriebene Formfilter $F_{S,TP}$ für eine Zeit von 20 Sekunden berechnet. Diese wird periodisch im HiL-Modell auf das System gegeben. Es werden nach dem Einschwingen des Systems zwei Perioden aufgezeichnet und mit diesen Daten eine Frequenzgangsschätzung durchgeführt. Die in Bild 10 gezeigten Frequenzgänge sind die des Systems inklusive des Straßenmodells $F_{S,TP}$, also dem Eingang n , mit den Ausgängen Radlastschwankung F_R und Aufbaubeschleunigung \ddot{z}_A .

In Bild 10 sind die Ergebnisse dargestellt, die sich mit dem beschriebenen Verfahren und einer statischen Rückführung der Aufbaugeschwindigkeit, $u_{\text{Aktor}} = k_{\dot{z}_A} \cdot \dot{z}_A$, für die Reglerparameter $k_{\dot{z}_A} = 0$ und -1750 Ns/m ergeben. Die Volllinien zeigen die gemessenen Frequenzgänge, während die Strichlinien die basierend auf der Modellierung berechneten Frequenzgänge darstellen. Bei dieser Berechnung sind auch die genannten Effekte (Totzeit, Filterung) des HiL-Prüfstandes berücksichtigt.

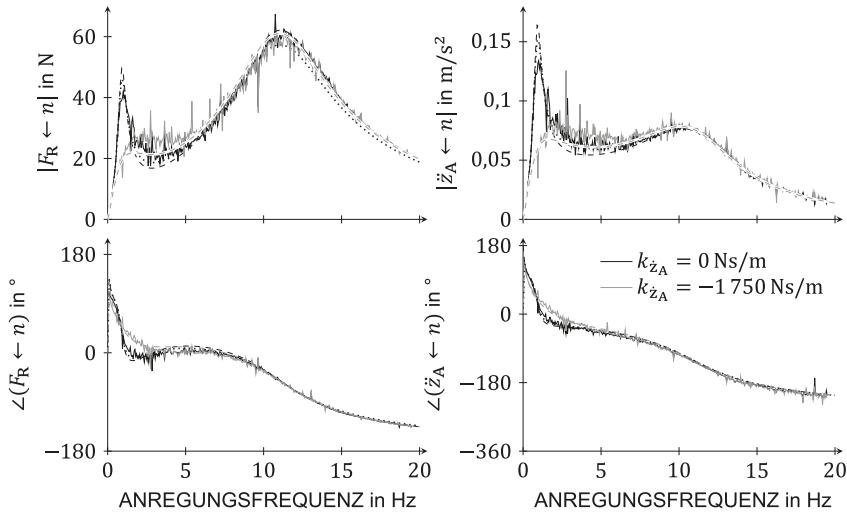


Bild 10: Vergleich am HiL-Prüfstand gemessener mit berechneten Frequenzgängen (Volllinien: Gemessen, Strichlinien: Berechnet, Punktlinien (nur schwarz): Berechnet ohne HiL-Totzeit)

Man kann erkennen, dass die Modelle das Verhalten mit und ohne Regelung qualitativ korrekt und quantitativ gut beschreiben. Lediglich die Überhöhung im Bereich der Aufbaueigenfrequenz ist im Fall ohne Regelung etwas über- und im geregelten Fall etwas unterschätzt. Hier zeigt

sich das eigentlich nichtlineare Verhalten der Luftfeder, dessen effektive Steifigkeit in gewissem Rahmen von den Einfederungsamplituden und -geschwindigkeiten abhängt. Davon abgesehen kann das Modell des Gesamtaktors für den betrachteten Arbeitspunkt als validiert angesehen werden. Auch zeigen die Messungen, dass die aktive Federung im Vergleich zur passiven Luftfeder ($k_{z_A} = 0$) – und damit auch deutlich gegenüber einer hier nicht dargestellten passiven, klassischen Federung – einen weiteren Komfortgewinn im niedrigen Frequenzbereich um die Aufbaueigenfrequenz erreicht.

Die Punktlinie in Bild 10 zeigt den berechneten Frequenzgang für den Fall $k_{z_A} = 0$, ohne die beschriebenen Effekte des HiL-Prüfstandes zu berücksichtigen. Es zeigt sich ein sehr geringer Unterschied zu den gestrichelten Linien, die den theoretischen Verlauf unter Berücksichtigung des HiL-Prüfstandes darstellen. In dem betrachteten Frequenzbereich kann der Einfluss des HiL-Prüfstandes vernachlässigt werden.

5. Zusammenfassung und Ausblick

In diesem Beitrag wurde ein neuartiges Konzept einer aktiven Luftfeder vorgestellt. Eine einfache Modellbildung im Hinblick auf den Reglerentwurf wurde durchgeführt. Die Eignung des Aktorkonzepts zum Einsatz in einem aktiven Fahrwerk wurde begründet und erste Messungen am Hardware-in-the-Loop-Prüfstand wurden vorgestellt. Diese zeigen, dass mit dem Prototyp der aktiven Luftfeder die Aufbaubeschleunigung verkleinert und somit der Fahrkomfort verbessert werden kann.

Im nächsten Schritt ist geplant, das Potential der aktiven Luftfeder im höherfrequenten Bereich bei der Manipulation der Radschwingungen und bei der Überfahrt von Einzelhindernissen zu zeigen. Da vor allem bei der Überfahrt eines Einzelhindernisses die Dämpferkraft gegenüber der Federkraft dominiert und somit die Fußpunktanregung direkt in den Aufbau eingeleitet wird, bietet eine Variation der (simulierten) Aufbaudämpfung einen weiteren Ansatzpunkt zur verbesserten Schwingungsminderung. Es ist auch denkbar, auf den hydraulischen Dämpfer komplett zu verzichten und eine pneumatische Dämpfung in die aktive Luftfeder zu integrieren. Diese wird dann zum aktiven Luftfederdämpfer, der die Funktionen „Last tragen“, „Federn“, „Kraft stellen“ und „Dämpfen“ in einem Bauteil vereint. Die frequenzspezifische pneumatische Dämpfung [4] bringt vor allem bei hochfrequenten Anregungen den Vorteil, dass der Aktor nicht gegen den hydraulischen Dämpfer arbeiten muss.

Des Weiteren ist geplant, eine vorausschauende Regelung zu implementieren, um frühzeitig auf Störungen reagieren und das Potential des aktiven System noch besser ausnutzen zu können.

Danksagungen

Die Autoren danken der Deutschen Forschungsgemeinschaft (DFG) für die Finanzierung dieser Forschung im Sonderforschungsbereich (SFB) 805 „Beherrschung von Unsicherheit in lasttragenden Systemen des Maschinenbaus“.

Literatur

- [1] M. Mitschke und H. Wallentowitz. *Dynamik der Kraftfahrzeuge*. Wiesbaden: Springer Vieweg, 2014.
- [2] H. Bellem u. a. „Can We Study Autonomous Driving Comfort in Moving-Base Driving Simulators? A Validation Study“. In: *Hum Factors* 59.3 (2017), S. 442–456.
- [3] M. Maurer u. a. *Autonomes Fahren*. Berlin: Springer Vieweg, 2015.
- [4] P. F. Pelz und R. Sonnenburg. „Bestimmung komfortoptimaler Designparameter eines Luft-Feder-Dämpfers im Fahrzeugmodell“. In: *VDI Berichte 1846*. 2004, S. 527–542.
- [5] B. Heißing, M. Ersoy und S. Gies. *Fahrwerkhandbuch*. Wiesbaden: Vieweg, 2011.
- [6] T. Bedarff und P. F. Pelz. „Schwingungsminderung durch ein aktives hydro-pneumatisches Feder-Dämpfer-System“. In: *VDI Berichte 2164*. 2011, S. 93–106.
- [7] P. Hedrich, M. Johe und P. F. Pelz. „Design and Realization of an Adjustable Fluid Powered Piston for an Active Air Spring“. In: *10th IFK, Dresden*. 2016, S. 571–582.
- [8] P. Hedrich, M. Johe und P. F. Pelz. *Patent DE102015120011A1*. 18. Mai 2017.
- [9] P. F. Pelz. „Beschreibung von pneumatischen Dämpfungssystemen mit dimensionsanalytischen Methoden“. In: *VDI Berichte 2003*. 2007, S. 289–304.
- [10] P. F. Pelz und M. Mess. „Luftfederung und Luftpufferung im Spannungsfeld Komfort, Dynamik und Sicherheit“. In: *ATZ 109.03* (2007).
- [11] R. H. Streiter. „Entwicklung und Realisierung eines analytischen Regelkonzeptes für eine aktive Federung“. D 83. Diss. Technische Universität Berlin, 1996.
- [12] K. Zhou. *Essential of Robust Control*. Upper Saddle River, NJ: Prentice Hall, 1998.
- [13] A. Schindler. „Neue Konzeption und erstmalige Realisierung eines aktiven Fahrwerks mit Preview-Strategie“. Diss. Universität Karlsruhe, 2009.
- [14] D. C. Batterbee u. a. „Hardware-in-the-loop simulation of a vibration isolator incorporating magnetorheological fluid damping“. In: *ECCOMAS*. 2005.