

NAFEMS


Großer Online-Stellenmarkt:
www.CAE-Stellenmarkt.de
 Das neue Jobportal speziell für CAE-Ingenieure
Kostenlos Stellenanzeigen schalten!

Online-Magazin

Zeitschrift für numerische Simulationsmethoden und angrenzende Gebiete
 FEM – CFD – MKS – VR / VIS – PROZESS – SDM

Fachbeiträge in dieser Ausgabe

Systemdynamik:

Ansätze zur dynamischen Modellierung von Planetenradsätzen unter Berücksichtigung der Reibung
 M. Herchenhan (FH Kaiserslautern)

Rotordynamik in komplexen Strukturen
 R. Helfrich, N. Wagner (Intes)

Betriebsfestigkeit:

Genau und effiziente Methoden zur multiaxialen Betriebsfestigkeitsanalyse
 C. Gaier, K. Hofwimmer, H. Dannbauer (Engineering Center Steyr)

Lebensdauerabschätzung von Komponenten für Windenergieanlagen für die gesamte Nutzungsdauer
 G. Willmerding, J. Häckh (Steinbeis Transfer Zentrum); W. Artner (Awotec)

sowie Neuigkeiten, Veranstaltungskalender, Schulungen, ...

Alle bisherigen Ausgaben kostenlos zum Download unter:
www.nafems.org/magazin

Ankündigung und Call for Papers

NAFEMS DEUTSCHSPRACHIGE KONFERENZ 2014

20. - 21. Mai 2014
 Bamberg

Trainingskurse – Quick-Info

Einführung FEM

20. - 22. Januar 2014, Wiesbaden

Verification & Validation of Models and Analyses

11. - 12. Februar 2014, Frankfurt

Einführung CFD

19. - 20. März 2014, Wiesbaden

Simulation und Analyse von Composites

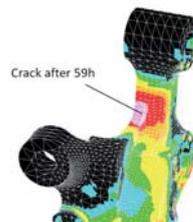
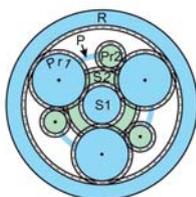
1. - 3. April 2014, Wiesbaden

e-Learning-Kurse

www.nafems.org/e-learning

Europäische Konferenz:

Simulation Process & Data Management (SPDM)
 Herbst 2014, Frankfurt (geplant)



Sponsoren dieser Ausgabe:



NAFEMS Magazin, eine Online-Information über Sicherheit und Zuverlässigkeit auf dem Gebiet der numerischen Simulation

Sehr geehrte Leserin, sehr geehrter Leser,

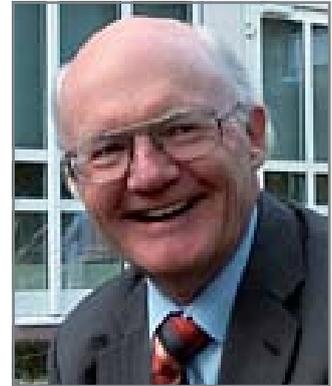
die numerische Simulation beeinflusst heute die Entwicklung der unterschiedlichsten Fachbereiche; sie ist zum Beispiel in der Technik ebenso präsent wie in der Medizin oder der Finanzwirtschaft. Sogar mit dem Nobelpreis für Chemie sind in diesem Jahr drei Wissenschaftler aus den USA ausgezeichnet worden, weil sie mehrskalige Modelle für komplexe chemische Systeme entwickelt haben. Mit diesen Modellen wurde die Grundlage für die Computerprogramme gelegt, mit denen chemische Prozesse verstanden und vorhergesagt werden können. Das Nobelkomitee hat damit gewürdigt, was Grundlage jeder realitätsnahen Simulation ist, nämlich ein Modell zu entwickeln, das die wesentlichen Aspekte des zu untersuchenden Problems zuverlässig und genau beschreibt. Aufbauend auf dieser Grundlage muss dann noch eine Umsetzung in die Numerik erfolgen und das numerische Problem muss gelöst werden. NAFEMS hat es sich zur Aufgabe gemacht, all diese Aspekte der Simulation fachlich zu begleiten und für eine angemessene Ausbildung und Qualifikation der entsprechend tätigen Mitarbeiter Sorge zu tragen.

Auch das NAFEMS Online-Magazin ist darauf ausgerichtet zu verdeutlichen, welches Potenzial in der numerischen Simulation steckt und wie es voll zur Geltung kommen kann. So stellte beispielsweise in der Ausgabe 19 vom Juni 2011 ein Fachbeitrag Ansätze zur Berücksichtigung der Reibung bei der dynamischen Modellierung von Zahnradgetrieben vor. In diesem Heft werden die Ansätze ergänzt durch eine entsprechende Erweiterung auf Planetengetriebe. Ein weiterer Beitrag befasst sich mit der Unwucht infolge von Fertigungstoleranzen, die ein System aus Rotor und Stator zu unerwünschten Schwingungen anregen kann. Diese zu vermeiden muss das Ziel einer simulationsbasierten Auslegung sein. Zwei Fachbeiträge befassen sich mit Problemen der Betriebsfestigkeit. Zunächst werden Methoden sowohl für den Dauer- als auch Zeitfestigkeitsbereich dargestellt; als Beispiel wird die Festigkeit eines Achsschenkels als Teil einer Vorderachsaufhängung untersucht. Im zweiten Beitrag wird detailliert die Lebensdauer eines Planetenträgers für Windkraftanlagen bestimmt.

Diese Auswahl stellt nur einen begrenzten Anwendungsbereich dar und kann daher die vielen Möglichkeiten der numerischen Simulation nicht vollständig widerspiegeln. Ich wünsche mir dennoch, dass auch für Sie etwas Interessantes dabei ist.

Mit freundlichen Grüßen

Prof. Dr.-Ing. Klaus Rohwer
Editor-in-Chief



*Prof. Dr.-Ing.
Klaus Rohwer*

Wir bedanken uns herzlich bei den Sponsoren, ohne deren Unterstützung
ein solches Magazin nicht realisierbar wäre:



www.ansys-germany.com



www.comsol.de



www.3ds.com/simulia



www.intes.de



www.esi-group.com



www.mscsoftware.com



www.simpack.com

NAFEMS ist eine not-for-profit Organisation zur Förderung der sicheren und zuverlässigen Anwendung von Simulationsmethoden wie FEM und CFD.

1983 in Großbritannien gegründet, hat sich die Organisation längst in eine internationale Gesellschaft zur Förderung der rechnerischen Simulation entwickelt. Mit NAFEMS ist die neutrale und von Software- und Hardwareanbietern unabhängige Institution entstanden.

NAFEMS vertritt die Interessen der Anwender aus der Industrie, bindet Hochschulen und Forschungsinstitute in ihre Tätigkeit ein und hält Kontakt zu Systemanbietern.

Mitglieder des internationalen NAFEMS Councils

- C. Stavrinidis (Chairman), ESA, NL
- M. Zehn (Vice Chairman), (TU Berlin), D
- R. L. Dreisbach (The Boeing Company), USA
- D. Ellis, Idac Ltd., UK
- G. Miccoli, Imamoter, I
- M. Moatamedi (University of Narvik, N)
- S. Morrison, Lusas Ltd., UK
- P. Newton, GBE, UK
- M.-C. Oghly, Flowmaster, F
- A. Ptchelintsev, Nokia, FI
- A. Puri, Selex Sensors & Airborne Systems, UK
- J. Wood, Strathclyde University, UK

Die technischen Bereiche bei NAFEMS werden durch spezialisierte Arbeitsgruppen (Working Groups) koordiniert.

| | | |
|----------------------------------|------------------------------------|----------------------------|
| Analysis Management | CAD CAE Integration | Composites |
| Computational Fluid Dynamics | Computational Structural Mechanics | Dynamics & Testing |
| Education & Training | Geotechnics | High Performance Computing |
| Multi-body Dynamics | Multiphysics | Stochastics |
| Simulation Data Management | Vendor Advisory Board | Technical Liaison Group |
| Systems Modelling and Simulation | Seismic | Optimisation |

Um die Aktivitäten von NAFEMS in den verschiedenen geografischen Regionen zu vertreten, neutral zu leiten und die nationalen Belange innerhalb der NAFEMS zu vertreten, wurden sogenannte regionale Steering Committees (Lenkungsausschüsse) gebildet.

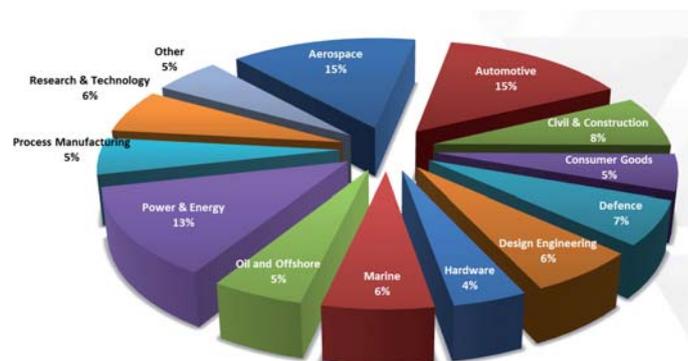
Die Mitglieder des NAFEMS Steering Committees für Deutschland, Österreich und Schweiz sind:

- Dr.-Ing. W. Dirschmid (CAE Consulting), Chair
- Dr.-Ing. A. Gill (Ansys Germany GmbH)
- Dr.-Ing. R. Helfrich (Intes GmbH)
- Dr.-Ing. M. Hoffmann (Altair Engineering GmbH)
- Dr.-Ing. C. Hühne (DLR)
- Dr.-Ing. G. Müller (Cadfem International GmbH)
- Dipl.-Ing. W. Moretti (Schindler Elevator Ltd)
- Dipl.-Ing. F. A. Muggli (Consultant)
- Dr.-Ing. E. Niederauer (Siemens PLM Software)
- Dipl.-Ing. F. Peeters (Dassault Systèmes BV)
- Dipl.-Ing. A. Pfaff (PDTec AG)
- Dr. A. Svobodnik (Konzept-X)
- Prof. Dr.-Ing. M. Zehn (TU Berlin/Femcos mbH)

Mitglied bei NAFEMS?

NAFEMS hat weltweit über **1.000 Mitgliedsunternehmen und -Institutionen**. Mitglieder erhalten unter anderem:

- Freie Seminarplätze
- Benchmark (Internationales FEM-Magazin)
- Literatur
- Ermäßigungen für Trainingskurse, Kongresse und Literatur
- Zugriff auf passwortgeschützten Webbereich mit Kontaktmöglichkeiten und Informationen
- Kontakt zu über 1.000 Organisationen weltweit



Werden auch Sie Mitglied !
www.nafems.org/involved



Impressum

Editor-in-Chief

Prof. Dr. Klaus Rohwer,
Deutsche Zentrum für Luft- und
Raumfahrt e.V.

Redaktioneller Beirat

Dr. Alfred Svobodnik
Konzept-X
Prof. Dr. Manfred Zehn
TU Berlin / Femcos mbH

Redaktion

Albert Roger Oswald
Tel. +49 (0) 80 51 - 96 74 - 3 22
roger.oswald@nafems.org

Gestaltung / Layout / Anzeigen

Werbos GbR
Osterham 23, D-83233 Bernau
Tel. +49 (0) 80 51 - 96 74 - 3 22
Fax +49 (0) 80 51 - 96 74 - 3 37
Mobil +49 (0) 176 - 217 984 01
e-mail: info@werbos.de
www.werbos.de

Bezugspreis / Aboservice

Kostenlos
Tel. +49 (0) 80 51 - 96 74 - 3 22
magazin@nafems.de

Anzeigenpreise

Preisliste vom 29.01.2013

Verteilung / Bezug

Per e-mail an NAFEMS Datenbasis
DACH und als Download über www.
nafems.org. Bezug durch Aufnahme
in den Verteiler.

Copyright © 2013, Werbos GbR.

Nachdruck – auch auszugsweise -, Ver-
vielfältigung oder sonstige Verwertung
ist nur mit schriftlicher Genehmigung
unter ausdrücklicher Quellenangabe
gestattet. Gekennzeichnete Artikel
stellen die Meinung des Autors, nicht
unbedingt die Meinung der Redak-
tion dar. Für unverlangt eingesandte
Manuskripte und Datenträger sowie
Fotos übernehmen wir keine Haftung.
Alle Unterlagen, insbesondere Bilder,
Zeichnungen, Prospekte etc. müssen
frei von Rechten Dritter sein. Mit der
Einsendung erteilt der Verfasser / die
Firma automatisch die Genehmigung
zum kostenlosen weiteren Abdruck
in allen Publikationen von NAFEMS,
wo auch das Urheberrecht für ver-
öffentlichte Manuskripte bleibt. Eine
Haftung für die Richtigkeit der Veröf-
fentlichungen kann trotz Prüfung durch
die Redaktion vom Herausgeber nicht
übernommen werden.

Alle Produkt- und Firmennamen sind
eingetragene Waren- bzw. Markenzei-
chen ihrer jeweiligen Hersteller.

Vorwort des Editor-in-Chief..... 2
Sponsoren 3
NAFEMS..... 4
Inhalt / Impressum 5
NAFEMS Mitgliedschaft im Detail..... 6
NAFEMS Training
 Schulungs- und Konferenztermine / e-Learning / NAFEMS Trainer 7
 Trainingskurs: Einführung in die praktische Anwendung der FEM..... 8
 Trainingskurs: Introduction to CFD Analysis: Theory & Applications..... 9
 Trainingskurs: Verifikation und Validierung (V&V)..... 10
 Trainingskurs: Simulation und Analyse von Composites..... **NEU!** 12
NAFEMS Konferenzen
 Deutschsprachige NAFEMS Konferenz 2014 **NEU!** 13
 Weitere regionale Konferenzen, z. B. NORDIC 15
 Rückblick: European Conference: Coupled MBS-FE Applications 16
Professional Simulation Engineer PSE 18
Literatur: e-library / Bestellvorgang / Literaturlauswahl 24
Traueranzeige Gerhard Müller 25
Kommunikation für Ingenieure..... 26
Neuer Studiengang „Computational Engineering“ der FH München 27
Stellenanzeigen: P+Z / NAFEMS 28
Das Jobportal für Ingenieure: www.CAE-Stellenmarkt.de 30
Neuigkeiten..... 33
Veranstaltungskalender 51

Fachbeiträge

Systemdynamik
Ansätze zur dynamischen Modellierung von Planetenradsätzen
unter Berücksichtigung der Reibung 52
 M. Herchenhan (Fachhochschule Kaiserslautern)
Rotordynamik in komplexen Strukturen..... 68
 R. Helfrich, N. Wagner (Intes GmbH)

Betriebsfestigkeit
Genauere und effizientere Methoden zur multiaxialen
Betriebsfestigkeitsanalyse 79
 C. Gaier, K. Hofwimmer, H. Dannbauer
 (Engineering Center Steyr GmbH & Co KG)
Lebensdauerabschätzung von Komponenten für
Windenergieanlagen für die gesamte Nutzungsdauer 91
 G. Willmerding, J. Häckh (Steinbeis Transfer Zentrum);
 W. Artner (Awotec)

Werbeanzeigen
 Altair Engineering 39
 CAE-Stellenmarkt.de..... 43
 Comsol Multiphysics 35
 FH München..... 27
 DHCAE Tool 34
 Esocaet 37
 Move 41
 Sags einfach 26
 Virtual Vehicle 52
Rückmeldeformular 99



Membership to suit you

NAFEMS offers several membership options to suit all of those within the engineering analysis community:

Site membership

A full range of benefits for larger corporations based at one location

NAFEMS site membership provides multiple benefits to your analysis team, including:

- A publication library including your chosen NAFEMS textbooks, reports, how-to guides and benchmarks
- Copies of all new publications as and when they are produced
- Places at a choice of seminars, held regularly and internationally each year
- Benchmark magazine subscription
- Heavily discounted seminars, training courses, e-learning courses and conferences
- Access to members area of the NAFEMS website which gives access to technical papers, seminar proceedings and more
- Networking opportunities with more than 1000 member companies
- Unrivalled exposure of your company within the engineering analysis arena

Corporate membership

Tailored membership for large companies with multiple locations

The very nature of analysis and simulation is constantly changing as companies expand globally to meet the needs of an exponentially growing user base. Multinational corporations are at the forefront of analysis technology, and require much more from NAFEMS than standard benefits for one location.

In response to this, NAFEMS has developed a corporate membership model, aimed specifically at large multinational companies who need to share the benefits of membership over many physical locations.

Corporate Membership is tailored specifically to meet the needs of your company. This allows you to create your own NAFEMS membership which gives your company the benefits you need.

Small company membership

Cost-effective membership for small to medium sized enterprises

NAFEMS recognises that being a small company has its own unique set of circumstances. This is why we can offer a cost-effective option for smaller companies with a limited budget.

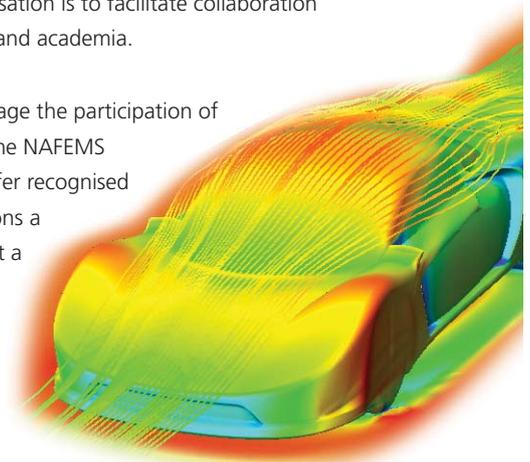
Small Company Membership is tailored to the specific needs of small to medium sized enterprises, and can also be appropriate in areas without a NAFEMS Regional Group.

Academic membership

Offering the benefits of site membership to recognised academic institutions

NAFEMS has always worked extremely closely with the academic arena since its formation and one of the key roles of the organisation is to facilitate collaboration between industry and academia.

In order to encourage the participation of academia within the NAFEMS community, we offer recognised academic institutions a site membership at a reduced rate.



www.nafems.org/involved

Schulungstermine

- | | |
|--|-----------------------|
| Einführung in die praktische Anwendung der FEM Wiesbaden, D – Inhalte und Infos auf Seite 8 www.nafems.org/events/nafems/2014/dach-fea1-1 | 20. - 22. Jan. |
| Verification & Validation of Models and Analyses (V&V) Frankfurt, D – Inhalte und Infos auf Seite 10 www.nafems.org/events/nafems/2013/vandv2 | 11. - 12. Feb. |
| Introduction to CFD Analysis: Theory and Applications Wiesbaden, D – Inhalte und Infos auf Seite 9 www.nafems.org/events/nafems/2013/cfd-11_12-2013 | 19. - 20. März |
| Simulation und Analyse von Composites Wiesbaden, D – Inhalte und Infos auf Seite 12 www.nafems.org/events/nafems/2014/comp-course1 | 1. - 3. April |

NEU!

Konferenzen

- | | |
|---|----------------------|
| NAFEMS NORDIC Konferenz Göteborg, S – Inhalte und Infos auf Seite 15 www.nafems.org/nordic2014 | 13. - 14. Mai |
| Deutschsprachige NAFEMS Konferenz Bamberg, D – Inhalte und Infos auf Seite 13 www.nafems.org/dach2014 | 20. - 21. Mai |
| Informationen zu allen anderen regionalen NAFEMS Veranstaltungen finde Sie unter www.nafems.org/2014 | |
| European Conference: Simulation Process & Data Management (SPDM) Frankfurt, D (geplant) | Herbst 2014 |

NEU!

NEU!



e-Learning Kurstermine

E-Learning ermöglicht schnelle, höchst effektive und kostengünstige Trainings. Hier werden Grundlagen vermittelt, die für die sichere und zuverlässige Anwendung kommerzieller Softwareprogramme wichtig sind. Folgende Themen werden regelmäßig angeboten

- | | | |
|---|--------------------------------|--|
| Fatigue & Fracture Mechanics | Practical CFD | Dynamic FE Analysis |
| Non-Linear Analysis | Structural Optimization | Basic FE Analysis |
| Elements of Turbulence Modeling | Composite FE Analysis | Essentials of Fluid Mechanics for CFD |

Aktuelle Termine und weitere Infos unter www.nafems.org/e-learning

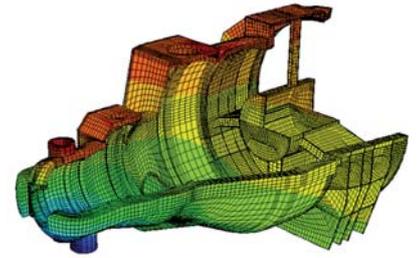
Werden Sie NAFEMS Trainer

NAFEMS wird das Kursangebot regional und international ausbauen und sucht Ingenieure aus Industrie und Hochschule, die gerne (nebenbei) als Referenten arbeiten möchten. Auch im deutschsprachigen Raum möchten wir unsere Kursangebot ausbauen - wir freuen uns auf Sie. Bei Interesse senden Sie bitte eine e-mail an info@nafems.de.

3-tägiger NAFEMS Trainingskurs FEM

Einführung in die praktische Anwendung der Finite-Elemente-Methode (FEM)

20. - 22. Januar 2014 in Wiesbaden / auch als Inhouse-Kurs buchbar



Der Kurs vermittelt praxisorientiert und programmunabhängig die notwendigen Grundlagen für den erfolgreichen und effizienten Einsatz der Finite-Elemente-Methode. Nach Auffrischung von strukturmechanischem Basiswissen, welches für das Verständnis und für die kompetente Auswertung von FE-Berechnungen unerlässlich ist, wird auf leicht verständliche Art erklärt, wie die FE-Programme arbeiten. Zahlreiche einfach gehaltene, anwendungsspezifische Beispiele aus der Industrie unterstützen die Diskussion um Voraussetzungen für adäquate Modellbildung und liefern wertvolle Tipps für die professionelle Darstellung und Interpretation der Ergebnisse.

Ingenieure und Konstrukteure, welche ihre Kenntnisse in Technischer Mechanik bzw. Festigkeitslehre aus der Studienzeit im Hinblick auf die Anwendung bei FE-Simulationen auffrischen und ausbauen möchten, sind besonders angesprochen. Der Kurs wird in einer Workshop-Atmosphäre durchgeführt, wodurch eine aktive Mitwirkung gefördert wird.

Inhalte

- Einführung, Grundbegriffe und Prinzipien
 - Freiheitsgrade / Lagerung / Freischneiden / Gleichgewichtsbetrachtung
 - Innere Kräfte / Beanspruchung / Schnittgrößen
 - Spannungszustände / Hauptspannungen
- Typische Beanspruchungsfälle
- Werkstoffparameter / Versagenshypothesen / Sicherheitsfaktor
- Wechsel- und Dauerfestigkeit, Ermüdung und Kerbwirkung
- Thermische Beanspruchung
- Spannungen und Verformungen in dünnwandigen Strukturen
- Stabilitätsprobleme: Knicken und Beulen
- Grundlagen der Elastodynamik / Schwingungen / Dynamische Beanspruchung
- Modellbildung als ingenieurmäßiger Prozess / Möglichkeiten und Grenzen der Vereinfachung
- Lineare und nichtlineare Problemstellungen
- Wie funktioniert FEM?
- Typische Finite-Elemente (1D, 2D und 3D) zur diskreten Beschreibung deformierbarer Körper
- Berücksichtigung von Symmetrien bei der Modellierung
- Modellierung von Materialverhalten / Evaluation von Versagenskriterien
- Dynamische FE-Berechnungen / Modale Analyse / Dämpfung / Transiente Schwingungen
- Thermische / thermo-mechanische Untersuchungen
- Beispiele für nichtlineare FE-Simulationen
- Voraussetzungen für effiziente FE-Modelle und zuverlässige Ergebnisse
- Optimale FE-Modelle dank gezielter Nutzung der Möglichkeiten von CAD-Software
- Tipps und Tricks für problemgerechte FE-Vernetzung
- Qualitätssicherung bei FE-Analysen / Ursachen möglicher Fehler bei der FE-Modellierung und Tipps für deren Erkennung
- Möglichkeiten zur Überprüfung der Ergebnisse
- Fallbeispiele / Workshop / Diskussion

Referent



Dr. sc. techn.
ETH/SIA
Yasar Deger

Herr Deger hat langjährige, breitgefächerte Erfahrung in der Praxis der FEM und in der Angewandten Mechanik. Er ist als Dozent für Technische Mechanik und FEM an der HSR, Hochschule für Technik Rapperswil, in der Schweiz tätig und erteilt ausserdem seit 1992 Weiterbildungskurse / Workshops für Konstrukteure und Ingenieure in der Industrie. Sein Buch „Die Methode der Finiten Elemente“ erscheint beim Expert Verlag und ist Teil der Kursunterlagen.

Kursprache

Deutsch

Inhouse-Kurs

Dieser Kurs wird auch als Inhouse-Kurs bei Ihnen vor Ort angeboten. Bitte fordern Sie nähere Informationen an - Rückmeldeformular auf der vorletzten Seite.

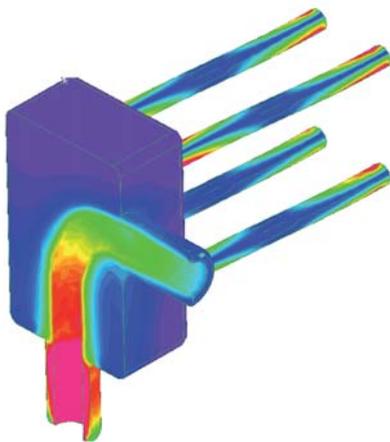
www.nafems.org/events/nafems/2014/dach-fea1-1

2-tägiger NAFEMS Trainingskurs CFD

Introduction to CFD Analysis: Theory and Applications

19. - 20. März in Wiesbaden / auch als Inhouse-Kurs buchbar

Der Kurs vermittelt praxisorientiert und programmunabhängig die Grundlagen der numerischen Strömungsberechnung (CFD). Neben der Funktionsweise von Programmen, die anhand zahlreicher einfacher Beispiele erläutert wird, steht die Vermittlung des gesamten Lösungsprozesses im Vordergrund. Mit Hilfe von Beispielen wird der gesamte Prozess vom realen Bauteil über das Berechnungsmodell bis zur Interpretation der Ergebnisse gezeigt und auf mögliche Fehlerquellen hingewiesen. Der Kurs wird in einer Workshop-Atmosphäre durchgeführt, die die Teilnehmer zur Mitarbeit bzw. zum Einbringen eigener Fragestellungen einlädt.



Inhalte

- Einleitung / Übersicht
- Welche Gleichungen werden in einem CFD-Programm gelöst?
- Beschreibung der Finite-Volumen Methode zur Lösung der Gleichungen anhand von Beispielen, Darstellung von Problemen / Fehlerquellen beim Lösungsprozess

- Tipps und Hinweise zur CFD-Vernetzung
- Praktische Umsetzung: Vom realen Bauteil zum Simulationsmodell
 - Überlegungen vor der Simulation
 - Annahmen und Voraussetzungen
 - Randbedingungen
 - Gittergenerierung
 - Erläuterung der Probleme an einem Praxisbeispiel
- Qualität von CFD-Berechnungen
 - Überprüfung von CFD-Ergebnissen / Kontrollmöglichkeiten
 - Bewertung der Ergebnisse von CFD-Berechnungen
- Ausblick auf weitere Entwicklungen / Tendenzen in der CFD-Welt (FSI, Optimierung,..)
- Fallbeispiele / Workshop / Diskussionen

Kurssprache

Englisch / Deutsch, falls nur deutschsprachige Teilnehmer.

Inhouse-Kurs

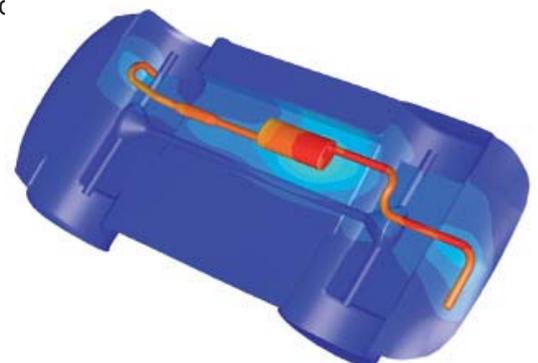
Dieser Kurs wird auch als Inhouse-Kurs bei Ihnen vor Ort angeboten. Bitte fordern Sie nähere Informationen an - Rückmeldeformular auf c vorletzten Seite.

Referent



Prof. Dr.-Ing. Gangolf Kohnen

Herr Kohnen hat über 25 Jahre Erfahrung mit CAE-Anwendungen mit Schwerpunkten auf dem Gebiet der Strömungsberechnung CFD in Lehre, Forschung und Industrie. Herr Kohnen leitet den Bereich Maschinenbau und Virtual Engineering an der Hochschule Baden-Württemberg Mosbach.



www.nafems.org/events/nafems/2013/cfd-11_12-2013

NEU!**2-tägiger NAFEMS Trainingskurs V&V (englischsprachig)****Verification & Validation
of Models and Analyses****11. - 12. Februar 2014, Frankfurt / auch als Inhouse-Kurs buchbar**

Engineering simulation plays an increasing role in industry's search for competitiveness and technology based innovation at every stage of the design, qualification and certification of

products. Key decisions and product qualification/certification increasingly rely on virtual tests and digital simulation, creating a major paradigm shift in which the objective of physical tests is progressively moving from a demonstration of compliance to a reference for analysis validation. This trend in industry is shown through adoption of new terms such as 'realistic simulation' and 'virtual testing'. This situation creates new responsibility for the engineer to guarantee the required confidence level.

This new approach requires secured processes for the verification and validation of models and analyses bringing evidence of their predictive capability. In particular, programme managers now require formal evidence on "simulation fit for purpose" on which they can build confidence and take decisions. In addition, the increasing situation for extended enterprise creates new constraints to guarantee safe and robust analysis processes.

At the same time, and due to the economic pressure, V&V activities are frequently seen as an additional cost that can easily be reduced or even fully cut, thus underestimating the induced risks. In addition, V&V is not easy to implement because of the diversity of involved persons: managers, simulation experts, test specialists, software developers and quality controllers, software vendors...

The Course

Participants of this master class will:

- Learn how to implement reporting to bring visibility and confidence to all managers concerned with simulation outcomes.
- Develop their knowledge in V&V in full coherence with the level of expectation due in their industry context and applicable regulations
- Understand the fundamental concepts of V&V, the role and contents of standards, the existing methodologies for the implementation or the improvement of simulation and V&V plans
- Understand specific V&V requirements in the context of realistic simulation and virtual testing
- Understand how to build rational plans for V&V and related demonstrations
- Improve synergy between virtual and physical tests in the context of validation
- Learn how to build business cases allowing for justification of V&V plans
- Understand simulation management and process issues
- Learn how to implement reporting to bring visibility and confidence to all managers concerned with simulation outcomes.

Who Should Attend?

This master class course is designed for:

- Engineers and senior analysts in charge of simulation activities or preparing to take new responsibility in the management of simulation, especially with regard to V&V responsibility
- Managers in charge of engineering simulation teams and willing to improve their knowledge in V&V and in the relevant processes
- Program managers who need to make critical decisions based on engineering simulation results and that wish to increase their understanding and visibility of the required V&V activities

It is recommended that participants have a few years of experience in engineering simulation for the design and development of industrial products.

Program

Introduction

- Industrial context and stakes
- Simulation in the product lifecycle
- Industrial implementation of simulation

Validation, Qualification & Certification of Industrial Products

- Fundamentals on product validation, qualification and certification
- The analysis-test pyramid
- Virtual testing and realistic simulation

- Introduction to new technologies and TRL
- Regulations and certification in aeronautics
- Situation of the nuclear industry

V&V and Simulation Management

- Scope and complexity of the management of simulation
- Simulation management activities: software capability management / V&V / skills management / quality management / SPDM / CAD / CAE.....

Realistic Simulation

- Existing technology and new enhancements available to industry: HPC, cloud, open source, multi-scale, multi-physics....
- Connection with CAD/PLM
- Benefits and threats of realistic visualization
- Impact on V&V plans

V&V Fundamentals and Standards

- Fundamentals
- Verification
- Validation and uncertainty quantification
- Predictive maturity
- V&V process and responsibilities
- Standards
- Short history of standardization in V&V
- Main standards: ASME, AIAA, NASA...
- Other initiatives

Verification

- Verification of software codes
- Verification of algorithms

- Quality assurance for software: methodologies for SW development, regression tests...
- Verification of analyses
- Validation and Test/Simulation Synergy
- Validation process and constraints
- Physical and virtual testing collaboration
- Objectives and typology of physical tests
- Prerequisites for successful validation tests
- Predictive maturity
- Some industrial examples (aerospace, nuclear...)

Uncertainty Quantification

- Typology : random, epistemic uncertainties
- Selective methodologies for uncertainty quantification: Monte Carlo, Latin hypercube, response surfaces, polynomial chaos, "Lack of knowledge" theory (theory of misconceptions?), theory of evidence.....
- Sensitivity analysis, robustness (key parameters identification...)

V&V Implementation Strategies

- Setting-up V&V plans
- Implementation issues and obstacles
- Industrial justification (V&V business case)
- Costs, benefits and risk management
- Organization and skills

Course Language

Englisch

Tutors



Jean-François Imbert

Jean-François Imbert has 40 years' experience in Structural Engineering, CAE/ numerical simulation, mostly in the aeronautical and aerospace sectors where he has exercised both operational, expert and management responsibilities. Throughout his career, Jean-François ensured the development and implementation of innovative numerical simulation capabilities in industrial contexts, mostly in Structure Analysis. In his successive responsibilities, he accumulated a unique and broad experience in simulation management and the multiple features of V&V, including validation tests and analysis /test synergy. Furthermore he has a long practice of engineering education both in academic institutions and professional seminars..



Philippe Pasquet

With almost forty years of extensive experience in engineering simulation, Philippe Pasquet has covered the full range of technical responsibility in this domain, both with research institutes and various consulting firms and software houses: development of software, development of methods, advanced studies, team management, scientific and technical management etc. Powered by his passion for pedagogy and simulation technology, he has presented at several conferences and talks at high level towards efficient use and good practices of simulation in the industry, motivating students and engineers for those fascinating engineering simulation jobs..

www.nafems.org/events/nafems/2013/vandv2

3-tägiger NAFEMS Trainingskurs

Simulation und Analyse von Composites

1. - 3. April 2014 in Wiesbaden / auch als Inhouse-Kurs buchbar

Faserverbundwerkstoffe haben sich inzwischen in verschiedensten Industriebereichen etabliert. Durch verschiedenste Faserarchitekturen und Harzsysteme sind Verbundwerkstoffe für unterschiedlichste Anwendungsfälle und Einsatzbereiche konfektionierbar. Der Konstrukteur und Berechnungsingenieur wird daher mit einer Vielfalt unterschiedlichster Werkstoffe konfrontiert, deren Festigkeitsanalyse vergleichsweise komplex ist. Ganz wesentlich für das Tragverhalten von Faserverbundwerkstoffen ist das Delaminations- und Schädigungsverhalten. Die Ablösung der Einzelschichten voneinander ist für gewöhnlich der entscheidende Versagensfall.

Das Ziel dieses Kurses ist die Einführung in die Schädigungsmechanik für Faserverbundwerkstoffe und die Modellierung der Delaminationen. Dem in der Praxis arbeitenden Ingenieur werden die Grundlagen der Schädigungsmechanik, die Möglichkeiten der Delaminationsanalyse und die typischen Verfahren zur Bestimmung relevanter Materialeigenschaften vermittelt.

Training

Der Kurs vermittelt die Inhalte über die Schädigungsmechanik und Delaminationsmodellierung von Faserverbundwerkstoffen bei statischen Belastungen. Dazu werden die Grundlagen der Schichtentheorie, der Mischungstheorie und der Festigkeitstheorie für Faserverbunde dargestellt. Anhand von Beispielen

aus der industriellen Praxis wird die Schädigungsmechanik eingeführt und die typischen Modelle zur Delaminationsanalyse vorgestellt.

Neben den theoretischen Grundlagen werden Tipps und Hinweise für die Anwendung der Modellierungsansätze in der FE-Analyse vorgestellt.

In dem Kurs soll auch die Möglichkeit bestehen, Anwendungsfälle der Teilnehmer aus der industriellen Praxis zu berücksichtigen.

Wer sollte teilnehmen

Berechnungsingenieure, Konstrukteure und Mitarbeiter, die als Simulationsingenieure arbeiten. Der Kurs vermittelt die wesentlichen Inhalte, um die Tragfähigkeit von Faserverbundstrukturen simulieren zu können.

Programm

Tag 1

- Klassische Laminattheorie und Laminattheorien höherer Ordnung
- Mischungstheorien und Mikromechanik

Tag 2

- Festigkeitskriterien und Materialdegradationsmodelle
- Einführung in die Schädigungsmechanik

Tag 3

- Schädigungsmodelle für Verbundwerkstoffe
- Delaminationsmodellierungen

Referent



Dr.-Ing.
Daniel Hartung

Premium Aerotec
GmbH

Herr Dr. Hartung hat langjährige Erfahrung in der Anwendung und Entwicklung von Materialmodellen, Analysemethoden und Finite Elemente Modellierungen für Faserverbundwerkstoffe. Während seiner Tätigkeit für das Deutsche Zentrum für Luft- und Raumfahrt (DLR) hat er sich intensiv in die Modellierung und Analyse der Faserverbundwerkstoffe eingearbeitet und neuartige Analysemethoden entwickelt. Zusätzlich hat sich Hr. Hartung während dieser Zeit umfassend mit der Prüfung und Kennwertermittlungen von Faserverbundwerkstoffen befasst. Zurzeit arbeitet Hr. Hartung in der Industrie und entwickelt unter anderem Berechnungsmodelle und Analysemethoden für Verbundwerkstoffe im Flugzeugbau. Aus der Leitung und Mitarbeit unterschiedlicher Industrie- und Forschungsprojekte kennt Herr Hartung die Herausforderungen bei der Anwendung verschiedenster Modelle sowie die wissenschaftlichen Herausforderungen bei der Modellentwicklung.

Kurssprache

Deutsch

Inhouse-Kurs

Dieser Kurs wird auch als Inhouse-Kurs bei Ihnen vor Ort angeboten. Bitte fordern Sie nähere Informationen an - Rückmeldeformular auf der vorletzten Seite.

www.nafems.org/events/nafeems/2014/comp-course1

Ankündigung und Call for Papers

Abgabe von Abstracts bis 7. Februar



NAFEMS DEUTSCHSPRACHIGE KONFERENZ 2014

20. - 21. Mai 2014
Bamberg

Berechnung und Simulation – Anwendungen, Entwicklungen, Trends

Die Konferenz bietet Ihnen ein einzigartiges, unabhängiges, neutrales, übergreifendes und umfassendes Informationsangebot im Bereich der numerischen Simulationsmethoden.

Nach der erfolgreichen, ersten deutschsprachigen NAFEMS Konferenz im Jahr 2012, bei der fast 100 Fachpräsentationen zu den Themen FEM, CFD, MKS, SDM etc. vorgetragen wurden, möchten wir Sie nun herzlich zur zweiten regionalen Konferenz von 20. - 21. Mai 2014 nach Bamberg einladen.

Es erwarten Sie interessante Keynote-Vorträge aus Industrie, Forschung und Hochschule sowie Beiträge von Anwendern unterschiedlicher Soft- und Hardwareprodukte. Eine große Ausstellung von Hard- und Softwareausstellern begleitet die Konferenz – zuletzt mit fast 30 Ausstellern. Mit dieser Konferenz bietet Ihnen NAFEMS eine Plattform, auf der neue Techniken und Tools präsentiert werden sollen und den Teilnehmern die Möglichkeit geboten wird, auf breiter Basis erfolgreiche Anwendungen und Trends mit Spezialisten aus Forschung und im besonderen Maße aus der Industrie zu diskutieren. Über 240 Teilnehmer nutzen dies bei der vergangenen Konferenz 2012 in Bamberg. Die Teilnahme ist gleichsam offen für NAFEMS Mitglieder und Nichtmitglieder, wobei NAFEMS Mitglieder im Rahmen ihrer Mitgliedschaft kostenlos teilnehmen.

Gestalten Sie mit - reichen Sie einen Vortrag ein!

Wir würden uns sehr freuen, wenn Sie durch einen Fachvortrag aktiv an der Gestaltung der Konferenz und damit zum Erfolg beitragen würden. Wir wünschen uns Beiträge, die interessante oder beachtenswerte industrielle Anwen-

dungen, Weiterentwicklungen in der Technologie oder Theorie, zur Sicherung der Ergebnisqualität, zur Verbesserung des Datenmanagements und der Systemintegration sowie zur Verbesserung der Aus- und Weiterbildung auf diesem Gebiet beinhalten. Beiträge zu folgenden Themenkreisen - jedoch nicht limitiert darauf - werden erwartet:

- Strukturmechanik (Statik, Dynamik, Festigkeit)
 - Mehrkörperdynamik
 - Hochgeschwindigkeitsbelastungen
 - Bauteilverbindungen
- Strömungsmechanik
 - Inkompressible und kompressible Strömungen
 - Mehrphasenströmungen
 - Temperaturberechnungen
- Elektrotechnik (elektromagnetische Felder, EMV, ...)
- Akustik
- Multiphysik (Co-Simulation, Systemintegration, FSI, ...)
- Materialien (Composites, Nanomaterialien, Modelle, ...)
- Stochastik / Robustheit
- Systems Simulation/Engineering
- Optimierung (Parameter, Form, Topologie)
 - Struktur, Strömung
- Best Practices im CAE-Prozess
 - CAD-CAE-Kopplung
 - Simulationsdatenmanagement (SDM)
 - Verifikation mit Test, Validierung zur Qualitätssicherung
 - Datenformate (STEP, ...)
- Fertigungsprozesse (Urformen, Umformen, Verbinden, ...)
- Aus- und Weiterbildung
- High Performance Computing (HPC)
- ...

Wir freuen uns auf Ihre Teilnahme.

Ihr NAFEMS Lenkungsausschuss für Deutschland, Österreich, Schweiz



Plenarvorträge von Dr. Ralph Sundermeier (Volkswagen AG) und Prof. Peter Wriggers (Universität Hannover) bei der letzten deutschsprachigen Konferenz in Bamberg 2012.

Einreichung von Abstracts

Wir freuen uns auf Ihren 1/2-seitigen, deutschsprachigen Titel + Abstract per e-mail an info@nafems.de bis zum

7. Februar 2014

Nach Festlegung der Agenda erhalten Sie eine Bestätigung. Für den Tagungsband benötigen wir bis bis 11. April 2014 einen „Extended Abstract“ mit ca. 2 - 4 Seiten in deutscher Sprache. Die Vortragsdauer beträgt voraussichtlich 25 Min. inklusive Diskussion.

Termin

20. Mai 2014
voraussichtlich 10.00 - 18.00 Uhr
21. Mai 2014
voraussichtlich 08.30 - 16.00 Uhr

Veranstaltungsort / Hotel

Welcome Kongresshotel Bamberg
Mußstrasse 7, 96047 Bamberg, Deutschland
www.welcome-hotels.com
Stichwort „NAFEMS“.

Teilnahmegebühren

Nicht-Mitglieder:
Euro 695,— / Person
Vortragende aus der Industrie¹⁾:
frei
NAFEMS-Mitglieder:
frei*
Proceedings, Mittagessen und Pausengetränke sind in den Teilnahmegebühren enthalten.

*** Mitgliedsgebühren für Unternehmen/Institute**

Eine Standard NAFEMS site membership kostet 1.050 Euro pro Jahr. Eine Academic site membership kostet 650 Euro pro Jahr. NAFEMS Mitglieder erhalten sechs seminar credits (1 credit entspricht 1/2 Seminar-/Konferenztag) pro Jahr. Für diese Veranstaltung werden vier credits je Teilnehmer benötigt. Sie können als Mitglied also 1,5 Personen zur Veranstaltung senden – es rechnet sich schnell, Mitglied zu werden. Sollten die seminar credits bereits verwendet worden sein, können NAFEMS Mitglieder zu einem reduzierten Preis teilnehmen: Euro 490,— / Person

Ausstellung und Sponsoring

Die Konferenz wird von einer Hard-/Softwareausstellung begleitet. Bitte fordern Sie weitere Informationen an.

Tagungssprache

Deutsch und Englisch

Konferenzorganisation

NAFEMS GmbH
Osterham 23, D-83233 Bernau
Tel. +49 80 51 - 96 59 3 49, Fax +49 80 51 - 96 74 3 37
e-mail: info@nafems.de

¹⁾ Unternehmen zur Produktion/Weiterverarbeitung von materiellen Gütern/Waren in Fabriken/Anlagen.

Alle Preise jeweils zuzügl. ges. MwSt.

Weitere NAFEMS Konferenzen

Regionale NAFEMS Konferenzen 2014

Weltweit finden 2014 weitere regionale Konferenzen in den verschiedenen NAFEMS Regionen statt, z. B. die ...



NAFEMS NORDIC CONFERENCE 2014

Göteborg, Sweden
13-14 May

NAFEMS NORDIC Conference

**Engineering Simulation:
Best Practices, New Developments, Future Trends**

The conference will provide a unique, independent, neutral, and comprehensive overview of the current state of art in the engineering simulation analysis.

– Abstract submission latest 7 February –

13th and 14th of May in Göteborg, Sweden. This two-day conference will focus on existing best practices as well as state-of-the-art in FEA, CFD and associated technologies – ensuring delegates receive a fully comprehensive overview of the technology available to them.

The conference will increase awareness and provide a discussion forum for topics that are vital to engineering industrialists and academics, offering attendees an unrivalled combination of industrial knowledge, expertise and forward-thinking to aid their deployment of CAE over the next few years.

Get Involved!

NAFEMS openly requests presentations which provide case studies on the effective use of simulation in any given application. Presentations from all areas of simulation can be submitted and will be considered for acceptance, however, contributions which highlight one or more of the themes below are particularly welcomed:

- Structural mechanics
- CFD
- Multiphysics
– coupled simulations (FSI),
electromagnetism, multi-body
simulation
- Optimization
- Acoustics
- Fracture & fatigue
- Materials (composites, nano,
polymers, ...)
- Connections
- Conceptual design
- Stochastics / robustness
- Simulation driven design
- Engineering analysis, verifica-
tion and validation
- Any other area of simulation...

You are invited to participate by telling the engineering analysis community how simulation is being used in your organisation and where you believe CAE is heading. The conference welcomes participation from every type of organisation – large and small, across all sectors.

The event is open to both members and non-members of NAFEMS, with members able to attend the event for free, as part of their membership benefits package.

We are looking forward to welcoming you in Göteborg.
NAFEMS NORDIC Steering Committee

www.nafems.org/nordic2014

Rückblick: European Conference

Coupled MBS-FE Applications: A New Trend in Simulation

26 - 27 November 2013, Frankfurt

Die erste europäische NAFEMS Conference zum Thema „Coupled MBS-FE Applications: A New Trend in Simulation“ fand von 26. - 27. November im Le Meridien Hotel in Frankfurt statt.

Über 100 Teilnehmer konnten sich in 31 interessanten Vorträgen über den aktuellen Entwicklungsstand und die Trends informieren. Geleitet wurde die Konferenz von Gianluigi Baldesi (European Space Agency, Vorsitzender der NAFEMS MBS Working Group) und von Patrick Morelle (LMS, Mitglied der NAFEMS CSM Working Group). Initiiert wurde die Konferenz von der NAFEMS Computational Structural Mechanics und der Multi Body Dynamics Working Group in Kooperation mit NAFEMS DACH.

Die Teilnehmer kamen aus Österreich, Belgien, Dänemark, Frankreich, Griechenland, Italien, Korea, Luxemburg, Niederlande, Polen, Schweden, Schweiz, Ukraine, United Kingdom und USA und repräsentierten einen interessanten Mix aus verschiedenen Industriebereichen, mit Schwerpunkten aus Aerospace, Automotive, Konsumgüter, Bauwesen, etc.

Besonders danken möchten wir den vier Goldsponsoren: Altair, LMS, Recurdyn und Simpack sowie den Ausstellern Altair, AnyBody Technology, Beta CAE Systems, Dassault Systemes, DYNAMore, FunctionBay, Intes, LMS und Simpack.



Vorträge

Session 1 Keynotes

Overview and Introduction of NAFEMS MBS and CSM Working Group

G. Baldesi (European Space Agency, NED, chairman of MBS WG), P. Morelle (LMS, BEL, chairman of SCM WG)

Keynote Presentation:
Coupled MBS-FE Applications: A New Trend in Simulation
M. Gérardin (University of Liege, BEL)

Session 2 – Automotive
Brake Noise Simulation using Multibody Simulation Analysis
B. Leblanc (Altair Engineering GmbH, GER)

Advanced Reduced Order Modeling of Joint Structures
M. Breitfuss, A. Plank (Engineering Center Steyr GmbH & Co KG, AUT)

A Method for Fully-Coupled Simulation of Nonlinear Flexible Multi-Body Systems

M. Collingridge, W. Shen, S. Riley, H. Patel (MSC Software, USA)

Development of a Torsional Vibration Damper using Multibody Simulation

S. Moon (Hyundai Motor Company, KOR)

Session 3 – Aerospace
Non-linear Flexible-Body Contact Analysis in a Coupled MBD and FEA Simulation
T. Kelichhaus (FunctionBay GmbH, GER)

MBS-FE Use in Salor Array Deployment
A. Giovannini (Thales Alenia Space, FRA)

Coupled FE-Multi Body Simulation of Flight Controls Functioning & Future Applications
M. Vetter (Airbus, GER)



Multibody Simulation in Aerospace : Technology Roadmap Discussion

G. Baldesi (European Space Agency, NED)

Session 4 – Miscellaneous Applications and Methods

Co-Simulation Approach of a Sliding Door Slam Test

A. Paraschoudis (Beta CAE Systems SA, GRE); S. Patil (Beta CAE Systems USA Inc., USA)

Discrete and Finite Element Co-Simulations

C. Bierwisch, T. Kraft (Fraunhofer IWM, GER); C. Dehning (Fraunhofer SCAI, GER)

An Efficient 3D FEM-DEM Coupling for Granular Matter Applications

M. Michael, B. Peters (University of Luxembourg, LUX); F. Vogel (inuTech GmbH, GER)

Session 5 – Miscellaneous Applications and Methods

Industrial Validation of Novel Model Reduction Techniques to Represent Component Flexibility in Multibody Models

G. H. K. Heirman, A. Toso (LMS International, BEL); P. Holzwarth, M. Fischer, P. Eberhard (University Stuttgart, GER)

FEM Formulations for Surgery Simulators

D. Marinković, M. Zehn (TU Berlin, GER)

Accurate Representation of Preloaded Flexible Components in Multibody System through the Use of Craig-Bampton Modes

M. Collingridge, S. Singh Sandhu, D. Wallerstein, H. Patel (MSC Software, USA)

Session 6 – Automotive

Fatigue Analysis of Car Body for a Hybrid Simulation Model using Standard-Explicit Co-Simulation

M. Kim, K.Y. Jeong (Hyundai Motor Company, KOR)

Optimization of Suspension Component Design

J. Engstrom (Red Cedar Technology, USA)

A Simulation Toolchain Combining Multibody, Finite Element and Computational Fluid Dynamic Analyses

R. Lancashire, M. Tijssens (TASS, NED)

Vehicle Dynamics Simulation with FEA and MBD Co-Simulation

A. Franck (Dassault Systemes Deutschland GmbH, GER)

Session 7 – Aerospace

A Coupled Aero- and Structural Dynamics Model for Computation of Performance and Unsteady Loads on the Helicopter Skeldar V200



P. Persson, Per Weinerfelt (Saab Aeronautics, SWE)

An Integrated Multi-Body/ FEM Approach for Space Applications

P. Gasbarri, G. B. Palmerini, M. Sabatini, A. Pisculli (University of Rome, ITA)

FE Based Simulation of Variable Stator Vanes Mechanisms

P. Morelle (LMS International, BEL)

The Absolute Nodal Coordinate Formulation for Finite Elements (ANCF)

M. Hoffmann, T. Kush, A. Mohamed, J. Liu (Altair Inc., USA)

Challenge of Modelling a Multi-Stage Launch Vehicle

G. Baldesi, T. Dejean (European Space Agency, NED)

Session 8 – Automotive

A New Solution for Coupled Simulation of Multibody Systems and Nonlinear Finite Element Models

G. Conti, T. Mertens, T. Sinokrot (LMS, ITA); H. Akamatsu, H. Kyogoku, K. Hattori (Nissan Motor Co., JPN)

Multibody-FEA Co-Simulation for the Analysis of Engine Mounts

M. Bernard, K. Wolf (Fraunhofer SCAI, GER); J. Friebe, O. Vahid (Maplesoft Europe, GER)

Differential Hypoid Gears: The Necessity for a Multi-Physics Approach

M. Mohammadpour, S. Theodossiades, H. Rahnejat (Loughborough University, GBR)

Session 9 – Applications

High Fidelity FE Model of Clamp Band System with Catcher Mechanism

M. Such Taboada (European Space Agency, NED)

Advanced Multi-Body Modelling of Rotor Blades: Validation and Application in a Design Situation on the Basis of the 61.5m UpWind Blade

S. Mulski, H. Mabou, S. Dietz (Simpack, GER); S. Hauptmann (Mesh Engineering, GER); L. Schön (REpower Systems, GER)

A Comparative Study between Beam Elements and Full Finite Elements Models for Blade Modeling of Wind Turbines

J. Zeischka, J. Beuse (MSC Software, GER); H. Dekker, G. de Winkel (Knowledge Centre WMC, NED)

Impact of Geometry Simplification and Element Size on the FEM-MBS-Coupling-Process

C. Lein, M. Beitelschmidt (Technical University Dresden, GER)

Certification

Professional Simulation Engineer



The official launch of the Professional Simulation Engineer Competencies took place at the NAFEMS World Congress 2013. Providing a new standard for simulation engineers, the newly defined competencies incorporate thousands of individual competency statements across twenty-six technical areas and are multi-level in nature to assist simulation engineers at every stage of their career.

To complement the launch of PSE Competencies, NAFEMS announced the introduction of the PSE Competency Tracker, an online system to track and measure competency, and PSE Certification providing independent assessment and verification of competency.

About the PSE Competency Tracker

The PSE Competency Tracker is an online system for tracking and measuring PSE Competencies.

Browsing PSE Competencies

- Access and browse the detailed list of PSE Competencies, sorted by level of competency.

Educational Resources

- Links to educational resources are provided within the PSE Competency Tracker to assist individuals in achieving the competencies. Managers may also wish to use the list of educational resources to improve training and staff development.

More than 400 suggested educational resources are listed including books, articles, codes of practice, etc., that are useful to develop the competencies described in the Tracker.

Measuring & Tracking Competency

Using the online PSE Competency Tracker individuals can plan and monitor their development as a simulation engineer, tracking their competencies as they are achieved. Companies can do the same for their staff, creating a database of the combined simulation skills of their workforce.

The PSE Competency Tracker can be accessed by NAFEMS members at www.psecompetencytracker.org.

About PSE Certification

PSE Certification is based on the simple concept that the 'Professional Simulation Engineer' certificate is achieved by an independent assessment of PSE Competencies by NAFEMS. The Certification requires the accumulation of competency in workplace experience in the specification, planning, execution and interpretation of numerical analysis applied to design, simulation or product verification, and adequate performance in executing these functions to a high standard. It also requires competency of an appropriate level of underpinning theoretical knowledge and sufficient product knowledge to enable the analyst to understand the context, purpose and value of his/her analysis work.

A multi-level certification scheme, PSE Certification targets the experienced analyst as well as newcomers to simulation. The experienced simulation engineer is required to present documented and attested evidence of academic and workplace competency to become certified. An appropriately qualified newcomer to simulation is expected to follow a structured training programme under the guidance of a suitably qualified Industrial Mentor.

Apply online for PSE Certification at www.nafems.org/pse.

More Information on page on the following pages.



Professional Simulation Engineer



A New Standard for
Simulation Engineers

NAFEMS recently launched Professional Simulation Engineer (PSE) Competencies, creating a new standard for the analysis and simulation industry.

PSE (Professional Simulation Engineer) Competencies define the competencies that a good analysis and simulation engineer should possess. They have been peer-reviewed over several years by NAFEMS technical working groups and external experts to create a new standard of competency for analysis and simulation.

Encompassing twenty-six technical areas, there are more than 1400 individual competency statements to:

- enable a clear assessment of an individual's competency level
- carefully encompass important aspects of each technical area
- aid personal development

PSE Competencies are for simulation engineers at every level – from those new to the field to those with several years of experience and can be achieved through on-the-job learning as well as training courses and formal post-graduate courses.

PSE Modules include:

- Core Finite Element Analysis
- Mechanics, Elasticity and Strength of Materials
- Materials for Analysis and Simulation
- Fatigue
- Flaw Assessment and Fracture Mechanics
- Nonlinear Geometric Effects and Contact
- Beams, Membranes, Plates and Shells
- Dynamics and Vibration
- Optimisation
- Plasticity
- Core Computational Fluid Dynamics
- Thermo-Mechanical Behaviour
- Management General
- Verification and Validation
- PLM Integration and CAD-CAE Collaboration
- Simulation Process & Data Management
- Buckling and Instability
- Multi-physics Analysis
- Composite Materials and Structures
- Fundamentals of Flow, Porous Media, Heat Transfer
- Creep and Time-Dependency
- Multi-Scale Analysis
- Probabilistic Analysis
- Noise, Acoustics and Vibro-Acoustics
- Electromagnetics
- Multi-body Dynamics



PSE Competencies are for simulation engineers at every level – from those new to the field to those with several years of experience. Specific to engineering analysis and simulation, PSE Competencies are not specific to any particular software package – creating a benchmark of competency for all simulation engineers.

PSE Competencies can be browsed, tracked and managed using the PSE Competency Tracker.

Independent recognition of PSE competencies can be achieved with PSE Certification.

About PSE COMPETENCY TRACKER

The PSE Competency Tracker is an online system for tracking and measuring Professional Simulation Engineer competencies. The PSE Competency Tracker allows users to browse the PSE Competencies online and amend their competency record throughout their career.

Companies can use the PSE Competency Tracker to track and manage the competencies of their individual staff and pooled workforce.

There are three main functions of the PSE Competency Tracker:

Access PSE Competencies

Access and browse the detailed list of PSE Competencies, sorted by level of competency.

Browse Educational Resources

Links to educational resources are provided within the PSE Competency Tracker to assist individuals in achieving the competencies. Managers may also wish to use the list of educational resources to improve training and staff development.

More than 400 suggested educational resources are listed including books, articles, codes of practice, etc., that are useful to develop the competencies described in the Tracker. For each resource the corresponding list of competencies is provided.

Measure & Track Competency

A key feature of the PSE Competency Tracker is the ability to easily track and manage the PSE competencies of individuals and pooled workforces.

The PSE Competency Tracker web based system allows the skills that are developed by individuals to be tracked and logged. This can then be used:

- by individuals to plan and monitor their career development as a simulation engineer
- by companies to do the same for their staff and to keep a database of the combined simulation skills of their workforce

Key Features

For Individual Analysis & Simulation Engineers...

- Access and browse the detailed list of competencies, sorted by level of competency
- Identify relevant educational resources
- Measure current competency and generate a detailed personal report identifying areas for development
- Track progress throughout career*
- Export a PDF report to support your PSE Certification application

For Team Managers...

- Identify staff possessing specific competencies
- Identify gaps in competency and training requirements
- Assemble an ideal project team with what-if analysis*

For Technical Leaders & Human Resource Managers...

- Define competency profiles for specific job roles*
- Define competency objectives*
- Track staff progress
- Identify training and recruitment needs
- Assist with workforce and succession planning

Benefits

For Individuals....

- Identify competencies relevant to your work
- Clearly evaluate personal competency level
- Identify relevant educational resources
- Identify relevant codes of practice
- Plan and achieve PSE Certification
- Reach your professional objectives

For Companies....

- Identify competencies which are relevant to your organisation
- Demonstrate a commitment to excellence internally and to external partners
- Maintain a high level of motivation of technical staff
- Identify and retain key technical resources
- Improved staff development
- Improved recruitment and succession planning
- Increased quality, efficiency and reduced risk



PSE (Professional Simulation Engineer) Certification allows engineers and analysts to gain recognition for the accumulation of PSE Competencies.

Independently assessed by NAFEMS, the international association of the engineering analysis, modelling and simulation community, the certification enables individuals to gain recognition for their level of competency and experience as well as enabling industry to identify suitable and qualified personnel.

The Certification incorporates an extensive range of competencies across various analysis types. It is multi-level, supporting the philosophy of lifelong learning and continuous professional development. PSE Certification is suitable for both experienced engineers/analysts and those in the early stages of their professional career.

Providing a standard of competency for the international simulation community, successful applicants receive recognition as a Professional Simulation Engineer (PSE) at Entry, Standard or Advanced Level. As competencies are developed, PSEs will advance to the next level.

PSE Certification Standard

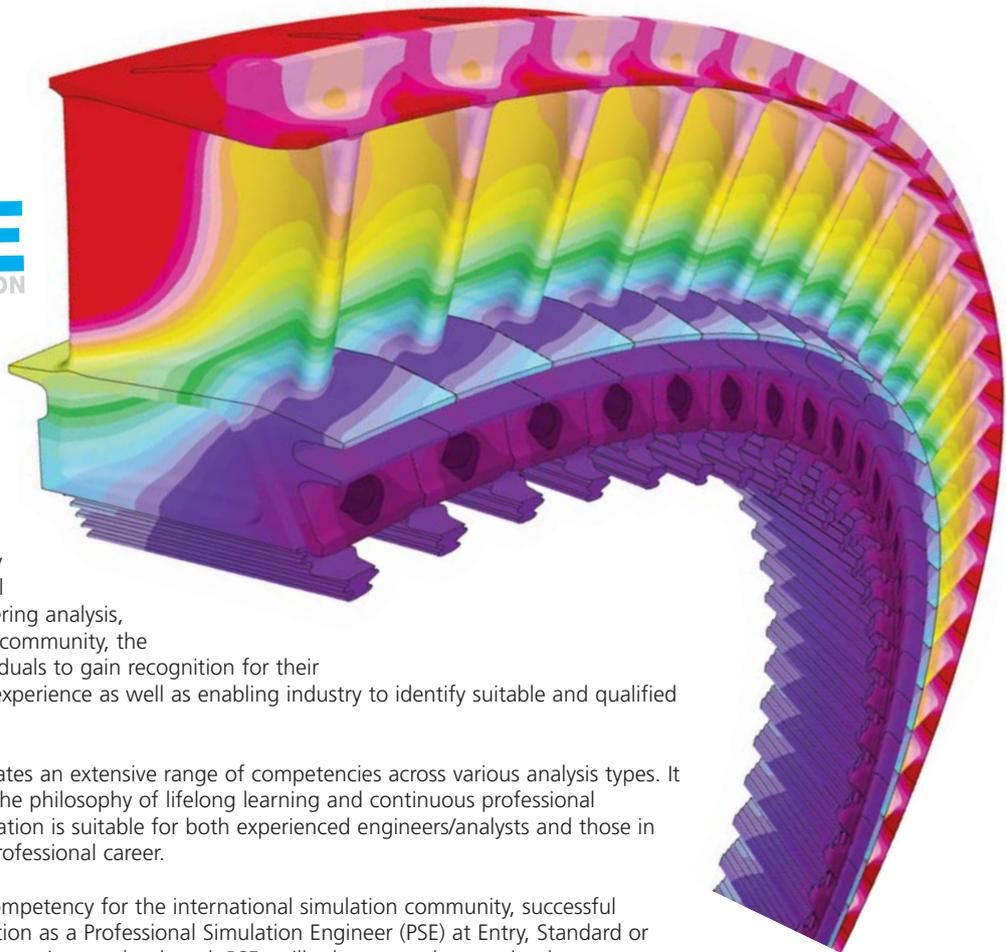
PSE Certification is based on the simple concept that the 'Professional Simulation Engineer' certificate is achieved by an independent assessment of workplace competency.

The Certification requires the accumulation of competency in workplace experience in the specification, planning, execution and interpretation of numerical analysis applied to design, simulation or product verification, and adequate performance in executing these functions to a high standard. It also requires competency of an appropriate level of underpinning theoretical knowledge and sufficient product knowledge to enable the analyst to understand the context, purpose and value of his/her analysis work.

PSE Certification targets both the experienced analyst and the newcomer to simulation. The experienced simulation engineer is required to present documented and attested evidence of academic and workplace competency to become certified. An appropriately qualified newcomer to simulation is expected to follow a structured training programme under the guidance of a suitably qualified Industrial Mentor.

PSE Certification has been designed to:

- Recognise and record achievement by award of a formal certification following an independent assessment of workplace competency
- Assist companies in demonstrating the competency of staff to external organisations
- Promote best practice in engineering analysis
- Increase the pool of competent engineering analysts, thereby enhancing the competitiveness of industry
- Provide an international standard of competency for the international simulation community



Certification Levels

Applicants can gain certification in any number of technical areas.

For each technical area, competency can be claimed at one of the following levels:

Entry Level

- Employs available software tools in an effective manner.
- Able to work in a supervised capacity when provided with clear guidelines.
- Doesn't take on general tasks without supervision.
- Typically applies to trainees and/or technician level staff working under the supervision of a person(s) with appropriate competence who will sign off the results.

Standard Level

- Has sufficient knowledge and comprehension of theory to employ available software tools in a safe and effective manner.
- Able to work in an independent manner without supervision.
- Conducts appropriate checks on results.
- Plans analysis strategies and validation studies.
- Is aware of their own limitations when faced with new or novel problems.
- Observes professional practices.

Advanced Level

- Can take on a range of complex, novel tasks without supervision.
- Able to use skills and expertise to mentor others.
- Provides effective advice and guidance.
- Acknowledged as an expert.

Benefits

Professional Simulation Engineer Certification records, verifies and independently assesses an analysis and simulation engineer's skills and competency. This makes the qualification extremely beneficial for both individuals and companies.

Benefits for Individuals...

For individuals some of the benefits of PSE certification include:

- Achievement of distinctive and internationally recognised qualification
- A clear path for career and skill progression
- Increased value to current and future employers
- Enhanced analytical skills
- Increased confidence
- Improved self-motivation

Benefits for Companies...

There are also a number of benefits for companies whose analysts are certified PSEs (Professional Simulation Engineers). These benefits include:

- A clear way to demonstrate the company's commitment to quality standards
- A formal record of employee competency and training satisfying the requirements of ISO 9001
- Easier recruitment of high calibre staff
- Reduced risks when employing consultants and subcontractors whose staff are Professional Simulation Engineers (PSEs)
- Increased employee motivation
- Creating and maintaining competitive edge

who should apply?

PSE certification is designed for individuals who fit one or more of the following the criteria:

- Designers and engineers who carry out simulation to investigate product performance.
- Simulation engineers and engineering analysts.
- Engineers who are design signatories.
- Engineers who approve numerical analysis.

The certification is appropriate for analysts/simulation engineers at any point in their career. As the qualification is multi-level, it is suitable for experienced analysts and those who are newcomers to analysis.

www.nafems.org/pse/certification

e library

Corporate Subscription

NAFEMS reference library at the click of a button

Subscribe to NAFEMS Corporate e-library and have instant access to over 140 of our acclaimed publications.

The NAFEMS Corporate e-library allows subscribed members to download copies of over 140 acclaimed NAFEMS publications; including the newest releases. Updated regularly, the e-library provides any of the available NAFEMS publications to be downloaded instantly as a PDF – ensuring that the information you need is available when you need it.

By subscribing, companies can create their own NAFEMS reference library - worth over \$19,500. More than 140 publications can be downloaded at any time, by any site covered by the subscription agreement. Conveniently accessed

via the NAFEMS website, there is no limit to how often publications can be downloaded, making subscription a solution for the entire team.

The easy to navigate system ensures it is virtually effortless to find the publication you require and once chosen, your publication is only a download away. There is no easier way for your company to benefit from the wealth of information that NAFEMS has published over the last 30 years.

Find out about subscription today

Contact elibrary@nafems.org
or **+44(0) 1355 225 688**
to discuss your requirements.



NAFEMS Publikationen auch über NAFEMS GmbH bestellen

NAFEMS bietet für die Literaturbestellung die bequeme Möglichkeit über den Internet-Shop. Leider führt dies in manchen Unternehmen zu Schwierigkeiten, da eine Bestellung im Ausland umfangreichere Freigabeprozesse erfordert.

Sollten Sie Probleme damit haben oder sollte es schlichtweg einfacher für Sie sein, können Sie gerne Ihre NAFEMS Literaturbestellung über die NAFEMS GmbH in Deutschland abwickeln. Senden Sie uns einfach Ihre Bestellung mit Nennung entsprechenden Literaturnummern zu. Nach Erhalt der Bestellung senden wir Ihnen eine Rechnung zu. Nach Zahlungseingang wird die Literatur umgehend aus dem Zentrallager in UK an Sie versendet.

Wir hoffen, Ihnen damit den Bestellvorgang zu erleichtern.



Gerhard Müller

* 25 Februar 1950 † 6 November 2013

Alles verändert sich mit dem, der neben einem ist oder neben einem fehlt.

Wir trauern um unseren Kollegen und Freund Gerhard Müller, der am 6. November 2013 nach langer Krankheit verstorben ist.

Herr Müller war von Beginn an Mitglied des NAFEMS Steering Committees für Deutschland, Österreich und Schweiz (DACH). Zudem war er Vorsitzender der DACH CFD Advisory Board, aktives Mitglied in mehreren NAFEMS Arbeitsgruppen und unterstützte aktiv die Arbeit von NAFEMS im deutschsprachigen Raum.

Er war Mitglied im Editorial Board des NAFEMS Online-Magazins, Autor bei mehreren anderen Fachmagazinen wie z. B. IJCAT (International Journal Computeranwendungen in der Technologie), PCFD (Progress in Computational Fluid Dynamics) und er schrieb einige Bücher. Herr Müller arbeitete viele Jahre bei Siemens und ging 2013 in Ruhestand.

Auch im Ruhestand war er voller Enthusiasmus und hatte den Wunsch, etwas zu verändern und den Einsatz der numerischen Simulation weiterzubringen. Er hat hart dafür gearbeitet, die Kommunikation und den Austausch von Wissen und Ideen von Menschen aus verschiedenen Disziplinen und verschiedenen geographischen Regionen zu fördern und zusammenzubringen.

Herr Müller war stets aktiv und immer offen für neue Technologien und Anwendungen. Infolgedessen gründete er auch gleich zu Beginn seines Ruhestandes im Jahr 2013 seine eigene Beratungsfirma mit dem Namen „cae concept“, denn „Ruhestand“ hatte für Ihn eine ganz andere Bedeutung. Und so ging er nirgendwo ohne Laptop oder Smartphone hin, um immer erreichbar und up-to-date zu sein und seiner Arbeit nachzugehen.

Wir werden ihn als überaus sympathischen Menschen, Kollegen und Freund vermissen.

Inhouse Training

Kommunikation für Ingenieure

„Mehrkosten in Millionenhöhe auf Grund von Kommunikationsproblemen während der Produktentwicklung.“

Diese, zugegeben sehr reißerisch dargestellte Erkenntnis möchte kaum ein Industrieunternehmen aus internen Studien erhalten. Und doch ist es nicht unwahrscheinlich - nur die jeweilige finanzielle Tragweite mag variieren.

Wir alle Kommunizieren – immer – und überall. Die Qualität entscheidet, ob die Kommunikation hilft oder eher schadet. Wenn Chef, Controller, Einkäufer oder selbst Kollegen aus anderen Fachabteilungen verstehen würden, was Entwickler ihnen erklären, könnten manche Probleme früher erkannt und damit ggf. immense Kosten gespart werden.

Die größten Kostenfaktoren sind (vgl. NIST- Study 03/1999)

- Mangelhafte Präsentation von Konstruktions- oder Berechnungsergebnissen
- Fehler, die aufgrund mangelhafter Kommunikation zu spät weitergegeben oder gemeldet werden
- Schleppende Behandlung von Änderungen
- Konflikte zwischen Fachabteilungen
- Schlechte Abstimmung

Das Seminar "Kommunikation für Ingenieure" liefert einfache und wertvolle Werkzeuge und Hilfsmittel für eine erfolgreiche Kommunikation im technischen Umfeld und mit Nachbarabteilungen. Grundlagen der Kommunikation, des Konfliktmanagements und vor allem der Präsentation geben den TeilnehmerInnen Hilfsmittel für den täglichen Gebrauch.

Einfach und in der Sprache der TechnikerInnen vermittelt. Vorkenntnisse sind nicht erforderlich.

sags einfach e.U. Georg Schöpf
Dürnberg 15, 4100 Otensheim - Tel +43-660-5550359
www.sags-einfach.at - georg.schoepf@sags-einfach.at



Georg Schöpf

*Mein Know-how – Ihr Vorteil
Als Trainer mit technischem Hintergrund, einer fundierten methodisch didaktischen Ausbildung und über 15 Jahre Praxiserfahrung in verschiedenen Industriebereichen vermittele ich Kommunikationskompetenz in der Sprache des Technikers.*



Neuer Masterstudiengang ab Sommersemester 2014:

Technische Berechnung und Simulation (Computational Engineering) M.Sc.

In Teil- oder Vollzeit studierbar – keine Studiengebühren!

Informationsveranstaltung

Mittwoch, 11.12.2013 ab 17:00 in Raum B270

– gemeinsame Informationsveranstaltung mit dem Masterstudiengang „Fahrzeugmechatronik“ –

Moderne Produktentwicklung erfolgt mit steigendem Einsatz virtueller, d. h. rechnerunterstützter Methoden. Der Vision in der Industrie, erste Entwürfe bereits perfekt gestalten zu können, kann nur mit dem umfassenden Einsatz von rechnerischen Verfahren nahegekommen werden. In den Phasen der Produktentwicklung, in denen noch keine physikalischen Prototypen für Tests verfügbar sind, stellt die rechnerische Simulation die einzige Möglichkeit zur Ermittlung von Eigenschaften, Optimierung und Durchführung von Funktionsnachweisen dar.

Zur Bewältigung dieser Aufgabe ist die Verfügbarkeit einer ausreichenden Zahl von gut ausgebildeten Ingenieurinnen und Ingenieuren notwendig. Immer wichtiger werden Fachleute, die komplexe Berechnungen und Simulation professionell, sicher und zuverlässig durchführen können. Voraussetzung dafür sind Kenntnisse in mehreren Ingenieurdisziplinen. Genau dies ist Kern der Ausbildung im Masterstudiengang „Technische Berechnung und Simulation (Computational Engineering)“. Mit diesem Studiengang sollen Absolventinnen und Absolventen für das weite Berufsfeld der technischen Berechnung und Simulation (Computational Engineering) qualifiziert werden.

„Simulation ist nicht nur ein Werkzeug der modernen Ingenieurkunst, sondern neben Theorie und Experiment auch die 3. Säule der Wissenschaft“

Zitat aus dem Strategiepapier des Wissenschaftsrats zu „Computational Science and Engineering“, beschlossen im Januar 2012

| NR. | MODULE | SWS | ECTS |
|--------------|--|---------------|-----------|
| CEM 1 | Vertiefung in Ausgangsdisziplinen (Pflicht) | | |
| CEM 1.1 | Höhere Mathematik | 4 | 6 |
| CEM 1.2 | Numerische Methoden | 4 | 6 |
| CEM 1.3 | Strukturanalyse | 4 | 6 |
| CEM 1.4 | Ermüdungsfestigkeit (englischsprachig) | 4 | 6 |
| FE 5.2 | Mehrkörpersysteme | 4 | 6 |
| CEM 2 | Fachübergreifende Qualifikationen (Pflicht) | | |
| CEM 2.1 | Management von Unternehmen, Projekten und Wissen | 4 | 6 |
| CEM 3 | Berufsfeldspezifische Vertiefungen („4 aus 7“ wählen) | | |
| CEM 3.1 | Angewandte Methoden der Optimierung | 4 | 6 |
| CEM 3.2 | Programmierung von CAx-Systemen | 4 | 6 |
| CEM 3.3 | Faserverbundstrukturen | 4 | 6 |
| CEM 3.4 | Strukturdynamik | 4 | 6 |
| CEM 3.5 | Numerische Strömungsmechanik CFD | 4 | 6 |
| CEM 3.6 | Konzeptentwicklung mechanischer Strukturen | 4 | 6 |
| CEM 3.7 | Projektarbeit | 4 | 6 |
| CEM 4 | Masterarbeit (Pflicht) | | 30 |
| | | Summe: | 90 |

Anfragen an Prof. Dr.-Ing. Klemens Rother
klemens.rother@hm.edu



Extreme
Belastbarkeit

Technische Berechnung & Simulation

P+Z Engineering GmbH ist ein führender Anbieter für Entwicklungsdienstleistungen. Seit über 45 Jahren begleiten und unterstützen wir unsere Kunden in unseren Kompetenzfeldern Konstruktion, Technische Berechnung & Simulation, Erprobung & Versuch, Elektrik & Elektronik sowie Projekt- & Qualitätsmanagement.

P+Z Engineering ist mit über 280 Ingenieuren im Kompetenzfeld **Technische Berechnung & Simulation** einer der größten Anbieter von CAE-Dienstleistungen in der virtuellen Produktentwicklung und bietet seinen Mitarbeitern seit drei Jahrzehnten erstklassige Entwicklungsmöglichkeiten auf diesem Gebiet.

Um unsere Aktivitäten an unseren Standorten in München, Ingolstadt, Stuttgart, Köln, Bremen, Wolfsburg Augsburg und Hamburg weiter auszubauen und unsere technologische Entwicklung weiter voran zu treiben, suchen wir Berechnungsingenieure (m/w) für die Themengebiete:

- Strukturcrash
- Fußgängerschutz
- Insassenschutz
- Dynamik & Akustik
- Steifigkeiten & Festigkeiten
- Optimierung
- Lebensdauerbewertung
- Mehrkörpersimulation
- Strömungsmechanik
- Multiphysics-Simulation
- Thermische Berechnung

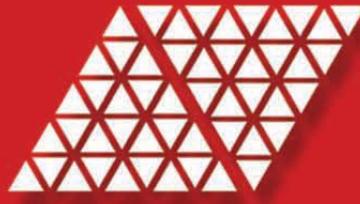
Haben wir Ihr Interesse geweckt? Dann senden Sie uns bitte Ihre Unterlagen mit Angabe Ihres bevorzugten Standortes, Ihres Themenschwerpunktes und folgender Referenznummer M-400-400 via E-Mail an karriere@puz.de.

Unsere aktuellen Stellenangebote finden Sie unter: www.puz.de

Weitere Informationen zur Stelle, unserem Unternehmen und Ihren Entwicklungsmöglichkeiten erhalten Sie bei unserem HR-Team (Tel.: +49 (0)89 / 3 18 57-501) oder unter www.puz.de



P+Z Engineering GmbH · Anton-Ditt-Bogen 3 · 80939 München
Tel.: + 49(0)89/318 57- 501 · Fax: + 49(0)89/318 57- 355 · karriere@puz.de · www.puz.de
We are a key member of the ARRK global network.



NAFEMS

JOB OPPORTUNITY Technical Officer

NAFEMS is seeking to appoint a Technical Officer. This is a new role, the key responsibilities of which will be to:

- Co-ordinate, stimulate and inspire the fifteen committees of volunteers that currently develop the technical documentation for NAFEMS
- Gather together and implement an ongoing plan for the ongoing creation and maintenance of technical documentation
- Provide input to a policy of exploiting new forms of media for the distribution of technical information by NAFEMS
- Act as a representative of NAFEMS during the execution of externally funded projects
- Assist with the attainment of funding for future projects
- Present the technical activities of NAFEMS at conferences and seminars

The successful candidate will have a solid background in engineering and must be able to demonstrate a proven track record in the practical application of CAE techniques. The position will be based in the UK in either the Knutsford or Hamilton offices but will involve a degree of travel to attend meetings.

You will be enthusiastic and articulate and will have a strong understanding of the values and objectives of NAFEMS.

You will have excellent communication skills, both oral and written. You should be efficient and capable of working on your own initiative in carrying out your day-to-day tasks with limited need for supervision.

You will ideally have between six and twelve years of experience beyond a first degree which will have been gained across a range of different industry sectors.

Interested candidates should send their application and salary expectation to

vacancies@nafems.org



www.CAE-Stellenmarkt.de

Das neue Jobportal speziell für CAE-Ingenieure

Das neue Jobportal www.CAE-Stellenmarkt.de ist seit dem 1. Mai 2012 online. Speziell zugeschnitten auf den Bereich CAE (Computer Aided Engineering) richtet das Portal an CAE-Berechnungsingenieure sowie an CAE-Consultants, Projektingenieure usw. aus Industrie, Forschung, Entwicklung und Lehre.

Auf diesem Portal bieten wir Ihnen attraktive Preise sowie ein einfaches Online-Eingabesystem für Ihre Stellenausschreibungen. ~~Die aktuelle Preisliste finden Sie auf Seite 25.~~ Das Portal entstand in Kooperation mit dem NAFEMS Online-Magazin. Durch die enge Kooperation erreichen Stellenanbieter speziell CAE-Ingenieure – vom Einsteiger bis zum Spezialisten.

Um den internationalen Markt zu bedienen, wird in Kürze auch eine englischsprachige Version zur Verfügung stehen. Zudem werden wir die Funktionalität kontinuierlich durch neue Features erweitern.

Und so einfach geht's:

**Aktion weiter verlängert:
Stellen Sie auch weiterhin Ihre
Stellenausschreibungen kostenlos online!**

Willkommens-Bildschirm:
Hier finden Sie einen Überblick über die Möglichkeiten und Angebote.

Stellenanzeige aufgeben:

Hier können Sie selbst Text und Logo (Standard) oder ein gestaltetes pdf (Individuell) hochladen. Je nach Auswahl leiten Sie Eingabemasken durch das Menü.

Stellenangebote suchen:

Verschiedene Suchkriterien und -optionen erleichtern die Suche.

www.CAE-Stellenmarkt.de
Das neue Jobportal speziell für CAE-Ingenieure

AKTUELLE STELLENANZEIGEN STELLENANZEIGEN AUFGEBEN STELLENANZEIGEN SUCHEN

Aktuelle Stellenanzeigen

- HILTI** Berechnungs- / Simulationsingenieur (m/w) FEM Standort: 86916 Kaufering nahe München
- HILTI** Berechnungs- / Simulationsingenieur (m/w) CFD Standort: 86916 Kaufering nahe München
- SCHAEFFLER** Ingenieur/-in Technische Berechnung Elektromaschinen Standort: 77815 Bühl
- SCHAEFFLER** Berechnungsingenieur/in NVH/Akustik Standort: 77815 Bühl
- SCHAEFFLER** Ingenieur/-in Technische Berechnung Strukturmechanik Standort: 77815 Bühl
- SCHAEFFLER** Berechnungsingenieur/in Strategische Modellentwicklung Gesamtfahrzeuge Standort: 91074 Herzogenaurach
- CSF ALU CAR** CAD-Konstrukteur CATIA V5 (m/w) im Bereich Karosserie/Türen/Klappen Standort: 00000-99999 alle CSI Standorte

Aktuelle Stellenanzeigen:

Hier werden alle aktuellen Stellenanzeigen als Vorschau mit Logo, Titel und Standort gelistet.

Preise und Konditionen

| | Euro / 30 Tage | Euro / 90 Tage |
|----------------------------|-------------------|-------------------|
| Stellenanzeige | | |
| Online-Eingabe, je | 220 | 300 |
| Individuell (pdf), je | 310 | 480 |
| Refresh je 50 Euro | | |
| Praktikanten | | |
| Online-Eingabe, je | | |
| Individuell (pdf), je | | |
| Mengenstarke | | |
| Bei gleichzeitiger Buchung | | |
| Online-Eingabe, je | 200 | 275 |
| Individuell (pdf): | | |
| 3 und mehr Anzeigen, je | 175 | 240 |
| 3 - 4 Anzeigen, je | 280 | 435 |
| 5 und mehr Anzeigen, je | 250 | 385 |

**Aktion weiter verlängert:
Stellen Sie auch weiterhin Ihre
Stellenanzeigen kostenlos online!**

Bannerwerbung (30/90 Tage)

Banner Leaderboard:
Top: 300/800, Bottom: 250/670
Banner Box:
Top: 220/590, Bottom: 200/540

Kombianzeige mit NAFEMS Online-Magazin

Bei gleichzeitiger Buchung einer Stellenanzeige im NAFEMS Online-Magazin erhalten Sie eine Ermäßigung auf die Online-Magazin-Stellenanzeige.

Agenturrabatte

15% AE-Vergütung für individuelle (pdf) Anzeigen.

Preise pro Buchung pro Unternehmen, zzgl. ges. MwSt. Pro Stellenanzeige kann nur eine Stelle ausgeschrieben werden. Preisliste vom 31. Mai 2012. Angebote freibleibend. Es gelten unsere allgemeinen Geschäftsbedingungen (AGB).

ALTAIR ENGINEERING

Neue Maßstäbe für sicheres HPC Workload Management

Altair gab bekannt, dass PBS Professional nun auch die Cross-Domain Konfigurationen von Red Hat Enterprise Linux unterstützt und somit robuste, neue Sicherheitsfunktionen für den Bereich HPC Workload Management verfügbar macht.

Durch die Unterstützung der Cross-Domain Systeme (auch bekannt als „Multi-level Security“) bietet PBS Professional nun eine ideale Lösung für hochflexibel konfigurierbare Umgebungen, für die Sicherheit und Leistung höchste Priorität haben. Dazu gehören beispielsweise Forschungs- und Entwicklungsprojekte, die der Geheimhaltung unterliegen sowie entsprechende Regierungsorganisationen.

Die Cross-Domain Eigenschaften von Red Hat Enterprise Linux, die über die Integration von SELinux Funktionen in die Plattform eingebunden werden, bieten eine schlüsselfertige Konfiguration, die es ermöglicht, Nutzer und Daten auf einer gemeinsam genutzten Hardware mit unterschiedlichen Sicherheitsstufen zu versehen. Dies ist vor allem in Fällen wichtig, in denen IT Umgebungen unterschiedliche Sicherheitsstufen (wie geheim, streng geheim oder vertraulich) unterstützen, welche aus Sicherheitsgründen bisher streng getrennt gehandhabt werden mussten.

Durch das Angebot einer Cross-Domain Plattform ermöglicht es die Altair Lösung zusammen mit Red Hat Enterprise Linux, die Anschaffungskosten für HPC Hardware drastisch zu reduzieren. Statt für jeden Sicherheitslevel eine eigene HPC Umgebung zu betreiben, ist nun eine Konsolidierung auf einige wenige HPC Systeme möglich. Dies führt zu Investitionseinsparungen, reduziert die Komplexität und hilft gleichzeitig dabei, Raum- und Energiekosten zu senken.

Als eines der beliebtesten Workload Management Produkte wird Altairs PBS Professional seit über 20 Jahren von vielen tausend Kunden verwendet, um geografisch verteilte

Rechnerressourcen auf einfache Weise zu nutzen. PBS Professional ist das Flaggschiff-Produkt von PBS Works™, einer umfassenden Suite zur Optimierung von HPC Umgebungen, die auch Werkzeuge für die webbasierte Übertragung und Analyse sowie für die Verwaltung von Daten umfasst.

Altair arbeitet derzeit an einem Anwenderbericht, der die Cross-Domain Lösung behandelt und die speziellen Vorteile für die Nutzer verdeutlicht. Der Anwenderbericht wird für Q1 2014 erwartet.

Matereality erweitert Altair Partner Alliance

Die Altair Partner Alliance gab mit dem Beitritt von Matereality, LLC, die Erweiterung des Angebotes für den Bereich Materialdatenmanagement bekannt. Mit der Cloud-basierenden Software Workgroup Material DatabasePro von Matereality können Anwender eine funktionale und erweiterbare, auch den Standards großer Unternehmen entsprechende, Materialdatenbank aufbauen, in der alle Materialdaten verschiedener Projekte gespeichert werden können. Außerdem unterstützt die Lösung eine sichere Zusammenarbeit innerhalb der PLM Umgebung.

Display Manager kommt

Altair hat die allgemeine Verfügbarkeit des Display Manager angekündigt. Dieses webbasierte Werkzeug dient zur Remote-Visualisierung von großen Datenmengen, wie sie z. B. bei komplexen CAE Simulationen anfallen. Das Produkt wurde speziell für kurze Reaktionszeiten ausgelegt - auch bei Netzwerken mit höheren Latenzzeiten - und ermöglicht den Zugriff auf grafikintensive Anwendungen über einen einfachen Webbrowser.

Der Display Manager ergänzt bestehende HPC Umgebungen, indem der branchenführende Workload Manager PBS Professional eingesetzt wird, um Grafikressourcen zu verwalten und die Nutzung der Hardwarekomponenten zu optimieren. Dies bietet einen schnellen, sicheren und anwenderfreundlichen Zugriff auf gemeinsame Simulationsdaten

innerhalb eines Berechnerteams. Der Display Manager greift über einen Standardbrowser direkt auf die Daten auf dem Cluster zu und überträgt lediglich die Pixelgrafik an die Workstation des Anwenders. Daraus resultiert ein schnellerer Zugriff auf die Daten und eine vereinfachte Bedienung der Anwendung. Firmeneigene Daten verlassen so niemals das Rechenzentrum, was zu einer erhöhten Betriebssicherheit führt. Die Bildübertragung wird automatisch an Bandbreiten und Latenzzeiten angepasst und ermöglicht so eine dynamische Interaktion in Echtzeit, unabhängig davon, ob es sich um ein Local Area Network (LAN) oder um ein Wide Area Network (WAN) handelt.

Präsenz im Mittelmeerraum

Altair gab die Eröffnung zweier neuer Niederlassungen, Altair Hellenic in Thessaloniki, Griechenland und Altair Israel in Tel Aviv, Israel, bekannt. Die beiden neuen Büros, die mit einigen namhaften Unternehmen der Region, wie Hellenic Aerospace, EADE, Rafael und Plasan, zusammenarbeiten werden, konzentrieren sich vor allem auf Lösungen für die produzierende Industrie der Region, also Kunden, die besonders von der Altair HyperWorks Suite, den In-house Produktdesign Dienstleistungen und den innovativen Business Analytics Lösungen profitieren können.

www.altair.de

ANSYS

Ansys präsentiert Version 15.0

Ansys gab die Verfügbarkeit seiner führenden technischen Simulationslösung Ansys 15.0 bekannt, die einzigartige neue Funktionen und Verbesserungen bietet und eine äußerst leistungsfähige Lösung für die Steuerung und Optimierung des Produktdesigns darstellt.

Ansys 15.0 bietet wichtige Weiterentwicklungen im gesamten Portfolio, einschließlich der Struktur-, Fluid- und Elektromagnetik-Simulation. Darüber hinaus ermöglicht diese verbesserte Version komplette Multi-

physics-Workflows für fortschrittliche Simulationsanwendungen.

Bei der Strukturanalyse liefert Ansys 15.0 den Anwendern zum Beispiel bessere Erkenntnisse für die Simulation von Composites. Das Fluids-Portfolio bietet die Möglichkeit zur Untersuchung des Strömungspfads in Turbomaschinen mit bisher unerreichter Genauigkeit. Im Bereich der elektromagnetischen Analyse bietet Ansys 15.0 den umfassendsten Designprozess für Elektromotoren an. Die neue Version verbessert die branchenführenden Preprocessing-Fähigkeiten der Ansys-Lösung und erlaubt es den Anwendern, Rechengitter für Modelle aller Größen und Komplexitäten schnell und exakt festzulegen, unabhängig von den simulierten physikalischen Phänomenen. Darüber hinaus führt Ansys 15.0 das führende Ansys-Konzept für High-Performance Computing (HPC) fort und beschleunigt die bisher bereits erstklassige Leistung um den Faktor fünf.

Strukturmechanik: Fortschrittliches Materialsystem-Design

Die neue Version erweitert die Fähigkeiten von Ansys zur Beurteilung der Eigenschaften von Verbundwerkstoffen (Composites), die aufgrund des geringen Gewichts zunehmend zur Verbesserung der Kraftstoffeffizienz eingesetzt werden. Die Simulation von Composites kann komplexe mathematische Lösungsverfahren erforderlich machen. Zur Verkürzung der Gesamtrechenzeit vereinfacht Ansys 15.0 die Methoden des Submodeling im Preprocessing-Workflow, wodurch die Anwender hochgenaue lokale Resultate erzielen können, während sie insgesamt ein größeres Modell verwenden. Ansys 15.0 führt außerdem einen neuen Multiphysics-Ansatz für die Composites-Simulation ein, um Wireless-Designs und das thermische Management zu optimieren. Die Anwender definieren räumlich abhängige Materialeigenschaften für die elektromagnetische Simulation und koppeln diese Ergebnisse anschließend mit der Strukturanalyse. Weitere neue Merkmale der Strukturmechanik-Software sind:

Verbesserte Performance durch innovative Entwicklung komplett neuer Löser, beispielsweise des Subspace Eigenlösers zur schnelleren Berechnung von Eigenformen und Eigenfrequenzen in der Strukturanalyse. Modellierung von Schraubgewinden als Kontakt statt als detaillierte Geometrie, wenn der Anwender die Gewindeeigenschaften für einen bestimmten zylindrischen Bereich definiert. Mehrere Finite-Elemente-Modelle können in ein Modell zusammengesetzt werden, wobei alle Setup-Details der einzelnen Modelle übernommen werden

Strömungsmechanik: Lösungen für den Strömungspfad in Turbomaschinen

Die Entwickler von Turbomaschinen stehen unter großem Druck, die Effizienz und Zuverlässigkeit immer weiter zu verbessern. Ansys 15.0 ist die ideale hochgenaue Lösung für Strömung, thermisches Verhalten, Belastung und Dynamik bei den verschiedensten Bedingungen und physikalischen Phänomenen. Unter anderem werden folgende Verbesserungen geboten:

Für die Forced-Response-Analyse gibt es die Möglichkeit die in einer transienten Strömungssimulation ermittelten zeitvariablen Druckbelastungen in einer Form zu exportieren in der sie direkt als Belastung in der Modalanalyse mit Ansys Mechanical verwendet werden können. Eine austrittskorrigierte Massenstrom-Randbedingung in Ansys CFX ermöglicht eine schnelle und stabile Simulation für alle Verdichter-Drehzahlen, von der Schluckgrenze bis zur Pumpgrenze. Implementierte Berechnung und Überwachung der aeroelastischen Dämpfung

Weitere Beispiele von Verbesserungen für Strömungen sind:

Der Adjoint Solver unterstützt Anwendungen mit bis zu 30 Millionen Zellen. Durch die Erweiterung der Adjointmethode für die Energiegleichung können die Zielgrößen als verschiedene Integrale von Wärmestrom und Temperatur definiert werden, einschließlich Mittelwerte und Abweichungen. Das Mehrphasenmodell Volume of Fluid (VOF) ist bis zu 36 Prozent schneller. Dank einer neuen Kompatibilität mit dem Adapti-

CastNet

Modellierungsumgebung für Open-Source Lösertechnologie

**Vernetzung • Case-Setup
Job-Kontrolle**

- Auf Basis von CAD-Kernel-Geometrie
- Professionelle CFD/FEA-Vernetzung
- Kompletter Workflow inkl. Lösung auf Windows und Linux
- Unterstützt CFD-Toolbox OpenFOAM® und nichtlinearen FEA Solver CalculiX





DHCAE Tools GmbH, Krefeld
E-mail: info@dhcae-tools.de
Web: www.dhcae-tools.de

ve Time-Stepping wird die transiente Mehrphasen-Simulation ebenfalls beschleunigt. Zur verbesserten Erfassung des Wärmeübergangs zwischen Fluid und Strukturkomponenten wurde die Multilayer-Shell-Wärmeleitung und anisotrope Wärmeleitung eingeführt.

Elektromagnetik: Designmethodik für Elektromotoren und Antriebe

In Ansys 15.0 wurde die führende Lösung für die Konstruktion von Motoren und Antrieben mit Ansys Maxwell und Ansys Simplorer durch Erweiterung auf andere physikalische Eigenschaften weiter verbessert. Mit dieser fortschrittlichen Lösung können die Entwickler zeitsparend alternative Konstruktionen beurteilen, Fehler erkennen, elektrische Maschinen mit aus Leistungselektronik-Komponenten aufgebauten Umrichterkomponenten integrieren und die Steuerungssoftware validieren. Diese durchgängige Lösung sorgt für optimierte, energiesparende Motor- und Antriebsdesigns. Neue Highlights sind eine neue Kraftkopplungsfunktion zwischen den Werkzeugen für die niederfrequente elektromagnetische Analyse (Maxwell) und der Strukturmechanik für die akustische Analyse, welche die nötigen Erkenntnisse zur Minimierung der Geräuschentwicklung bei Elektromotoren und anderen Maschinen liefert.

Eine Verbindung zwischen dem Schaltungssimulator Simplorer und dem automatischen Embedded-Code-Generator SCADE Suite erzeugt eine kollaborative Designumgebung, in der sich das Zusammenwirken zwischen der Software und Hardware von Steuerungssystemen optimieren lässt. Dieser Design-Flow vermeidet die Abgrenzung zwischen Hardware- und Softwareentwicklung und erlaubt es den Anwendern, die Integration einer Maschine und der zugehörigen Steuerungssoftware frühzeitig im Designprozess zu validieren.

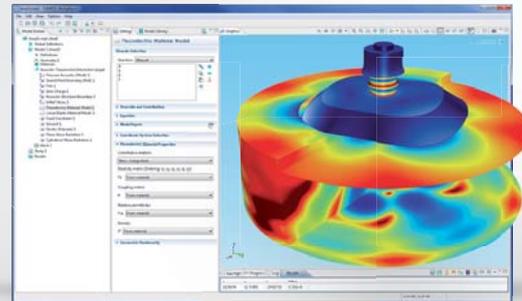
Optimiertes Preprocessing

Ansys bietet in jeder neuen Version Preprocessing-Fähigkeiten, welche das Erstellen des Simulationsmodells mehr automatisieren und gleichzeitig genügend Flexibilität bieten, um anwendungsspezifische

Anforderungen durch manuelle Verfahren zu berücksichtigen. Dies wird vorwiegend durch die große Auswahl von Meshing-Technologien erzielt, die sicherstellen, dass den Anwendern robuste Meshing-Verfahren für eine maximale Anzahl von technischen Anwendungen zur Verfügung stehen. Die Integration der Ansys Workbench-Plattform, die ein Konzept für die integrierte Workflow-Modellierung für alle physikalischen Bereiche bietet, erlaubt das Einrichten praktisch beliebiger

Problemstellungen in ein und derselben Umgebung, um das bestmögliche anwendungsspezifische Gitter zu erzeugen. Lange Setup-Zeiten können eine Hürde für die Anwendung von Simulationstechnologie und für die vollständige Nutzung der sich hieraus ergebenden Vorteile darstellen. Ansys 15.0 enthält zahlreiche Lösungen für die Automatisierung und stabile Gestaltung des Preprocessing und unterstützt so die Anwender dabei, Simulationen effizienter durchzuführen, Best Practices

ULTRASCHALLWANDLER: Dieser Tonpilz-Piezo-Wandler wird zum Senden von Schallwellen niedriger Frequenzen verwendet. Das Modell zeigt die Potentialverteilung in den piezokeramischen Ringen, die Deformation in den Masseelementen sowie die Druckverteilung unter dem Wandler.



Analysieren und Optimieren mit COMSOL Multiphysics®

COMSOL Multiphysics unterstützt Sie bei der Verwirklichung innovativer Ideen. Die Kombination aller relevanten physikalischen Effekte in einer Simulation ermöglicht eine präzise Analyse Ihres Designs. Erfahren Sie mehr über COMSOL Multiphysics unter www.comsol.de/introvideo

© Copyright 2012-2013 COMSOL



anzuwenden und letztendlich wesentlich schneller zu Ergebnissen und technischen Entscheidungen zu gelangen.

HPC-Skalierbarkeit

Auch mit der neuesten Version setzt Ansys seine Tradition der führenden HPC-Technologie fort und unterstreicht sein Engagement für die Entwicklung von Software, die modernste Hardware-Computertechnologien unabhängig von der physikalischen Disziplin nutzen kann. Ansys 15.0 bietet wichtige neue Funktionen für das HPC-Job-Management und den Fernzugriff auf die Simulation und unterstützt damit den Trend zu einem ‚hochskalierten‘ Einsatz der Simulation in Rechenzentren. Die neueste Version nutzt die Leistung moderner Hochleistungsrechner und zugehöriger Softwaretechnologien, um mit kürzeren Rechenzeiten Lösungen für große Modelle zu liefern. Außer den genannten bietet Ansys 15.0 viele weitere neue Möglichkeiten. Informationen hierzu sind unter <http://www.ansys.com/ansys15.0> oder durch die Webinar-Serie zu Ansys 15.0 verfügbar. Kunden können die neueste Version im Ansys-Kundenportal herunterladen.

Positive Bilanz zum Automotive Simulation World Congress 2013

Am 29. und 30. Oktober 2013 fand im Steigenberger Airport Hotel in Frankfurt a. M. der diesjährige Automotive Simulation World Congress (ASWC) von Ansys statt. Über 300 Teilnehmer besuchten das Networking-Event und informierten sich bei einem internationalen Vortragsprogramm und Fachaustausch über die Kernfragen und aktuellen Trends der Simulationstechnologie in der Automobilbranche.

www.ansys-germany.com

BETA CAE

Neue ANSA & μ ETA Version

BETA CAE Systems S.A. gab die die neue Version v14.2.2 der ANSA & μ ETA pre- and post- processing suite bekannt.

www.beta-cae.gr

CADFEM

Cadferm Büro in Frankfurt

Zum 1. Oktober 2013 hat Cadferm Frankfurt eigene Büroräume bezogen. Sie befinden sich weiterhin in Liederbach am Taunus direkt neben den bisherigen Räumen im Büro unseres langjährigen Partners Ingenieurbüro Huß & Feickert (ihf). Nach einigen Jahren in den Geschäftsräumen von ihf verfügt Cadferm Frankfurt nun über ein eigenständiges Büro, zu dem auch ein großer, heller Seminarraum gehört. Die enge Zusammenarbeit mit ihf wird selbstverständlich unverändert fortgeführt und war ein wesentlicher Faktor, am Standort Liederbach zu bleiben.

Cadferm Seminarprogramm 2014

Anfang November ist der Seminarekalender von Cadferm für das Jahr 2014 erschienen. In der frisch gedruckten Broschüre finden Sie Schulungsangebote für Ihre CAE-Weiterbildungspläne oder kommende Simulationsaufgaben. Neben einem umfassenden Spektrum an CAE-Themen für Einsteiger und Fortgeschrittene zeichnet sich das Cadferm Seminarprogramm auch durch seine Flexibilität in der Form der Wissensvermittlung aus: Sie reicht von Präsenz- und Onlineseminaren über Beratungstage und Individualtrainings bis hin zu QuickStart- und Update-Veranstaltungen. Einen Überblick über unser Gesamtangebot für Ihre Aus- und Weiterbildung gibt die Cadferm Seminarbroschüre für 2014.

Integrierte Crash-, Umform- und Falltest-Simulation in Ansys

Die Software LS-Dyna von LSTC (Livermore Software Technology Corporation), die z. B. für Crash-Simulationen eingesetzt wird, bietet Cadferm jetzt als vollständig in die Simulationsplattform Ansys Workbench integrierte Lösung an. Damit steht der bewährte parametrische Workflow von Ansys Workbench auch für explizite Analysen mit dem LS-Dyna-Solver zur Verfügung. Dies erleichtert Designoptimierungen im Zusammenspiel mit 3D-Modellen, die aus verschiedenen CAD-Systemen

importiert werden können.

Mit dem expliziten Lösungsansatz von LS-Dyna lässt sich ermitteln, wie sich Strukturen über einen gewissen Zeitraum verhalten, wenn sie zeitabhängigen Lasten unterworfen werden. Typische Anwendungen sind das Verhalten von Fahrzeugen während eines Zusammenstoßes (Crash), die Verarbeitung von Materialien wie das Tiefziehen oder Stanzen sowie der Falltest von Industrie- und Konsumgütern, beispielsweise Castor-Behältern, Mobiltelefonen oder Waschmaschinen. Aber auch die Durchschlagfestigkeit mechanischer Abschirmungen (Containment) und der Explosionsschutz bei Turbinen, Werkzeugmaschinen, Sicherheitsausrüstungen oder Großtransformatoren lassen sich mit LS-Dyna analysieren.

Die Verbindung von Ansys Workbench und LS-Dyna ist nicht neu, jetzt aber in einer bisher nicht verfügbaren Vollständigkeit nutzbar. LS-Dyna wurde auf Basis der Ansys Customization Suite (ACS) in die Workbench-Umgebung implementiert, so dass eine automatisierte Berechnung von Varianten, die als Grundlage für Analysen zur Sensitivität, Optimierung und Robustheit dienen, auf einfache Weise durchgeführt werden kann.

Damit sind LSTC und Ansys, Inc. dem Wunsch von Anwendern nach einem vom CAD-Modell bis zum Berechnungsergebnis durchgehend parametrischen Arbeiten in der Workbench-Umgebung nachgekommen. Da in der gewohnten Arbeitsumgebung der Ansys Workbench auch bei Analysen mit LS-Dyna – seien es Kontakt-Definitionen, Randbedingungen, Solver-Einstellungen oder Ergebnisvisualisierungen – gearbeitet werden kann, ist der Einstieg in die explizite Analyse handwerklich leicht erlernbar. Um die Vorteile der expliziten Lösungstechnologie effizient und sicher zu nutzen, empfiehlt sich der Besuch eines LS-Dyna-Seminars bei Cadferm. Dort werden die erforderlichen Hintergründe vermittelt, unter anderem auch die Integration von expliziten Berechnungen in einen parametrischen Arbeitsprozess mit assoziativer CAD-Anbindung für

schnelle Variantenberechnungen. Die einfach zu nutzende Verknüpfung mit der Software optiSLang von der Dynardo GmbH ermöglicht die effiziente Durchführung von Variantenstudien, Optimierungen und Zuverlässigkeitsberechnungen.

www.cadfem.de

CARHS

SafetyCompanion 2014

Der SafetyCompanion 2014 von carhs gibt Ihnen nicht nur einen Überblick über unser Trainingsprogramm. Er ist gleichzeitig ein wertvolles Nachschlagewerk für alle, die sich mit dem Thema Fahrzeugsicherheit beschäftigen. Der SafetyCompanion enthält mehr als 50 Seiten SafetyWissen. Neben vielen Updates sind in der Ausgabe 2014 detaillierte Übersichten zu Euro NCAPAEB Tests, zur Sitzeinstellung im Seitencrash, u.v.m. hinzugekommen. Ein neuer Navigator erleichtert die Suche nach dem passenden Seminar. Der neue SafetyCompanion kann ab sofort kostenlos bestellt werden.

www.carhs.de

CD-ADAPCO

Stae-CCM+ v8.06 veröffentlicht

CD-adapco gab die Veröffentlichung von Star-CCM+ v8.06 bekannt. Hierbei handelt es sich um die insgesamt dritte im Jahr 2013 veröffentlichte Version des Vorzeige-Tools für technische Simulationen.

„Mit den Veröffentlichungen der Star-CCM+ v8-Reihe verfolgen wir das Ziel, das Benutzererlebnis grundsätzlich zu verbessern, die Einsatzmöglichkeiten auszudehnen und die Bearbeitungszeiten zu beschleunigen“, erklärt Senior VP der Produktentwicklung Jean-Claude Ercolanelli.

„Die Durchgängigkeit von Prozessen in Großunternehmen und geografisch verstreuten Teams zu wahren, stellt Simulationstechniker vor große Herausforderungen“, so Ercolanelli. „Um diesem Problem Rechnung zu tragen, bieten wir mit dem Simulati-



Gestaltung: druckagentur.de / Foto: iStock - Rodda

Berufsbegleitend zum Master of Engineering

Applied Computational Mechanics

- Sie sind** ▶ Berechnungsingenieur, Konstrukteur oder Bachelorstudent
- Sie wollen** ▶ sich fachlich weiterqualifizieren oder mehr über die Theorie und Anwendung der computergestützten Simulation lernen
- Wir bieten** ▶ Ihnen ein zweijähriges berufsbegleitendes, akkreditiertes Studium. Sie erwerben praxisorientiertes Wissen in allen CAE-Disziplinen und profitieren von einer intensiven Lernatmosphäre in kleinen, internationalen Studiengruppen.
- Wir sind** ▶ zwei profilierte deutsche Hochschulen mit dem Fokus auf angewandte Wissenschaften im Verbund mit einem renommierten Anbieter für CAE-Weiterbildung
- Mehr Infos** ▶ Anja Vogel
Tel. +49 (0) 80 92 / 70 05 - 52
oder www.esocaet.com/studium


Technische Hochschule
Ingolstadt



esocaet
european school of
computer aided engineering
technology

onsassistenten nun eine interaktive Benutzeroberfläche, mit deren Hilfe Anwender bewährte Verfahrensweisen reproduzieren und auf ganze Unternehmen übertragen können.“ Der Simulationsassistent [<http://www.cd-adapco.com/blog/joel-davison/star-ccm-v806-preview-introducing-simulation-assistant>] ist auch hervorragend dazu geeignet, unerfahrenere Ingenieure mit dem Simulationsprozess vertraut zu machen, sodass sie schrittweise durch alle nötigen Arbeitsschritte geführt werden, die zum Erhalt aussagekräftiger Ergebnisse erforderlich sind.

„Mehrphasenströmungen gelten als schwierig zu simulieren, weil Modelle häufig auf wenige Anwendungen beschränkt sind“, so Ercolanelli. „Mit Star-CCM+ zielen wir unter anderem darauf ab, Mehrphasenströmungen für Anwender zugänglicher zu machen [<http://www.cd-adapco.com/blog/david-mann/star-ccm-v806-preview-advances-multiphase-technology>], bestehende Lücken zu schließen und Ihnen die Möglichkeit zu bieten, ein noch umfangreicheres industrielles Anwendungsspektrum abzudecken.“

Bei Star-CCM+ v8.06 können erstmals Mehrphasenströmungen mit Overset eingesetzt werden, wodurch sich die Möglichkeit ergibt, Phänomene wie beispielsweise Vereisung auf Flugzeugtragflächen oder Spritzlackierung zu simulieren. Zudem können DEM-Partikel (Discrete Element Method) ab sofort mit einem aktiven Skalar versehen werden, der beispielsweise für die Berechnung der Beschichtungsdicke von Tabletten oder des Feuchtigkeitsgehalts bei der Spänetrocknung eingesetzt werden kann.

„Den Teil eines Problems simulieren zu können, reicht nicht aus“, so Ercolanelli. „Wir möchten unseren Anwendern die Möglichkeit bieten, Systeme in ihrer gesamten Komplexität zu simulieren, indem wir die Berechnungsbedingungen verbessern. So können Anwender Phänomene in industrieller Größenordnung und in einem akzeptablen Zeitrahmen simulieren.“

DEM-Anwender werden mit STAR-CCM+ v8.06 deutliche Leistungsverbesserungen feststellen, da Simu-

lationen im Vergleich zu vorherigen Versionen nun 30 % weniger Zeit beanspruchen. Die Einführung eines Paralleltrimmers wird die Erstellung von größeren Netzen beschleunigen, wodurch sich die Produktivität grundsätzlich erhöht.

Star-CCM+ v8.06 steht im Steve-Kundenportal [<http://steve.cd-adapco.com/>] ab sofort zum Download bereit. Für nähere Informationen besuchen Sie www.cd-adapco.com [<http://www.cd-adapco.com/>] oder den CD-adapco-Blog [<http://www.cd-adapco.com/blog>].

www.cd-adapco.com

CLOUD-SME

EU-Projekt zu cloudgestützten Simulationsprozessen

Unternehmen können von cloudgestützten Simulationen in erheblichen Maße profitieren. Aufgrund von finanziellen und technischen Hürden ist die Nutzung von Simulationssoftware bei kleinen und mittleren Unternehmen noch wenig verbreitet. Die EU-Kommission fördert das Projekt CLOUDSME, das den niederschweligen Zugang zu Simulationssoftware für kleine und mittelständische Unternehmen ermöglicht, mit 4,5 Millionen Euro.

Klein- und mittelständische Betriebe sollen bald einfacher und kostengünstiger von simulationsgestützten Berechnungen profitieren. Bislang nutzen kleinere Unternehmen kaum die vielfältigen Möglichkeiten, die prozessbasierte Simulationssoftware bietet. Eintrittsbarrieren wie hohe Hardware-Preise, Lizenzkosten und fehlendes technisches Know-how verwehren ihnen oft den Zugang. Dabei trägt die Computersimulation erheblich zur Verbesserung der Wettbewerbsposition von Fertigungs- und Entwicklungsunternehmen bei: Massive Kostensenkungen sind möglich durch weitaus effizientere Entwicklung und Produktion oder die Optimierung von Einkauf, Logistik und Finanzierungsprozessen.

Die Europäische Union hat ein auf den Bedarf von KMUs zugeschnittenes und anwendungsorientiertes

Projekt auf den Weg gebracht, um die Zugangsbarrieren für klein- und mittelständische Unternehmen aus dem Weg zu räumen: Das Projekt CLOUDSME (Cloud based Simulation platform for Manufacturing and Engineering) bietet in Zukunft cloud-basierte Simulationslösungen verschiedener Softwarehersteller in verschiedenen Anwendungsgebieten auf einer Plattform an („one stop shop“ und „pay per use“).

Die skalierbare Plattform für kleinere bis hin zu großen numerischen oder statistischen Simulationen bündelt den Einsatz von Simulationstechnologien für die Fertigungs- und Engineering-Branche. Sie bietet maßgeschneiderte Simulationen, auch als Paket über Simulationssoftware-Dienstleister.

Das Projekt wird für den Zeitraum von zweieinhalb Jahren von der Europäischen Kommission mit insgesamt 4,5 Millionen Euro gefördert. CLOUDSME vereint bislang europaweit 16 erfahrene Partner europaweit, wie Simul8 aus Großbritannien, Ascomp aus der Schweiz und Ingecon aus Spanien. Zehn weitere klein- und mittelständische Unternehmen werden im Frühjahr 2014 in einem Open Call als zusätzliche Partner gesucht.

Die CLOUDSME-Simulationsplattform eröffnet nicht nur klein- und mittelständischen Unternehmen gänzlich neue Möglichkeiten, sondern auch Simulationssoftware-Herstellern und Cloud-Service-Providern.

www.cloudsme.eu

COMSOL

Comsol Multiphysics 4.4 glänzt mit neuem Desktop

Die Comsol Multiphysics GmbH kündigte die Veröffentlichung von Comsol Multiphysics 4.4, der neuesten Version der leistungsfähigen Plattform zur Modellierung und Simulation elektrischer, mechanischer, fluidtechnischer und chemischer Anwendungen, an.

Die Comsol Desktop-Umgebung enthält für die Windows Plattformen ein neues, sogenanntes Menüband-Design. Durch dieses neue Element

wird die Navigation vereinfacht und deutlich nutzerfreundlicher. Durch die Gliederung der Befehle und deren bedarfsgerechte Darstellung ist es mit dem Menüband deutlich einfacher, Werkzeuge zu finden und diese anzuwenden, was die Arbeitsabläufe deutlich beschleunigt. Die Befehle sind gruppiert und entsprechend der wichtigsten Modellierungsaufgaben geordnet. Diese wiederum sind unter den zugehörigen Karteitern für Definitionen, Geometrie, Physik, Netz, Studie und Ergebnisse zu finden. Der Comsol Desktop bietet außerdem weitere Verbesserungen des Arbeitsablaufes, wie beispielsweise die „Ein-Klick“-Auswahlfunktion, die eine schnellere Auswahl im grafischen Fenster ermöglicht. Mit dieser Funktion können die Anwender mit dem Mauszeiger über einen Rand oder einen Bereich fahren, um diesen zu markieren und ihn mit einem einzigen Klick auszuwählen. Eine weitere beachtenswerte Funktion ist eine neue, sich automatisch ver-

vollständigende Suchfunktion, die es den Nutzern ermöglicht, schnell unter den vielen, beim Arbeiten mit multiphysikalischen Modellen erzeugten Variablen die benötigte Postprocessing Variable zu finden. Darüber hinaus ist nun im Modellierungsbaum auch ein komplett neuer Multiphysik-Knoten zum vereinfachten und verbesserten Aufbau von Multiphysik-Modellen verfügbar. Er gibt den Anwendern einen besseren Überblick über die möglichen Kombinationen verschiedener physikalischer Anwendungen, indem sie die entsprechenden multiphysikalischen Kopplungen einfach aus einer Liste auswählen können.

Einführung des Mixer-Moduls
Das neue Mixer-Modul, ein Zusatzmodul des CFD-Moduls, wurde speziell für die Analyse von Rührmischern und Reaktoren, wie sie bei der Herstellung von Arzneimitteln, Lebensmitteln, Feinchemikalien und Konsumgütern verwendet werden, entwickelt. Mit seinen zugeschnittenen Funktionen für die Si-

mulation von Mischer- und Impeller Designs sowie von Konzentrationen, Geschwindigkeiten und Temperaturprofilen ist das Mixer-Modul ideal für die präzise Modellierung einer Vielzahl industrieller Prozesse geeignet. Das Mixer-Modul erweitert die bislang im CFD-Modul enthaltene Anwendung für Rotationsmaschinen um die Möglichkeit, turbulente und laminare Strömungen, newtonsche und nicht-newtonsche Flüssigkeiten sowie nicht-isotherme und reaktive Strömungen und freie Oberflächen modellieren zu können. Als Ergebnis der Simulation mit dem Mixer-Modul erhält der Anwender eine Reihe von mischer-spezifischen Größen, wie die Mischeffizienz, Leistungsaufnahme und die Impeller-Pumpzahl. **Neue Funktionen in Comsol 4.4**
In Comsol Multiphysics 4.4 wurden darüber hinaus viele bereits existierende Funktionen der Software noch einmal deutlich verbessert. Alle Neuerungen und Verbesserungen in Version 4.4 bieten eine höhere Leistungsfähigkeit und Anwendbarkeit

Kostenfreie Info-Tage



| | | |
|-----------|----------------|----------------|
| Köln | CFD 18.02.2014 | FEA 19.02.2014 |
| München | CFD 26.02.2014 | FEA 27.02.2014 |
| Hannover | CFD 04.03.2014 | FEA 05.03.2014 |
| Böblingen | CFD 11.03.2014 | FEA 12.03.2014 |

Melden Sie sich jetzt an! www.altair.de/infotage_2014

Aufgabenstellungen und Anwendungen – Kompakt an einem Tag

Schnelle, genaue und robuste FE- und CFD-Simulationen sind in vielen Bereichen entscheidend für die Realisierung innovativer Lösungen.

Die kostenfreien Informationstage geben Entwicklungs- und Berechnungsingenieuren einen Überblick über aktuelle Möglichkeiten der Simulation und Optimierung struktur- und strömungsmechanischer Fragestellungen mit Altair HyperWorks.

Engineering mit OptiStruct, RADIOSS und MotionSolve

Nichtlineare Statik, Kinematik, Dynamik, NVH, Akustik, thermische Effekte, Crash, Impact, Falltest, Umformung, Extrusion und Strukturoptimierung

Mit AcuSolve schneller zum Erfolg

Durchströmung von rotierenden Maschinen, Aerodynamik, Akustik, Thermomanagement, Kühlung

Mit uns können Sie rechnen!



Altair

der gesamten Produktsuite: Geometrie und Netz – Die Verbesserungen der Kernfunktionalität umfassen neue Geometrieiteilssequenzen für anwenderdefinierte geometrische Grundelemente, if/else Statements im Modellbaum zur Geometrieerstellung und den Netzexport im Nastran Datenformat. Mechanik und Akustik – Das Structural Mechanics Modul bietet nun einen einfachen Zugriff auf Rotor-dynamik-Kräfte und beinhaltet eine neue „Fast Penalty“ Methode für Kontakte. Dem Multibody Dynamics Modul wurden Gelenke mit Reibung und drei neue Gelenktypen hinzugefügt. Darüber hinaus sind im Fatigue Modul nun neue Evaluierungsmethoden für nichtlineare Materialien und thermische Ermüdung enthalten. Das Acoustics Modul ermöglicht mit Version 4.4 Aeroakustiksimulationen, die auf linearisierten Euler-Gleichungen basieren und ermöglicht so bessere Simulationen von Geräuschen in Flugzeugtriebwerken, Schalldämpfern und Gaszählern. Wärmeübertragung – Das Heat Transfer Modul bietet nun zwei schnelle und speichereffiziente Methoden zur Modellierung von Strahlung in teiltransparenten Medien, den thermoelektrischen Effekt und Erwärmung von biologischem Gewebe. Fluid – Im CDF-Modul kann nun für turbulente Strömungen die Oberflächenrauigkeit angegeben werden. Außerdem gibt es nun eine effizientere Auslassrandbedingung. Die Massen- und Energieerhaltung bei laminarer Strömung wurde dank der aktualisierten Strömungsformulierungen deutlich verbessert. Elektrisch – Das AC/DC Module enthält nun eine Materialbibliothek für nichtlineare magnetische Materialien. Eine neue Funktion im RF-Modul ermöglicht die Simulation von Komponenten mit Anschlüssen an inneren Modellrändern. Das Wave Optics Modul beinhaltet nun Streuung mit einem gaußschen Hintergrundfeld und eine Laser Heating Schnittstelle. Das Semiconductor Modul wurde deutlich verbessert, so umfasst es nun auch Heteroübergänge sowie Werkzeuge für

Stoßionisation. Allgemein – Das Optimization Modul wurde um eine gradienten-basierende Methode für Topologieoptimierung sowie um eine gradienten-freie Methode für die Optimierung geometrischer Abmessungen erweitert. Partikel-Feld- und Fluid-Partikel-Wechselwirkungen können nun mit einer neuen effizienten Methode einfach im Particle Tracing Modul modelliert werden. Schnittstellen – Anwenderdefinierte Selektionen können nun in LiveLink für SolidWorks und Werkstoffselektionen und Materialbezeichnungen in LiveLink™ für Inventor synchronisiert werden. Das EDAD Import Modul ermöglicht jetzt die multiphysikalische Simulationen im ODB++ Format für Leiterplatten (PCB) Designs.

Vorträge Comsol Konferenzreihe 2013 online verfügbar

Die Comsol Multiphysics GmbH gab die Online-Verfügbarkeit der wissenschaftlichen Publikationen, Präsentationen und Posterbeiträge der weltweit stattfindenden Comsol Anwenderkonferenzreihe 2013 bekannt. Anwender und Interessierte können die gewünschten Beiträge aus industrieller und akademischer Forschung und Entwicklung einsehen und direkt herunterladen. Eine Anmeldung oder Registrierung ist nicht erforderlich. Die Fachbeiträge finden Sie unter www.comsol.de/2013-user-presentations.

www.comsol.com

DASSAULT SYSTEMES

Übernahme der Realtime Technology AG (RTT) geplant

– siehe auch Realtime Technology – Dassault Systèmes verkündete am 5. Dezember die Unterzeichnung eines Übernahmevertrages für eine Mehrheitsbeteiligung von 84 % an der Realtime Technology AG (RTT), dem führenden Anbieter von professioneller High-end 3D-Visualisierungssoftware, Marketing-Lösungen und Computer-Generated Imagery (CGI) Services, der vom starken Wachstum im Bereich Marketing-

Automatisierung profitiert. Die Übernahme des Münchner Unternehmens RTT wird deren Software-Sparte – bekannt für die Produkte DeltaGen, PictureBook, POS-Konfigurator und andere Lösungen – ebenso mit einschließen wie deren Marketing-Beratungsleistungen. Die Übernahme wird auch die Tochtergesellschaft Bunkspeed mit ihrer Produktlinie an leistungsfähiger und intuitiv zu bedienender Rendering-Software beinhalten. Zu den Kunden von RTT zählen Hugo Boss, adidas, Airbus, Audi, BMW, Daimler, Electrolux, Eurocopter, Ferrari, General Motors, Harley-Davidson, Nissan, Porsche, The North Face, Toyota und Volkswagen. Die Kaufsumme für RTT wird in bar geleistet werden. Der Abschluss der Transaktion unterliegt den üblichen aufschiebenden Bedingungen, einschließlich der Zustimmung der Kartellbehörden in Deutschland und Österreich. In den kommenden Tagen will Dassault Systèmes ein Übernahmeangebot vorlegen, das bis zu 100 % des Aktienkapitals der RTT umfasst und einem Preis von EUR 40 je Aktie entspricht.

Simulia Tosca Structure 8.0 ist verfügbar

FE-Design GmbH (Simulia) bietet mit der Version Simulia Tosca Structure 8.0 ein neues Sizing Modul zur hocheffizienten Optimierung von Blechstrukturen für spannende Topometrie Anwendungen in den Industrien Automobilbau, Windenergie sowie Luft- & Raumfahrt an. Mit Simulia Tosca Structure.sizing finden Sie optimale Blechdicken auch für große industrielle Anwendungen mit mehreren Millionen Designvariablen. Das Ergebnis ist ein Design mit dem optimalen Verhältnis aus Gewicht, Steifigkeit und dynamischem Verhalten. Entscheidungen auf Basis von alternativen Designvarianten werden ab Version 8.0 leicht gemacht: Simulia Tosca Structure.morph erlaubt die schnelle und einfache Änderung der Geometrie – und somit das Erstellen vielfältiger Designvarianten – auf Basis des FE-Netzes ohne den bisher oft notwendigen Schritt zurück zum CAD. Zusammen mit weiteren Neuerun-

gen in der Version Simulia Tosca Structure 8.0 führen die neuen Optimierungsmodule zu einer schnelleren und effizienteren Umsetzung nachhaltiger Designs. Mit der Übernahme durch Dassault Systèmes im April 2013 ist die Tosca Technologie zusammen mit Abaqus, Isight und fe-safe Teil des SimuliaProduktportfolios. SimuliaTosca Structure ist ab Version 8.0 auch unter dem Simulia ‚Extended Token‘ Lizenzmodell verfügbar. Damit ergibt sich die Möglichkeit, verschiedene Simulations- und Optimierungslösungen je nach Aufgabenstellung flexibel zu kombinieren und anzuwenden.

www.3ds.com

DHCAE TOOLS

CastNet – Modellierungsumgebung für Open-Source Lösertechnologie

DHCAE Tools GmbH stellt eine grundlegende Erweiterung seiner Modellierungs- und Berechnungsumgebung zur Verwendung von frei verfügbarer Lösertechnologie vor. Das System beruht auf einer anwenderfreundlichen graphischen Benutzeroberfläche zur Definition des CAD-modellbasierten Berechnungsfalls. Die Modelle können als Baugruppen in hochwertigen Kernelformaten wie Parasolid, ACIS oder Granite eingelesen werden, womit nahezu alle gängigen CAD-Systeme unterstützt werden. Nach dem Geometrie-Import findet die Vernetzung mit einer robusten und stabilen Vernetzungstechnologie statt, die besonders für Strömungsanwendungen wichtige Funktionalitäten wie einer besonders hochwertigen Behandlung der wandnahen Bereiche unterstützt (Boundary-Layer-Meshing). Als Löser wird im Bereich CFD die frei verfügbare renommierte CFD-Plattform OpenFOAM angesprochen.

Im neuen CastNet Release wird mit der Modellierungsumgebung neben OpenFOAM auch der frei verfügbare Struktursolver CalculiX unterstützt. Mit CalculiX können typische Anwendungen der nichtlinearen Strukturmechanik wie Kontakt

oder nichtlineares Materialverhalten zuverlässig gelöst werden. Auch eine Datenkopplung zu den CFD Ergebnissen ist integriert. Damit ist es z.B. möglich, Druckfelder aus der CFD-Berechnung auf den Struktursolver zu übertragen und dort die Spannungen zu berechnen, oder Temperaturfelder zur Ermittlung von thermischen Spannungen zu verwenden.

Durch die Werkzeuge von DHCAE Tools ist es möglich, diese offenen Systeme von einer einzigen Modellierungsplattform aus effizient anzusprechen. Ein neuer Template-Ansatz vereinfacht die Auswahl von Lösungs- und Vernetzungseinstellungen für die Solver. Die Plattform arbeitet systemübergreifend, d.h. der Anwender kann sowohl vollständig unter Windows oder vollständig unter Linux arbeiten, als auch die Modelle zwischen den Plattformen austauschen, etwa in Form einer Modellerstellung unter Windows mit anschließender Berechnung in einer HPC-Linux-Umgebung.

www.dhcae-tools.de

ESI

Neue Version von VA One für Vibro-Akustik

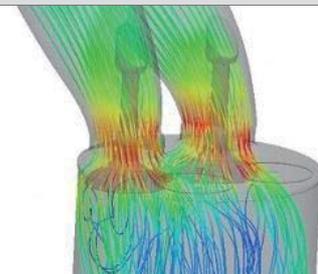
Die ESI Group gab die Veröffentlichung der neuen Version von VA One bekannt. VA One wird von Herstellern auf der ganzen Welt eingesetzt, um zu erwartende Geräusch- und Schwingungsprobleme früh im Entwicklungsprozess vorherzusagen und zu lösen. Hersteller können so wettbewerbsfähige Produkte liefern und die zunehmend schärferen Vorschriften bezüglich Geräusch-Emissionen erfüllen. VA One ist die einzige Softwarelösung auf dem Markt, die eine Simulation von Geräuschen und Schwingungen über den gesamten Frequenzbereich erlaubt, indem sie nahtlos die wichtigsten vibro-akustischen Modellierungsmethoden in einem Modell kombiniert: die Finite Element Methode (FEM), die Boundary Element Methode (BEM) und die Statistical Energy Analysis (SEA). VA One erlaubt es Ingenieuren, sich

move

We move your business forward!

CAE/CFD Simulation & Methodenentwicklung aus einer Hand

- Innovative Methoden
- Maßgeschneiderte Lösungen
- Industriell applizierbare Anwendungen
- Kosteneffizienz durch OpenSource Software



Unsere Dienstleistungen zum OpenSource CFD-Tool

OpenFOAM

- Berechnung
- Beratung
- Support
- Programmierung
- Methodenentwicklung
- Schulungen
(Bei uns & bei Ihnen vor Ort) regelmäßig zu
 - OpenFOAM Intro
 - OpenFOAM Advanced
 - ParaView

Informationen unter

www.move-csc.de

einen präzisen Eindruck über das zu erwartende vibro-akustische Verhalten eines Produktes zu verschaffen, indem interne oder externe Akustik-Modelle generiert werden, die – bei Bedarf – mit unterschiedlichen Arten erregbarer schwingender Strukturen gekoppelt werden können.

Die aktuelle Version von VA One berücksichtigt hybride Verbindungen zwischen FE-Kavitäten und SEA-Elementen. So wird Ingenieuren eine bessere Definition kleiner Hohlräume ermöglicht, wie es häufig bei der Entwicklung von Haushaltsgeräten, Gehäusen oder kleinen Fahrzeugen erforderlich ist.

Darüber hinaus können Ingenieure jetzt mit VA One BEM und FE-Kavitäten verbinden. Dies erlaubt zum Beispiel die Simulation von Rohren mit externer Geräuschabstrahlung, was für die Untersuchung der Geräusche von HVAC-Systemen (Heating, Ventilation, Air Conditioning) oder Fahrzeug-Abgassystemen von Bedeutung ist.

Neue Version von ProCAST für Gießprozess-Simulationen

Die ESI Group gab die Veröffentlichung von ProCAST 2013.5 und der dazugehörigen Anwendungs-umgebung Visual-Cast 9.0 bekannt. Beide Produkte wurden entwickelt, um dank effizienterer Prozesse und Solver die Produktion in Gießereien zu steigern und die Qualität zu verbessern.

ESIs Gießsimulationssoftware ProCAST ist das Ergebnis einer über 25-jährigen Zusammenarbeit mit bekannten Industriepartnern und akademischen Instituten auf der ganzen Welt.

Die Lösung bietet eine umfangreiche Zusammenstellung von Modulen und Werkzeugen, die es Gießereien ermöglichen, zentrale industrielle Herausforderungen zu erfüllen. ProCAST ist bestens geeignet, die Verformungen und Eigenspannungen nach dem Gießen vorherzusagen und deckt zahlreiche Gießverfahren ab, darunter Kernschüssen, Schleuderguss, Lost-Foam-Gießverfahren, Thixoforming und Strangguss.

ProCAST 2013.5 bietet eine neue Version des Strömungssolvers, der von der Genauigkeit der Finiten-

Element-Methode, der Effizienz der Finiten-Volumen-Methode und der Schnelligkeit des Multi-Grid Linear Solvers profitiert, der von vielen bekannten CFD-Softwarelösungen genutzt wird.

ProCASTs verbesserter Strömungssolver und das modifizierte Porositätsmodell ermöglichen eine präzise Modellierung großer, im Schleuderguss hergestellter Titan-Strukturen. Im Rahmen des COLTS-Projektes, einer internationalen Kooperation zwischen China und Europa, wurde dies bereits veranschaulicht.

Visual-Cast 9.0, die Anwendungs-umgebung für ProCAST, bietet durch seine schnellere und intuitivere Bedienbarkeit signifikante Verbesserungen der Bearbeitungszeit. Zusätzlich können Gießereien ab sofort ihre persönlichen Workflows zur Berücksichtigung eigener Methodik und spezieller Bedürfnisse konzipieren.

Um auf die wachsenden Anforderungen an eine fortschrittliche Gießsimulation zu reagieren, beinhaltet die neue Version außerdem die Zeit-Temperatur-Transformation (TTT), die kontinuierliche Kühlungs-Transformation (CCT) zur Modellierung der Wärmebehandlung, sowie die vollständige Integration des CAFE-Moduls zur Modellierung der Korngefüge.

Ebenfalls enthalten sind neue Funktionalitäten für spezifische Gießprozesse, so etwa ein Schließkraft-Indikator, ein neues Turbulenz-Modell und ein verbessertes Vorhersagemodell für Formfüllfehler. Zusätzlich wurden die thermodynamischen Datenbanken zur Berechnung der Materialeigenschaften erweitert.

Bausch + Ströbel benutzt Virtual Reality zur effizienteren Prozesssteuerung

Die ESI Group gab die Einführung seiner Virtual Reality Lösung IC.IDO bei Bausch + Ströbel bekannt, dem weltweit führenden Unternehmen im Bereich pharmazeutischer Verpackungsmaschinen. Diese Entwicklung veranschaulicht die Möglichkeiten, industrielle Kunden mit Hilfe von Virtual Reality bei der Beschleunigung ihrer Produktentwicklungsprozesse zu unterstüt-

zen. Darüber hinaus wird deutlich, dass die im Automobilbau sowie der Luft- und Raumfahrt bereits breitflächig eingesetzten Virtual Reality-Systeme auch von kleineren Unternehmen in unterschiedlichen Industriebereichen sinnvoll genutzt werden können.

Das mittelständische Unternehmen Bausch + Ströbel beliefert mit seinen Produkten einige der größten pharmazeutischen Firmen der Welt. Der Maschinenbauer ist darauf ausgerichtet, Verpackungsmaschinen auf höchstem Präzisionsniveau zu liefern, die nicht nur optimale Produktivität ermöglichen, sondern auch die außergewöhnlich strengen industriellen Auflagen erfüllen. Bausch + Ströbel passte sein Angebot den oft komplexen Kundenwünschen entsprechend an: Heute wird jede Maschine individuell für die jeweilige Aufgabenstellung entworfen, von der Dekontaminierung bis hin zu Reinigung, Sterilisation, Befüllung, Verschließen, Inspektion und vielem mehr.

Mit dem Ziel einer effizienteren Prozesssteuerung, suchte Bausch + Ströbel nach einer Alternative zu maßstabsgetreuen, hölzernen Prototypen. Diese waren bisher notwendig, um vorab unterschiedliche Aspekte hinsichtlich Aufbau und Erreichbarkeit von Maschinen einschätzen zu können. Entsprechend investierte das Unternehmen in Virtual Reality und ermöglicht seinen Ingenieuren seitdem, in eine 3D-Welt einzutauchen, in der sie in Echtzeit mit maßstabsgetreuen CAD-Modellen interagieren können. Durch die Benutzung von IC.IDO – ESIs Virtual Reality Lösung – können Ingenieure Auf- und Abbausequenzen ihrer Maschinen simulieren, die Erreichbarkeit von Steuerungselementen prüfen, Konstruktionsüberprüfungen durchführen und mögliche ergonomische Probleme vorhersagen. Bausch + Ströbel erkannte außerdem das Potential

von Virtual Reality, aktuelle und zukünftige Modelle mit ihren Kunden zu teilen und interaktiv zu inspizieren. Zum einen lässt sich so das Risiko von Missverständnissen frühzeitig eliminieren, andererseits



www.CAE-Stellenmarkt.de

Das neue Jobportal speziell für CAE-Ingenieure

**Aktion weiter verlängert:
Stellen Sie auch weiterhin Ihre
Stellenanzeigen kostenlos online.**

können Entwicklungen von jedem verstanden werden – nicht nur vom technischen Personal. Laut einer kürzlich von Bausch + Ströbel durchgeführten Umfrage sind 98% ihrer Kunden der Meinung, dass Virtual Reality eine Verbesserung sei gegenüber den bislang genutzten CAD-Modellen und hölzernen Maschinen-Mock Ups.

www.esi-group.com

FORTISSIMO

Competitive call for HPC-Cloud-based Application Experiments for the Fortissimo project

The Fortissimo project (FP7 contract 609029) is funding a set of experiments (sub-projects) to drive the creation and demonstrate the business potential of an HPC-Cloud service ecosystem. Additional application experiments are sought to investigate and demonstrate engineering and manufacturing simulation services in the Fortissimo HPC-Cloud. The principal objective

of Fortissimo is to enable European manufacturing, particularly SMEs, to benefit from the efficiency and competitive advantage inherent in the use of simulation. This will be achieved through the provision of simulation services running on an HPC-based cloud infrastructure. Fortissimo will make advanced simulation accessible to industrial users, particularly SMEs, through the realisation of a “one-stop shop” where hardware, expertise, applications, visualisation and tools will be easily available and affordable on a pay-per-use basis. Fortissimo seeks new application experiments providing business relevant investigations and demonstrations of engineering and manufacturing simulation services in the Fortissimo HPC Cloud. Priority will be given to proposals for experiments which complement the activities already included within Fortissimo and which address the needs of engineering and manufacturing SMEs. Proposed experiments should include all participants necessary for the experiment, which may

include HPC experts, HPC Centres or ISVs already included within the Fortissimo consortium. Experiments will employ the Fortissimo HPC infrastructure using the HPC Centres already involved in the project. Call closure: January 2nd 2014 at 17h00, Brussels local time. Foreseen budget: Total of 5 M€ funding; the funding for individual experiments is not expected to exceed 250 K€.

www.fortissimo-project.eu

GRANTA DESIGN

Granta MI Version 7 veröffentlicht

Granta Design hat mit der neuesten Version 7 von Granta MI, der Industriestandard für Werkstoff-Informationsmanagement, das bisher umfangreichste und robusteste Release veröffentlicht. Mit der neuen Version wird der Schwerpunkt auf die Unterstützung der Anwender beim Umgang mit ihren täglichen Entwicklungsanforderungen gelegt. Das neue Release baut auf der beispiellosen Erfahrung Grants bei



www.nafems.org

der Implementierung von Materialinformations-Managementsystemen bei führenden Engineering-Unternehmen weltweit auf. Version 7 umfasst verbesserte grundlegende Werkzeuge für die Verwaltung des Materialdaten-Lebenszyklus. Dies stärkt die Stellung von Granta MI als das zentrale System zur Bereitstellung von Werkstoffinformationen und damit verbundenen Anwendungen für eine große Anzahl an Ingenieuren, Wissenschaftlern und Managern.

Die erweiterten Kernfunktionalitäten umfassen auch ein vereinfachtes Web-Werkzeug, mit dessen Hilfe autorisierte Anwender standortunabhängig Materialdaten einpflegen können. Verbesserungen in der grafischen Darstellung und bei Suchanfragen ermöglichen tiefere Einblicke in die Werkstoffinformationen, wenn der Nutzer verschiedene Quellen, wie z. B. Testergebnisse und Daten aus Handbüchern, vergleicht. Weitere Leistungsverbesserungen optimieren die bereits robuste, skalierbare Unternehmenslösung um ein Vielfaches. Alle neuen Funktionen und Eigenschaften helfen den Nutzern dabei, eine einzige, kontrollierte und nachvollziehbare Quelle für unternehmenseigene Materialdaten aufzubauen und zu pflegen, den Lebenszyklus jedes Kennwertes in der Datenbank zu verwalten und den Arbeitsablauf, vom Testergebnis bis hin zum freigegebenen Design, zu vereinfachen. Dies sind zentrale Ziele der anwendenden Unternehmen, wie jene im Material Data Management Consortium (MDMC), ein Gemeinschaftsprojekt verschiedener Unternehmen, darunter Boeing, GE, Honeywell, NASA und Rolls-Royce sowie die erst kürzlich beigetretenen Mitglieder Doosan Babcock, Embraer und Eurocopter.

CES Selector 2014

Granta Design gab die Veröffentlichung von CES SelectorTM 2014 bekannt. Die neue Version der Software verfügt über eine erweiterte Benutzeroberfläche, die die Anwender dabei unterstützt, Werkstoffdaten schneller zu finden, deren Eigenschaften darzustellen und zu vergleichen und die richti-

gen Materialien für den jeweiligen Anwendungsfall auszuwählen. Verbesserte Werkzeuge im Bereich Materialsubstitution ermöglichen es den Ingenieuren, schnell Alternativen für leistungsschwache, veraltete oder teure Werkstoffe zu identifizieren und zu untersuchen. Neue und erweiterte Datensätze erleichtern die Abstimmung der Materialien auf die jeweilige Anwendung und verbessern den Anwendungsbereich von Kunststoffen, Biopolymeren, Metallen und Verbundwerkstoffen.

www.grantadesign.com

HBM

nCode 9.1 jetzt verfügbar

HBM hat die Markteinführung von Version 9.1 der Software nCode DesignLife bekannt gegeben, einer führenden Lösung für CAE-Anwendungen zur Ermüdungsanalyse. Damit lassen sich Probleme bei der Ermüdungsanalyse durch den Einsatz von HPC-Umgebungen (High Performance Computing) noch schneller lösen. Mit der Unterstützung durch eine neue Produktion „Sicherheitsfaktor“ können bereits in einer frühen Phase des Entwicklungsprozesses Lebensdauerbewertungen für eine noch breitere Palette an Komponenten durchgeführt werden, wie sie bei der Konstruktion von Antriebssträngen für Bodenfahrzeuge zum Einsatz kommen.

Da der Umfang und die Genauigkeit von Finite-Elemente-Modellen immer weiter ansteigen, kommen HPC-Umgebungen zum Einsatz, um den Datendurchsatz der Simulation zu verbessern. Damit ist eine Parallelverarbeitung über die bisher übliche Multicore-Prozessorarchitektur auf einem einzigen Computer hinaus möglich, da die Analyse auf mehrere Maschinen oder Knoten eines Rechner-Clusters verteilt wird. Auf diese Art können die größten Rechenprobleme heruntergebrochen und um ein Vielfaches schneller gelöst werden – dafür ist die geeignete Hardware aber nicht die einzige Voraussetzung. Die Berechnungssoftware benötigt eine Architektur,

Vehicle technology - next generation



Unsere Expertise:

Effiziente Fahrzeugentwicklung

- Functional MockUp & CAE Integration
- Integrierte Fahrzeugentwicklung
- Simulation & testbasierte Validierung
- Disziplinübergreifende Methoden und Prozesse

Test und Validierung

- NVH & Friction
- Motor- & Antriebsstrang
- Fahrzeugsicherheit
- Hybride Absicherung

VIRTUAL VEHICLE bietet eine interessante Kombination von Testverfahren und innovativen Simulationsmodellen, eine umfassende Systemsimulation sowie Methoden und Prozesse für die Gesamtfahrzeugentwicklung.

Gemeinsam mit zahlreichen internationalen Premium-OEMs, Tier-1 Zulieferern und SW-Herstellern entwickeln unsere 200 Forscherinnen und Forscher Technologie für effiziente, leistungsfähige und umweltfreundliche Fahrzeuge von morgen.

www.v2c2.at

Save the date:



8th International Styrian Noise,
Vibration & Harshness Congress
The European Automotive Noise Conference



in
cooperation
with



July 2-4, 2014 Graz / Austria

www.isnvh.com

die entsprechenden Nutzen aus dieser Skalierbarkeit ziehen kann, indem sie die Analyseaufgaben und die erforderlichen Informationen zwischen den Maschinen verteilt. Um diesen Leistungsanforderungen zu begegnen, kann nCode DesignLife 9.1 jetzt dank einer neuen Option für Distributed Processing in HPC-Umgebungen oder anderen Mehrgeräte-Konfigurationen eingesetzt werden. nCode DesignLife unterstützt sowohl Intel MPI (Message Passing Interface) für Windows als auch Linux-Betriebssysteme und Microsoft MPI für Microsoft HPC-Cluster.

www.hbmncode.com

HEWLETT-PACKARD

Hewlett-Packard Zusammenarbeit mit Nvidia

– siehe auch Nvidia –
HP hat die Eröffnung eines neuen GPU (Graphic Processing Unit) Technical Centre of Excellence für die EMEA-Region bekannt gegeben, das mit Hilfe von Nvidia realisiert werden konnte. Das Center befindet sich im französischen Grenoble und ermöglicht es Endanwendern, Entwicklern und unabhängigen Softwareanbietern ihre Herausforderungen beim High Performance Computing (HPC) zu lösen. Kunden und Partnern von HP wird dadurch der Zugang zu den neuesten Nvidia-Tesla- und GRID-Technologien ermöglicht.

www.hp.com

IBM

IBM und Nvidia kooperieren, um Supercomputer zu bauen

– siehe auch Nvidia –
Nvidia und IBM arbeiten an GPU-beschleunigten Versionen von IBMs Software-Applikationen auf IBM-Power-Systemen für das Enterprise-Segment. Damit kommt Supercomputing-Technologie auf GPU-Basis erstmals im innersten Bereich von Enterprise-Rechenzentren zum Einsatz. IBM-Kunden können große Streaming-Datenmengen schneller verarbeiten, sichern und analysie-

ren. Nvidia und IBM planen, die gemeinsamen Processing-Möglichkeiten der Nvidia-Tesla-GPUs und der IBM-Power-Prozessoren zu verknüpfen. Dadurch wird es für viele Unternehmen leichter und effizienter, Supercomputing-Hardware zu verwenden, die vorzugsweise von wissenschaftlichen und technischen Communities genutzt wird, um den Weltraum zu erkunden, menschliche Gene zu entschlüsseln oder Produkte schneller auf den Markt zu bringen.

Durch die Kombination von IBM-Power8-CPU's mit den weltweit leistungsfähigsten und energieeffizientesten GPUs streben die beiden Unternehmen eine neue Technologie-Klasse an. Sie maximiert die Leistung und Effizienz jeglicher Analysen im wissenschaftlichen, ingenieurtechnischen oder Big-Data-Bereich sowie aller anderen High-Performance-Computing-(HPC)-Anwendungen.

Die Power-Systeme von IBM bieten volle Unterstützung für bestehende Anwendungen der Bereiche Wissenschaft, Engineering und Visualisierung, die mit dem Nvidia-CUDA-Programmiermodell entwickelt wurden. So können Supercomputing-Center und HPC-Kunden sofort von den Leistungsgewinnen profitieren. Darüber hinaus plant IBM, seine Entwickler-Tools der Rational-Enterprise-Software für Supercomputing-Entwickler zugänglich zu machen, damit Programmierer innovative Applikationen leichter entwickeln können.

Die Partnerschaft zwischen Nvidia und IBM folgt auf eine Ankündigung auf dem OpenPower Consortium im August, in der IBM, Nvidia, Google, Mellanox und Tyan das Ziel formulierten, ein offenes Ökosystem auf Basis von IBMs Power-Architektur aufzubauen.

www.ibm.com

INSTAL

INSTAL-News12 erschienen

Die Ausgabe 12 des InSTAL Newsletters ist vor kurzem erschienen.

www.instal-online.de

INTES

Bremsenquietschen vorausberechnen mit Permas

Bremsenquietschen gibt es, seit es Bremsen gibt, und trotz intensiver Forschung seit vielen Jahrzehnten kommen immer noch neue Fahrzeuge auf den Markt, deren Bremsen quietschen. Das betrifft Pkw und Nutzfahrzeuge aber auch Eisenbahnwagons und Flugzeuge und sogar Fahrräder. Auch sind Scheibenbremsen genauso betroffen wie Trommelbremsen.

Um das Bremsenquietschen verlässlich vorherzusagen, hat sich die Interpretation als dynamische Instabilität bewährt. Ausgehend vom Reibkontakt und der Drehung der Bremsscheibe werden alle Beiträge ermittelt, welche die Steifigkeit und Dämpfung des gesamten Bremssystems bestimmen. Dann werden über eine komplexe Eigenwertanalyse mögliche instabile Schwingungsformen bestimmt und ihr Verhalten über der Drehzahl berechnet.

Um Abhilfe für die Instabilitäten zu schaffen, werden auch die Einflüsse bestimmender Parameter wie Reibwerte zwischen Bremsbelag und Scheibe und die Elastizitäten der Bremsbeläge ermittelt und in übersichtlichen Diagrammen dargestellt. Bedingt durch die erhebliche Anzahl von Parametern sind sehr schnelle Berechnungsverfahren erforderlich, welche die gewünschten Ergebnisse alle in einem Rechenlauf und in vergleichsweise kurzer Zeit erzielen. Exemplarisch wurde ein Kundenbeispiel umgesetzt und dokumentiert. Weitere Informationen finden Sie unter http://www.local/kategorie_permas/anwendungen/bremsenquietschen. Wenn Sie an weiteren Einzelheiten interessiert sind, können Sie uns gerne eine E-Mail schicken an info@intes.de.

www.intes.de

ISKO ENGINEERS

Niederlassung in Leonberg

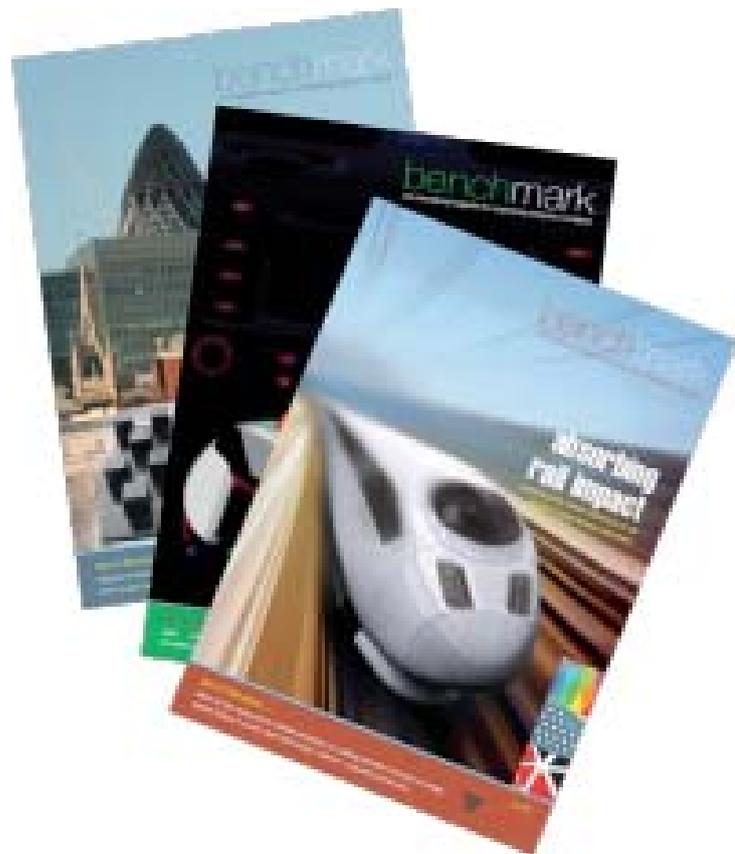
Bereits seit Anfang Juli betreut die neue Niederlassung von ISKO engineers AG ihre Kunden in Stuttgart und Umgebung. Damit konnten die Münchner Spezialisten für maß-

geschneiderte CAE-Leistungen und Softwarelösungen neben den bestehenden Zweigstellen in Neckarsulm und Ingolstadt bereits ihre dritte Niederlassung eröffnen. Und schon Anfang nächsten Jahres wird eine vierte Niederlassung in Rehau folgen.

Gerade mittelständische Entwickler komplexer Produkte profitieren von den ganzheitlichen Lösungen der ISKO engineers AG auf dem Gebiet simulationsunterstützter Entwicklung. Durch die zielgerichteten CAE-Dienstleistungen von ISKO lässt sich das volle Potenzial eines Produktes bereits in der frühen Phase seiner Entwicklung ausschöpfen. Die ISKO engineers AG bietet maßgeschneiderte CAE-Software und Methoden bis hin zur vollständigen Prozessautomatisierung mit Fokus auf ein perfekt auf den Kunden abgestimmtes Simulationsdaten-Management. Der Einsatz von Simulation und Optimierung gleich zu Anfang der Entwicklung spart Zeit und teure Prototypen, da qualifizierte Berechnungen bereits wesentliche Problemstellen aufdecken. In der Regel besteht bei einer solchen Vorgehensweise bereits der erste Prototyp die geforderten Freigabetests.

Erfahrene und hochqualifizierte CAE-Spezialisten beraten und begleiten die Kunden über den gesamten Simulationsprozess hinweg oder suchen flexibel nach Lösungen für einzelne Teilabschnitte der Prozessautomatisierung. Das Dienstleistungs-Portfolio reicht von der Einführung neuer Berechnungsmethoden und der dafür nötigen IT-Infrastruktur bis hin zur kompletten Projektleitung und -bearbeitung. Natürlich werden auch einzelne Berechnungen und Optimierungen im Kundenauftrag durchgeführt. Um auch bei dringenden Themen schnell die passende Lösung zur Hand zu haben, arbeiten die Consulting-Teams aller Niederlassungen flexibel zusammen.

Als Vertriebspartner von MSC Software kann die ISKO engineers AG auf leistungsstarke FEM und MKS-Lösungen zugreifen. Gerade für mittelständische Unternehmen, die mit der Simulation beginnen möchten,



‘benchmark’, the industry respected magazine, is the only truly independent publication geared towards the analysis and simulation community.

Published quarterly by NAFEMS, benchmark includes submissions and news from all areas of engineering simulation throughout the globe.

Respected industry-wide as the only truly independent publication focusing specifically on analysis and simulation, benchmark has been published since 1987, and has a controlled circulation of NAFEMS members and subscribers. Articles span all areas of simulation from FEA to CFD, encompassing all industries from aerospace to bio-medical engineering.

NAFEMS Members can access an archive of published articles here. Details of how to submit articles and advertise in the magazine are also available at www.nafems.org/publications/benchmark/

Subscribe now!

bietet MSC interessante Einstiegs-lösungen. Weiterhin gehören ausge-reifte FE-Solver für anspruchsvolle, nichtlineare Analysen und spezielle Lösungen für die Simulation von Getriebesystemen zu den Stärken von MSC.

Die ISKO engineers AG vertreibt außerdem Optimus, ein führendes Software-Framework zur Optimierung und Automatisierung von Simulationsprozessen. Hiermit können beliebige Soft-ware-Programme über eine grafische Benutzeroberfläche in automatisierte Prozesse eingebunden werden. Moderne Optimierungsverfahren finden auch bei Zielkonflikten schnell und mit geringem Aufwand die bestmögliche Lösung. Fortschrittliche Metamodelle werden mit Versuchs- und/oder Simulationsdaten angelernt und können später als Prognosewerkzeug verwendet werden. Hiermit kann unter bestimmten Eingangsbedingungen eine Vorhersage über das zu erwartende Simulations-Ergebnis getroffen werden.

www.isko-engineers.de

MSC SOFTWARE

Neue Version Marc erleichtert nichtlineare Modellierung von Elastomeren und Composites

MSC Software gab die Veröffentlichung der neuen Version von Marc 2013.1 bekannt. In diese Version sind neue Materialmodelle integriert und die Parallelisierung wurde verbessert. Zudem sorgt die überarbeitete Benutzeroberfläche für mehr Bedienkomfort und höhere Effizienz. Die wichtigsten Neuerungen im Überblick:

Parallelisierung:

Die Leistung der in Marc integrierten Multi-Core-Prozessoren wurde erhöht. Zusammen mit dem Verfahren der Domainzerlegung (Domain Decomposition, DDM) können Analysen so sehr viel schneller durchgeführt werden. Bei Tests wurde bei einer iterativen Berechnung von Elementen eine 5- bis 8-mal kürzere und bei Modellen mit über 500.000 Freiheitsgraden auf Multi-Core-Prozessoren eine 4-mal kürzere Gesamtrechnenzeit erreicht.

Neue Materialmodelle:

Der Einsatz von Elastomeren nimmt stetig zu. In der Simulation müssen ihr komplettes nichtlineares Verhalten und die Schadensakkumulation beachtet werden.

Zur Darstellung des Verhaltens anisotroper inkompressibler Materialien wurden in die neue Version drei weitere Modelle integriert. Zu den anisotrop inkompressiblen Materialien zählen beispielsweise Gummikeilriemen oder biologische Werkstoffe.

Das mit Funktionen zur Analyse der frequenzabhängigen Dämpfungseigenschaften erweiterte Marlow-Modell kann jetzt in Kombination mit dem Bergström-Boyce-Modell zur genauen Abbildung von Verformungen in elastomeren Materialien genutzt werden. Ebenso ist es nun möglich, das Modell mit experimentellen Daten aus einem reinen Schertest zu verbinden. Diese Erweiterungen bieten zusätzliche Flexibilität bei der Auswahl von Materialmodellen zur Simulation des Verhaltens von Elastomeren.

In die frequenzabhängigen Materialmodelle können jetzt die viskoelastischen Eigenschaften von Verbundwerkstoffen eingebracht werden, um die physikalischen Dämpfungseigenschaften als Funktion der Frequenz präziser zu berechnen.

Analyse nichtlinearer Kontakte:

Zwischenräume und Überlappungen der Kontaktstellen entstehen entweder aufgrund von Abweichungen von der ursprünglichen CAD-Datei oder bei der Schalenvernetzung und können zu einer nicht-realistischen Wechselwirkung zwischen den Bauteilen führen. Zwischenräume oder Überlappungen können nun bei der Kontaktanalyse berücksichtigt werden, um eine optimale Präzision der Spannungsergebnisse zu erreichen. Dies ist insbesondere bei der Konstruktion von großem Nutzen, da die Abmessungen der einzelnen Teile geändert werden können ohne die gesamte Baugruppe zu aktualisieren.

Verbesserte Benutzeroberfläche:

Der Bedienkomfort von Mentat, der Benutzeroberfläche von Marc, wurde weiter verbessert. Die Neuerungen umfassen folgende Funk-

tionalitäten:

Der Browser stellt die Modellinhalte visuell dar. Der Anwender kann damit den Inhalt eines Modells in kürzester Zeit validieren und schnell zwischen den Menüs wechseln. Das spart Zeit bei der Modellierung und erhöht die Effizienz.

Der Geometrikern von ACIS wurde durch den von Parasolid ersetzt, wodurch eine bessere Interoperabilität mit einer breiteren Palette von CAD-Systemen sowie eine nahtlosere Integration zwischen der Bedienoberfläche von Marc und anderen Produkten von MSC erreicht werden.

Eine neu entwickelte Vernetzungsfunktion erlaubt die bequeme und effiziente Erstellung von Netzen mit Tetraederelementen höherer und niedriger Ordnung auf komplexen Solids.

Weitere Neuerungen sind die Arrhenius-Verschiebungsfunktion zur Modellierung von Kunststoffen und anderer viskoelastischer Materialien, ein Permanentmagnet, der für ein Element oder ein bevorzugtes Materialsystem definiert werden kann, eine Funktion zur werkstoffspezifischen Analyse des Rissfortschrittsverhaltens auf Basis eines Ermüdungsmodells oder eines benutzerdefinierten, direkten Modells, eine Beschnittfunktion zum vereinfachten Entfernen von Material durch die Einblendung von Beschnittwerkzeugen bei starren Oberflächen.

Neue Version Adams/Machinery

MSC Software gab die Veröffentlichung von Adams/Machinery 2013.2 bekannt. Adams/Machinery ist ein maßgeschneidertes und vollständig in die Umgebung von Adams integriertes Softwarepaket zur Modellierung mechanischer Komponenten im Maschinenbau. Mit Adams/Machinery können Anwender in kürzester Zeit funktions-tüchtige virtuelle Prototypen aus mechanischen Komponenten wie Getriebe, Lager, Riemenantriebe, Kettentriebe, Seile und Motoren modellieren und Aussagen über das dynamische Verhalten von Systemen treffen.

Adams/Machinery 2013.2 ist eine

robuste Virtual-Prototyping-Lösung im Bereich Maschinendesign, ausgestattet mit einer umfassenden Palette an Maschinenteil-Bibliotheken für Ketten, Getriebe, Riemen, Lager, Seile sowie mit einem neu entwickelten Elektromotor-Modul. Die Lösung wurde für Ingenieure verschiedener Branchen wie Maschinenbau, Schwerindustrie, Fahrzeugbau oder Luft- und Raumfahrt entwickelt. Ingenieure können mithilfe von Adams/Machinery bereits vorhandene Konstruktionen optimieren oder die Systemleistung von Neuentwicklungen vorab beurteilen. Der erforderliche Zeitaufwand für die Modellierung von Maschinenteilen und Systemen wurde durch integrierte Assistenten und die Automatisierung unterschiedlichster Elementtypen und Bauteilverknüpfungen, die Ingenieure in der Vergangenheit noch von Hand erstellen mussten, um bis zu 80 Prozent erheblich reduziert. Neu in Adams/Machinery 2013.2 sind folgende Module und Funktionen:

Elektromotoren: Das neue Modul ‚Electric Motor‘ ermöglicht die Berechnung der Motorauslegung, die Ermittlung und Einschätzung von Auswirkungen des Motordrehmoments auf das Gesamtsystem, präzise Lageregelung und vieles mehr.

Riemen: Das Modul ‚Belt‘ erlaubt eine Bewertung über Spannung und Last sowie die Analyse des Riemen-schlupfs und Konformitätsstudien. Eine neue 3D-Methode ermöglicht die Simulation nicht planarer Riemenantriebe wie beispielsweise Versatz oder Schrägstellung der Rollen.

Kettensysteme: Das Modul ‚Chain‘ wird eingesetzt bei Vibrations- und Lastanalysen, Berechnung der Belastungshistorie von Kettenrädern und zum Vermeiden von Überlastbruch. Die aktuelle Version bietet eine neue Methode zur räumlichen Diskretisierung von Kettenmodellen und ermöglicht mittels neuer 3D-Technologie die Simulation nicht planarer Kettentriebe in gleicher Weise wie für Riementriebe.

Zahnräder und Getriebe: Mit dem Modul ‚Gear‘ können das Zahnflankenspiel analysiert, Kontaktkräfte zwischen Zahnradpaaren, Getrieberasseln sowie mechanische

Verluste durch Getriebereibung untersucht werden. Zusätzlich zu den bereits unterstützten gerad- und schrägverzahnten Stirnrad- und Kegelradgetrieben können in der neuesten Version drei weitere Getriebearten modelliert werden: Schneckenrad, Zahnstange und Hypoidverzahnungen.

Wälzlager: Mit dem Modul ‚Bearing‘ werden Lastszenarien analysiert, die Effekte variabler Parameter untersucht sowie Vorhersagen zur Lebensdauer getroffen.

Seile: Mit dem Modul ‚Cable‘ werden Seilspannungen berechnet, der Belastungsverlauf an Seilrollen bewertet, die Wahrscheinlichkeit von Seilschlupf analysiert sowie Seilaufrolleffekte vorausgesagt.

Neben den bereits erwähnten neuen Funktionen wurde Adams/Machinery insgesamt verbessert und deutlich erweitert. Diese Verbesserungen betreffen insbesondere die erhöhte Flexibilität bei der Modellierung und die erweiterte Unterstützung von Parameterstudien.

Adams/Machinery zeichnet sich in erster Linie dadurch aus, dass es vor dem Einsatz von CAD- und eingebetteten kinematischen Analysewerkzeugen zur Beurteilung des dynamischen Verhaltens von Systemen verwendet werden kann. Mithilfe der automatisierten, bauteilspezifischen Modellierung in Adams/Machinery lassen sich bereits zu Beginn der Auslegungsphase präzise Aussagen über das Leistungsvermögen des Designs treffen. In der assistentengesteuerten Modellierungsumgebung entstehen Maschinenmodelle bevor CAD-Daten verfügbar sind. Die Lösung bietet sowohl vor als auch nach der Erstellung des CAD-Layouts wertvolle Unterstützung bei der Beurteilung mechanischer Probleme, die zu Produktversagen und hohen Garantiekosten führen können.

Neue Bandscheiben im digitalen Materiallabor entwickeln

e-Xstream engineering, ein Unternehmen von MSC Software und Entwickler der Software Digimat, gab heute bekannt, dass einer der Top-Innovatoren in dem noch jungen Gebiet der Entwicklung von Wirbel-

säulenimplantaten ab sofort Digimat einsetzt. Das Unternehmen möchte mit der Software die mechanischen Eigenschaften der Werkstoffe vorhersagen, aus denen Bandscheibenersatz gefertigt wird. Als Plattform für die nichtlineare multiskalare Material- und Strukturmodellierung kann Digimat das Verhalten von Werkstoffen auf Grundlage ihrer Mikrostruktur analysieren.

Digimat unterstützt den europäischen Anbieter von Orthopädieprodukten Medicea bei der Entwicklung von Wirbelsäulenimplantaten aus glasfaserverstärkten Verbundkunststoffen. Diese kommen als Ersatz für verletzte oder beschädigte menschliche Wirbel zum Einsatz. Im Gegensatz zu den meisten anderen Simulationslösungen, bei denen jeder Werkstoff als Metall behandelt wird, kann Digimat mikromechanisches Material simulieren und dabei die Variabilität von Verbundwerkstoffen, sogenannten Composites, in die Berechnung des mechanischen Verhaltens mit einbeziehen. Mit Hilfe der Finite-Elemente-Methode (FEM) und den Analysedaten von Spritzgussformen lässt sich die Materialsteifigkeit an jedem Punkt im Wirbelsäulenimplantat präzise anpassen.

Dank Digimat sind die Ingenieure von Medicea nunmehr in der Lage, viel genauere Vorhersagen über das Implantatverhalten als mit früheren Simulationslösungen zu treffen. Während frühere Lösungen die Steifigkeit von Implantaten oft um bis zu 170 Prozent überschätzten, stimmten die Materialmodelle von Digimat nahezu perfekt mit den Ergebnissen der physikalischen Prüfungen überein.

www.mscsoftware.com

NVIDIA

IBM und Nvidia kooperieren, um Supercomputer zu bauen

– siehe IBM –

Hewlett-Packard Zusammenarbeit mit Nvidia

– siehe Hewlett-Packard –

www.nvidia.de

SIEMENS PLM SOFTWARE

NX 9 von Siemens

– bis zu fünfmal produktiver

Die aktuelle Version der NX Software von Siemens (NX 9) bringt neue Funktionen und weiterentwickelte Technologien für mehr Flexibilität bei der Produktentwicklung. Darüber hinaus profitieren verschiedene Branchen von bis zu fünfmal höherer Produktivität. Innovative Werkzeuge, wie zum Beispiel Synchronous Technology für 2D, erleichtern die Bearbeitung von 2D-Daten erheblich. Die neu eingeführte Fourth Generation Design (4GD) Technologie macht die Konstruktion großer Baugruppen noch produktiver. Mit der NX Applikation Realize Shape steht jetzt außerdem ein neuer Technologieansatz für die Freiformkonstruktion zur Verfügung, der optimal in den Entwicklungsprozess integriert ist. NX 9 ist über die Active Workspace-Umgebung von Siemens noch besser in das Product Lifecycle Management (PLM) eingebunden. Insgesamt hat die integrierte Lösung für Computer Aided Design, Manufacturing und Engineering (CAD/CAM/CAE) zahlreiche weitere Verbesserungen in allen Bereichen erfahren. Sie alle gehen auf Herausforderungen verschiedener Branchen wie dem Automobilbau, der Luftfahrtindustrie, dem Schiffbau, der Konsumgüterindustrie oder dem Maschinenbau ein und schaffen dadurch Mehrwert.

Weltweit ist die Modellierung in 3D die bevorzugte Konstruktionsmethode. Allerdings sind in nahezu allen Branchen weiterhin auch 2D-Zeichnungen und Produktdaten in 2D in einer Vielzahl digitaler Formate im Einsatz, zumindest in einigen Bereichen der Produktentwicklung. Inkompatible Datenstrukturen und uneinheitliche CAD-Technologien gestalten die Arbeit mit diesen 2D-Dateien aber üblicherweise zäh und zeitaufwändig. Synchronous Technology für 2D reichert die 2D-Daten mit intelligenten Informationen an und löst so diese Probleme. Eine Umwandlung ist dabei nicht nötig, Anwender bearbeiten Multi-CAD Dateien in 2D auf diese Weise bis zu fünfmal schneller. Das ist besonders

für Branchen mit besonders hohem Altbestand an 2D-Produktdaten hilfreich, wie etwa die Automobilindustrie, die Luft- und Raumfahrt oder den Maschinenbau.

NX Realize Shape, jetzt neu in NX 9, bietet eine einzigartige Umgebung für Freiformkonstruktion. Auf dieser Basis entstehen Produkte mit anspruchsvollen Formen oder komplexen Oberflächen. Die Lösung integriert erstmals in der Branche hochentwickelte, einfach bedienbare und flexible Werkzeuge in eine umfassende CAD/CAM/CAE-Software. Dadurch fallen zahlreiche Schritte weg, die beim Einsatz separater Anwendungen für Freiformkonstruktion und technische Entwicklung nötig sind. Im Ergebnis können Unternehmen aus der Konsumgüterindustrie, aber auch aus der Luft- und Raumfahrt, der Medizintechnik und dem Schiffbau ihre Produktentwicklung deutlich verkürzen.

NX 9 enthält zahlreiche weitere Verbesserungen in fast allen Bereichen von CAD, CAM und CAE. Mit 4GD wird ein neues Paradigma für die Datenverwaltung eingeführt, das vielfältige und effiziente Methoden für die Zusammenarbeit und die Konstruktion im Baugruppenzusammenhang (Design in Context) ermöglicht. Damit lassen sich komplexe, großformatige Produkte mit Millionen von Bauteilen schneller konstruieren. NX 9 ist darüber hinaus in Active Workspace 2.0 eingebunden, die Schnittstelle zur Teamcenter Software von Siemens. Anwender finden relevante Informationen zu Bauteilen, Aufgaben, Arbeitsabläufen, Anforderungen und Spezifikationen sehr schnell - selbst dann, wenn diese auf verschiedene externe Datenquellen verteilt sind. NX enthält innovative CAE-Werkzeuge für bessere Temperatursimulationen an Flugzeugmotoren. Damit lassen sich komplexe Randbedingungen um bis zu 75 Prozent schneller erstellen. Ein neuer paralleler Temperatur-Solver für NX CAE verbessert die Leistungsfähigkeit bei großen Modellen. Ergebnisse liegen damit schneller vor. NX Nastran, der FEM-Solver für optimale Leistungsfähigkeit, Genauigkeit, Zuverlässigkeit und Skalierbarkeit

bei Berechnungen, wurde ebenfalls verbessert. Simulationen von Geräusch, Vibration und Schwingungen (Noise, Vibration and Harshness - NVH) sind jetzt in der Hälfte der Zeit möglich.

Neue Funktionen bei NX für die Fertigung lassen bessere Kontrolle zu und ermöglichen damit schnellere und flexiblere CAM- und CMM-Programmierung. Die aktuelle Management-Funktion für bereits abgetragene Bereiche, die bei der Verarbeitung im Formenbau zum Einsatz kommt, lässt sich über eine grafische Oberfläche effizienter programmieren. Das beschleunigt den Prozess bei einigen komplexen Teilen um bis zu 40 Prozent. Außerdem lässt sich die Verarbeitung dadurch sehr präzise steuern. Mit einer Funktion für die Programmierung mehrerer Bauteile können Programmierer Verarbeitungsschritte bei einer beliebigen Anzahl ähnlicher Bauteile in einer Anordnung wiederverwenden. So lässt sich beispielsweise eine Anordnung mit sechs identischen Bauteilen bis zu viermal schneller programmieren. Die neue Funktion MRL Connect für NX verbindet NX CAM direkt mit der Manufacturing Resource Library (MRL) in Teamcenter. Dadurch können Programmierer einfach auf eine integrierte Bibliothek mit Standardwerkzeugen, Halterungen und Vorlagen zugreifen. Die Möglichkeiten für CMM Inspection Programming wurden ebenfalls erweitert und unterstützen jetzt neben massiven Bauteilen auch solche aus Blech. Damit steht Herstellern aus den Bereichen Luft- und Raumfahrt, High-Tech-Elektronik sowie Automobilbau eine hochautomatisierte Lösung bereit, um Prüfprogramme zu erstellen.

www.siemens.com/plm

Die hier veröffentlichten Texte wurden nicht redaktionell redigiert und wurden weitgehend unverändert von den jeweiligen Firmen übernommen.

| | | | | |
|--|------------|---------------|--|----------------|
| NAFEMS e-Learning Kurs: Elements of Turbulence Modeling | 14.01. | Internet | www.nafems.org/e-learning | NAFEMS |
| NAFEMS e-Learning Kurs: Fatigue & Fracture | 15.01. | Internet | www.nafems.org/e-learning | NAFEMS |
| NAFEMS e-Learning Kurs: Practical Modelling of Joints and Connections | 16.01. | Internet | www.nafems.org/e-learning | NAFEMS |
| NAFEMS Trainingskurs: Einführung in FEM | 20.-22.01. | Wiesbaden, D | www.nafems.org | NAFEMS |
| NAFEMS Trainingskurs: Verifikation & Validierung (V&V) | 11.-12.02. | Frankfurt, D | www.nafems.org | NAFEMS |
| NAFEMS e-Learning Kurs: CFD for Structural Designers & Analysts | 12.02. | Internet | www.nafems.org/e-learning | NAFEMS |
| Ansys High-Frequency Simulation Conference (AHFSC) | 19.-20.02. | München, D | www.ahfsc-germany.com | Cadferm/Ansys |
| 4a Technologietag | 27.-28.02. | Schladming, A | www.4a-engineering.at | 4a engineering |
| NAFEMS e-Learning Kurs: Fluid Dynamics Review for CFD | 06.03. | Internet | www.nafems.org/e-learning | NAFEMS |
| NAFEMS Trainingskurs: Einführung in CFD | 19.-20.03. | Wiesbaden, D | www.nafems.org | NAFEMS |
| STAR Global Conference | 17.-19.03. | Wien, A | www.cd-adapco.com | cd-adapco |
| NAFEMS Trainingskurs: Simulation und Analyse von Composites | 01.-03.04. | Wiesbaden, D | www.nafems.org | NAFEMS |
| Automotive CAE Grand Challenge | 15.-16.04. | Hanau, D | www.carhs.de | carhs.training |
| Permas User-Meeting | 07.-09.05 | Stuttgart, D | www.intes.de | Intes |
| MSC Nastran, Adams, Marc und SimManager User Meeting | 14.-15.05. | München, D | www.mssoftware.com | MSC.Software |
| NAFEMS Deutschsprachige Konferenz | 20.-21.05. | Bamberg, D | www.nafems.org | NAFEMS |



| | | | | |
|---|-------------|-------------|--|-----------------|
| GSVF - Virtual Vehicle Symposium | 27.-28.05. | Graz, A | www.gsvf.at | Virtual Vehicle |
| ANSYS CADFEM Users' Meeting | 04.- 06.06. | Nürnberg, D | www.usersmeeting.com | Cadferm/Ansys |
| Internationale Supercomputing Konferenz | 23.-25.06. | Leipzig, D | www.isc-events.com/isc14 | ISC Events |
| ISNVH - The European Automotive Noise Conference | 02.-04.07. | Graz, A | www.isnvh.com | Virtual Vehicle |
| LS-DYNA Forum | 06.-08.10. | Bamberg, D | www.dynamore.de | DYNAmore |

Weitere NAFEMS Veranstaltungen finden Sie unter www.nafems.org/events

Ansätze zur dynamischen Modellierung von Planetenradsätzen unter Berücksichtigung der Reibung

Prof. Dr. Michael Herchenhan (Fachhochschule Kaiserslautern)¹

Planetenradsätze sind in vielen antriebstechnischen Anwendungen von zentraler Bedeutung und stehen u. a. auch im Fokus der aktuellen Bemühungen um verlustarme Fahrzeugantriebe. In der Literatur bisher diskutierte Modelle bilden die Abhängigkeit ihrer Verlustmomente bzw. Verlustleistungen von den Winkelgeschwindigkeiten und der Last ab. Eine gründliche Diskussion der Berücksichtigung von Reibung in dynamischen Modellen speziell für Planetenradsätze steht hingegen noch aus. Diesem Defizit Rechnung tragend, werden in diesem Beitrag zwei Ansätze zur Modellierung der Dynamik von Planetenradsätzen unter Berücksichtigung der Reibung am Beispiel eines Ravigneaux-Satzes aufgezeigt und diskutiert.

Die Modelle des Ravigneaux-Satzes können ohne großen Aufwand zu dynamischen Modellen für einfache Planetengetriebe vereinfacht werden. Außerdem können andere Konstellationen von Planetenradsätzen in Analogie zu Ravigneaux-Sätzen modelliert werden. Somit ist eine gute Übertragbarkeit der Ergebnisse auf andere Ausprägungen von Planetenradsätzen gegeben.

1 Einleitung

Zahnradgetriebe unterschiedlicher Ausprägungen, angefangen von in Abb. 1(a) skizzierten einfachen Übersetzungsgetrieben, über einfache Planetengetriebe gemäß Abb. 1(b), bis hin zu komplexen Planetenradsätzen sind in vielen antriebstechnischen Anwendungen von zentraler Bedeutung. Eine spezielle Variante komplexer Planetenradsätze ist der so genannte Ravigneaux-Satz gemäß Abb. 1(c). Er besteht aus zwei Planetengetrieben mit nur einem Hohlrad, zwei Sonnenrädern und einem Planetenträger, wobei die Planetenräder beider Planetengetriebe ineinander kämmen.

Als typisches Einsatzgebiet der beschriebenen Getriebevarianten in Projekten der aktuellen Forschung und Entwicklung sind etwa hybride Antriebsstränge² für Automobile zu nennen. Einfache Planetengetriebe oder komplexe Planetenradsätze stellen eine leistungsverzweigende Komponente dar und spielen deshalb eine wesentliche Rolle in leistungsverzweigten hybriden Antriebsstrangtopologien. Ein Vertreter dieser Topologie mit einem einfachen Planetengetriebe ist etwa der *Toyota Prius*. Ein Ravigneaux-Satz ist zentraler Bestandteil der in [4, 6, 9] betrachteten leistungsverzweigten Antriebsstränge mit teils wesentlich komplexerem Aufbau.

Reibmodelle für Zahnradgetriebe sind bereits in der Literatur zu finden [5, 8]. Darin diskutierte Modelle bilden das Systemverhalten jedoch lediglich im stationären Zustand ab. Die Berücksichtigung von Reibung in *dynamischen Modellen* von einfachen Zahnradgetrieben gemäß Abb. 1(a) wird in [2] eingehend behandelt.

¹E-Mail: michael.herchenhan@fh-kl.de

²Damit sind Antriebsstränge gemeint, bei denen unterschiedliche Arten von Energiewandlern, wie etwa Verbrennungskraftmaschinen und Elektromaschinen miteinander kombiniert und deren mechanischen Leistungen gebündelt werden.

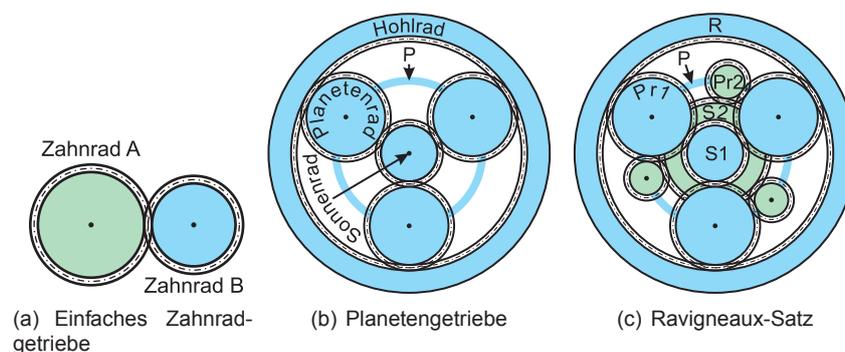


Abb. 1: Zahnradgetriebe in verschiedener Ausführung. Abkürzungen: $P \hat{=}$ Planetenträger, $S \hat{=}$ Sonnenrad, $Pr \hat{=}$ Planetenrad, $R \hat{=}$ Hohlrad (auch Ring genannt)

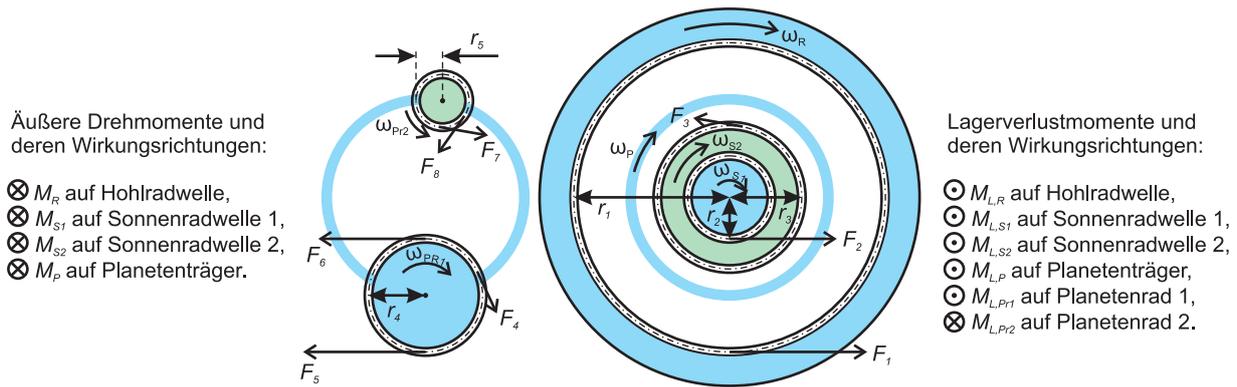


Abb. 2: Fiktive Zerlegung des Ravigneaux-Satzes

Zur Berücksichtigung von Reibung in dynamischen Modellen von Planetenradsätzen kann auf die Grundlagen aus [2] zurückgegriffen werden, jedoch unterscheiden sich Planetenradsätze in ihrer Komplexität nicht unerheblich von einfachen Zahnradgetrieben. Daher widmet sich die vorliegende Abhandlung speziell der Berücksichtigung von Reibung bei der dynamischen Modellierung von Planetenradsätzen. Als Beispiel dient hier ein Ravigneaux-Satz gemäß Abb. 1(c). Die für ihn hergeleiteten Modelle können leicht zu Modellen für ein in Abb. 1(b) veranschaulichtes, einfaches Planetengetriebe vereinfacht werden. Außerdem können andere Konstellationen von Planetenradsätzen in Analogie zu Ravigneaux-Sätzen modelliert werden. Somit ist eine gute Übertragbarkeit der Ergebnisse auf andere Ausprägungen von Planetenradsätzen gegeben.

2 Grundlagen

Wie bereits in [2] beschrieben, treten in Zahnradgetrieben im Wesentlichen Lager-, Zahnreibungs- und Leerlaufverluste auf. Von welchen Systemgrößen die jeweiligen Verlustleistungen in welcher Weise beeinflusst werden, wird bereits in [2] näher erläutert und soll hier nicht wiederholt werden. Bevor die erwünschten dynamischen Modelle des betrachteten Systems hergeleitet werden können, sind noch einige Überlegungen bzgl. der Winkelgeschwindigkeiten im Ravigneaux-Satz anzustellen und dessen Bewegungsdifferentialgleichungen aufzustellen.

Die nachfolgenden Überlegungen können aus Symmetriegründen ohne Konsequenzen auf die Genauigkeit der resultierenden Modelle vereinfacht werden, indem jeweils nur ein großes und ein kleines Planetenrad als Repräsentanten aller Planetenräder berücksichtigt und die Massenträgheitsmomente der nicht dargestellten Planetenräder dem jeweiligen Repräsentanten zugeschlagen werden. Der Ravigneaux-Satz lässt sich dann wie in Abb. 2 fiktiv zerlegen.

2.1 Die Winkelgeschwindigkeiten im Ravigneaux-Satz

Führt man wie etwa in [4] mit den in Abb. 2 eingetragenen Wälzkreisradien die so genannten *Standübersetzungen*

$$i_{R1} = -\frac{r_1}{r_2}, \quad i_{R2} = \frac{r_1}{r_3} \quad \text{und} \quad i_{F2} = -\frac{r_3 + 2 \cdot r_5}{r_3} \quad (1)$$

ein, wobei anstatt der Wälzkreisradien $r_1 \dots r_3$ und r_5 der Zahnräder auch deren Zähnezahlen eingesetzt werden können [1, 4] und die Summe $r_3 + 2 \cdot r_5$ dem Wälzkreisradius eines zusätzlichen fiktiven (im Planetenrad 2 kämmenden) Hohlrades entspricht, dann lassen sich für die in Abb. 2 eingetragenen Winkelgeschwindigkeiten im Ravigneaux-Satz die Beziehungen

$$\omega_{Pr1}(t) = \frac{2 \cdot i_{R1}}{1 + i_{R1}} \cdot (\omega_R(t) - \omega_P(t)), \quad \omega_{Pr2}(t) = -\frac{2 \cdot i_{R2}}{1 + i_{F2}} \cdot (\omega_R(t) - \omega_P(t)) \quad (2)$$

und

$$\begin{pmatrix} \omega_{S1}(t) \\ \omega_{S2}(t) \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} i_{R1} & (1 - i_{R1}) \\ i_{R2} & (1 - i_{R2}) \end{pmatrix} \cdot \overbrace{\begin{pmatrix} \omega_R(t) \\ \omega_P(t) \end{pmatrix}}^{\mathbf{x}(t):=} \quad (3)$$

herleiten [4]. Um für spätere Überlegungen wichtige Zusammenhänge leichter erkennen zu können, ist es hilfreich, (3) in der Form

$$\begin{pmatrix} \omega_{S1}(t) \\ \omega_{S2}(t) \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \omega_P(t) \\ \omega_P(t) \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} i_{R1} \\ i_{R2} \end{pmatrix} \cdot \overbrace{(\omega_R(t) - \omega_P(t))}^{\omega_{RP}(t) :=} \quad (4)$$

darzustellen, daraus die Differenz

$$\omega_{S1}(t) - \omega_{S2}(t) = (i_{R1} - i_{R2}) \cdot (\omega_R(t) - \omega_P(t)) \quad (5a)$$

zu berechnen und bei einem Blick auf (1) festzustellen, dass stets

$$i_{R1} - i_{R2} \neq 0 \quad (5b)$$

ist, weil alle Wälzkreisradien > 0 sind und somit $\text{sgn}(i_{R1}) < 0$ und $\text{sgn}(i_{R2}) > 0$ ist.

Aus (4) und (5) kann nun unmittelbar auf

$$(\omega_R(t) = \omega_P(t)) \iff (\omega_{S1}(t) = \omega_P(t)), \quad (\omega_R(t) = \omega_P(t)) \iff (\omega_{S2}(t) = \omega_P(t)) \quad \text{und} \quad (6a)$$

$$(\omega_{S1}(t) = \omega_{S2}(t)) \iff (\omega_R(t) = \omega_P(t)) \quad (6b)$$

geschlossen werden; aus (2) ist außerdem unschwer auf

$$(\omega_R(t) = \omega_P(t)) \iff (\omega_{PR1}(t) = 0) \quad \text{und} \quad (\omega_R(t) = \omega_P(t)) \iff (\omega_{PR2}(t) = 0) \quad (7)$$

zu schließen. Zusammenfassend lassen sich (6) und (7) folgendermaßen in Worte fassen: *Die Winkelgeschwindigkeiten von Hohlrads, Planetenträger und den Sonnenrädern sind entweder alle gleich oder paarweise voneinander verschieden. Sind die Winkelgeschwindigkeiten von Hohlrads, Planetenträger und den Sonnenrädern identisch, drehen sich die Planetenräder nicht um ihre eigenen Achsen und relativ zueinander stehen alle Zahnräder still, der Umkehrschluss ist möglich.*

Für die späteren Ausführungen ist es sinnvoll, an dieser Stelle als Übersetzungsverhältnis zwischen den beiden Planetenrädern den Quotienten $i = \omega_{Pr2}/\omega_{Pr1}$ zu definieren, welches sich mit Hilfe von (2) auch durch

$$i = \frac{\omega_{Pr2}}{\omega_{Pr1}} = -\frac{(1 + i_{R1}) \cdot i_{R2}}{(1 + i_{R2}) \cdot i_{R1}} \quad (8)$$

als Funktion der Standübersetzungen gemäß (1) ausdrücken lässt. Ferner wird im Sinne einer kürzeren Schreibweise auch der aus (3) resultierende Zusammenhang

$$\overbrace{\begin{pmatrix} \omega_P(t) \\ \omega_R(t) \\ \omega_{S1}(t) \\ \omega_{S2}(t) \end{pmatrix}}^{\omega :=} = \overbrace{\begin{pmatrix} 0 & 1 \\ 1 & 0 \\ i_{R1} & (1 - i_{R1}) \\ i_{R2} & (1 - i_{R2}) \end{pmatrix}}^{C :=} \cdot \mathbf{x}(t) \quad (9)$$

mit \mathbf{x} gemäß (3) hilfreich sein.

2.2 Die Bewegungsdifferentialgleichungen des Ravigneaux-Satzes

Definiert man mit den in Abb. 2 eingetragenen Wälzkreisradien $r_1 \dots r_5$ und tangentialen Komponenten der auf die Wälzkreise der Zahnräder wirkenden Kräfte, welche in der Abbildung die Formelzeichen $F_3 \dots F_8$ erhalten haben, die inneren Drehmomente

$$M_{P,R}(t) := F_1(t) \cdot r_1, \quad M_{P,S1}(t) := F_2(t) \cdot r_2, \quad M_{P,S2}(t) := F_3(t) \cdot r_3, \quad (10a)$$

$$M_{R,P}(t) := F_5(t) \cdot r_1, \quad M_{S1,P}(t) := F_6(t) \cdot r_2, \quad M_{S2,P}(t) := F_7(t) \cdot r_3, \quad (10b)$$

$$M_{R,P1}(t) := F_5(t) \cdot r_4, \quad M_{S1,P1}(t) := F_6(t) \cdot r_4, \quad M_{S2,P2}(t) := F_7(t) \cdot r_5, \quad (11)$$

$$M_{P2,P1}(t) := F_4(t) \cdot r_4 \quad \text{sowie} \quad M_{P1,P2}(t) := F_8(t) \cdot r_5, \quad (12)$$

dann lässt sich darin zunächst der Radius

$$r_5 = -\frac{(1 + i_{F2}) \cdot r_3}{2} \tag{13a}$$

des Planetenrades 2 durch die Standübersetzung i_{F2} gemäß (1) und den Wälzkreisradius r_3 des Sonnenrades 2 ausdrücken. Außerdem ergibt sich aus geometrischen Überlegungen der Zusammenhang $r_4 = (r_1 - r_2)/2$, der es zusammen mit (1) ermöglicht, den Wälzkreisradius des Planetenrades 1 entweder gemäß

$$r_4 = \frac{(1 + i_{R1}) \cdot r_1}{2 \cdot i_{R1}} \tag{13b}$$

durch die Standübersetzung i_{R1} und den Wälzkreisradius r_1 des Hohlrades oder gemäß

$$r_4 = -\frac{(1 + i_{R1}) \cdot r_2}{2} \tag{13c}$$

durch die Standübersetzung i_{R1} und den Wälzkreisradius r_2 des Sonnenrades 1 auszudrücken. Mit (13) wird aus (11) unter Berücksichtigung von (10b)

$$M_{R,P1}(t) = \frac{1 + i_{R1}}{2 \cdot i_{R1}} \cdot M_{R,P}(t), \quad M_{S1,P1}(t) = -\frac{1 + i_{R1}}{2} \cdot M_{S1,P}(t), \quad M_{S2,P2}(t) = -\frac{1 + i_{F2}}{2} \cdot M_{S2,P}(t),$$

womit sich nun unter Berücksichtigung von (10), (11) und (12) die Bewegungsdifferentialgleichungen

$$\begin{pmatrix} {}^R\mathbf{J} & \mathbf{0} & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & J_5 & 0 \\ \mathbf{0} & 0 & J_6 \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} \dot{\boldsymbol{\omega}}(t) \\ \dot{\omega}_{Pr1}(t) \\ \dot{\omega}_{Pr2}(t) \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} {}^P\mathbf{Q} \\ \mathbf{0} \end{pmatrix} \cdot {}^P\mathbf{m}(t) + \begin{pmatrix} {}^{i1}\mathbf{Q} & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & 0 \\ \mathbf{0} & -1 \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} {}^{i1}\mathbf{m}(t) \\ M_{P1,P2}(t) \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} {}^{i2}\mathbf{Q} & \mathbf{0} \\ \frac{1 + i_{R1}}{2 \cdot i_{R1}} & \frac{1 + i_{R1}}{2} & 0 & 1 \\ 0 & 0 & -\frac{1 + i_{F2}}{2} & 0 \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} {}^{i2}\mathbf{m}(t) \\ M_{P2,P1}(t) \end{pmatrix} - \begin{pmatrix} {}^L\mathbf{m}(\mathbf{x}) \\ M_{L,Pr1}(\mathbf{x}) \\ M_{L,Pr2}(\mathbf{x}) \end{pmatrix} \tag{14a}$$

sämtlicher Zahnräder aufstellen lassen, wobei die Elemente der Diagonalmatrix

$${}^R\mathbf{J} = \text{diag}(J_1, \dots, J_4) \tag{14b}$$

der Reihe nach die Massenträgheitsmomente des Planetenträgers, des Hohlrades sowie der Sonnenräder 1 und 2 (einschließlich ihrer Wellen) und J_5 sowie J_6 der Reihe nach die Massenträgheitsmomente der Planetenräder 1 und 2 bezeichnen sowie

$${}^{i1}\mathbf{Q} = \begin{pmatrix} 0 & 0 & 0 \\ -1 & 0 & 0 \\ 0 & -1 & 0 \\ 0 & 0 & -1 \end{pmatrix}, \quad {}^{i2}\mathbf{Q} = \begin{pmatrix} 1 & 1 & 1 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{pmatrix} \quad \text{und} \quad {}^P\mathbf{Q} = \begin{pmatrix} 0 & 0 & 0 & 1 \\ 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \end{pmatrix} \tag{14c}$$

zu setzen ist. Die Winkelgeschwindigkeiten der vier nach außen geführten (Anschluss-) Wellen des Ravnigaux-Satzes sind darin gemäß (9) im Vektor $\boldsymbol{\omega}$, die in Abb. 2 beschriebenen, äußeren (also von außen auf die Getriebewellen wirkenden) Drehmomente in

$${}^P\mathbf{m}(t) = [M_R(t) \quad M_{S1}(t) \quad M_{S2}(t) \quad M_P(t)]^T \tag{14d}$$

und weitere gemäß (10) und (12) beschriebene innere Drehmomente in den Vektoren

$${}^{i1}\mathbf{m}(t) = [M_{P,R}(t) \quad M_{P,S1}(t) \quad M_{P,S2}(t)]^T \tag{14e}$$

und

$${}^{i2}\mathbf{m}(t) = [M_{R,P}(t) \quad M_{S1,P}(t) \quad M_{S2,P}(t)]^T \tag{14f}$$

zusammengefasst. Dass die Lagerverlustmomente, die zum Vektor

$${}^L\mathbf{m}(\mathbf{x}) = [M_{L,P}(\mathbf{x}) \quad M_{L,R}(\mathbf{x}) \quad M_{L,S1}(\mathbf{x}) \quad M_{L,S2}(\mathbf{x})]^T \tag{14g}$$

zusammen gefasst sind, bei konstanten Lagertemperaturen von den Relativ-Winkelgeschwindigkeiten der Lager (und somit vom in (3) definierten Vektor \mathbf{x}) abhängen, ist bereits aus [2] bekannt.

Für die späteren Betrachtungen ist es sinnvoll, die Zusammenhänge zwischen den Winkelgeschwindigkeiten bereits in den Bewegungsdifferentialgleichungen zu berücksichtigen. Hierzu werden in (14a) die Winkelbeschleunigungen auf der Grundlage von (9) und (2) durch die beiden unabhängigen Winkelbeschleunigungen $\dot{\omega}_R$ und $\dot{\omega}_P$ ausgedrückt. Damit ergibt sich

$$\begin{aligned} \underbrace{\begin{pmatrix} {}^R\mathbf{J} & \mathbf{0} & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & J_5 & 0 \\ \mathbf{0} & 0 & J_6 \end{pmatrix}}_{{}^R\mathbf{J}:=} \cdot \underbrace{\begin{pmatrix} \mathbf{C} \\ \frac{2 \cdot i_{R1}}{1 + i_{R1}} & -\frac{2 \cdot i_{R1}}{1 + i_{R1}} \\ \frac{2 \cdot i_{R2}}{1 + i_{F2}} & \frac{2 \cdot i_{R2}}{1 + i_{F2}} \end{pmatrix}}_{\mathbf{C}:=} \cdot \dot{\mathbf{x}}(t) = \underbrace{\begin{pmatrix} {}^P\mathbf{Q} \\ \mathbf{0} \end{pmatrix}}_{{}^P\mathbf{Q}:=} \cdot {}^P\mathbf{m}(t) + \underbrace{\begin{pmatrix} {}^{i1}\mathbf{Q} \\ \mathbf{0} & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & -1 \end{pmatrix}}_{{}^{i1}\mathbf{Q}:=} \cdot \underbrace{\begin{pmatrix} {}^{i1}\mathbf{m}(t) \\ M_{P1,P2}(t) \end{pmatrix}}_{{}^{i1}\mathbf{m}(t):=} + \\ + \underbrace{\begin{pmatrix} {}^{i2}\mathbf{Q} & \mathbf{0} \\ \frac{1 + i_{R1}}{2 \cdot i_{R1}} & \frac{1 + i_{R1}}{2} & 0 & i \\ 0 & 0 & -\frac{1 + i_{F2}}{2} & 0 \end{pmatrix}}_{{}^{i2}\mathbf{Q}:=} \cdot \underbrace{\begin{pmatrix} {}^{i2}\mathbf{m}(t) \\ i^{-1} \cdot M_{P2,P1}(t) \end{pmatrix}}_{{}^{i2}\mathbf{m}(t):=} - \underbrace{\begin{pmatrix} {}^L\mathbf{m}(\mathbf{x}) \\ M_{L,Pr1}(\mathbf{x}) \\ M_{L,Pr2}(\mathbf{x}) \end{pmatrix}}_{{}^L\mathbf{m}(\mathbf{x}):=} \end{aligned} \quad (15)$$

mit ${}^R\mathbf{J}$ gemäß (14b), \mathbf{C} gemäß (9), \mathbf{x} gemäß (3), ${}^P\mathbf{Q}$, ${}^{i1}\mathbf{Q}$ sowie ${}^{i2}\mathbf{Q}$ gemäß (14c), ${}^P\mathbf{m}$, ${}^{i1}\mathbf{m}$, ${}^{i2}\mathbf{m}$ sowie ${}^L\mathbf{m}$ gemäß (14d) bis (14g) und $M_{P1,P2}$ sowie $M_{P2,P1}$ gemäß (12).

3 Grundlegende Ansätze zur Modellierung der Reibung

Wie die zum Vektor ${}^L\hat{\mathbf{m}}$ zusammengefassten *Verlustmomente der Lager* als Funktionen ihrer Relativ-Winkelgeschwindigkeiten (und Temperaturen) modelliert werden können, geht bereits aus [2] hervor. Zur Berücksichtigung der Gesamtheit aus *Zahnreibungs- und Leerlaufverlusten* in Planetenradsätzen werden in den folgenden beiden Abschnitten am Beispiel des Ravigneaux-Satzes zwei unterschiedliche Modellierungsansätze vorgestellt. Zahnreibungsverluste entstehen nur, wenn die Zahnräder relativ zueinander nicht still stehen. Gemäß Abschnitt 2.1 ist dies erfüllt, wenn die Winkelgeschwindigkeiten im Planetenradsatz paarweise voneinander verschieden sind. Nachfolgend sei dieser Fall vorausgesetzt. Außerdem sei vorausgesetzt, dass die Winkelgeschwindigkeiten aller Wellen im Getriebe von Null verschieden sind.

3.1 Expliziter Modellierungsansatz

Um bei der Modellierung der Gesamtheit von *Zahnreibungs- und Leerlaufverlusten* im Ravigneaux-Satz die in [2] hergeleiteten Modellierungsansätze unmittelbar anzuwenden, ist eine *explizite* Betrachtung des Verlustes an jeder einzelnen Berührungfläche zwischen jeweils zwei ineinander kämmenden Zahnrädern – nachfolgend Zahnreibstelle genannt – nahe liegend. Diese Betrachtung ist anhand von Vergleichen zwischen einem realen, also verlustbehafteten Ravigneaux-Satz mit einem verlustlosen Ravigneaux-Satz besonders einfach und anschaulich. Eine Grundlage für derlei Vergleiche bietet die in Abb. 2 dargestellte fiktive Zerlegung des Ravigneaux-Satzes. Im verlustlosen Fall gilt $F_1 = F_5$, $F_2 = F_6$ und $F_3 = F_7$. Aus der rechten Seite der Abb. 2 ergibt sich damit Abb. 3(b) für den verlustlosen Ravigneaux-Satz. Um die nachfolgenden Vergleiche zu erleichtern, ist der dafür wesentliche Teil aus Abb. 2 nochmals in Abb. 3(a) dargestellt, so dass Abb. 3 für die beabsichtigten Zwecke allein ausreicht.

Abb. 3 lässt nun leicht erkennen, dass sich im verlustlosen Ravigneaux-Satz die vom Hohlrads in Richtung der restlichen Wellen abgegebene Leistung zu $F_5 \cdot r_1 \cdot \omega_R$ berechnet, während vom Hohlrads des verlustbehafteten Ravigneaux-Satzes die Leistung $F_1 \cdot r_1 \cdot \omega_R$ abgegeben wird. Die Differenz ${}^{VZ}P_{R,P} = (F_1 - F_5) \cdot r_1 \cdot \omega_R$, die unter Verwendung der Definitionen (10) auch gemäß ${}^{VZ}P_{R,P} = (M_{P,R} - M_{R,P}) \cdot \omega_R$ angegeben werden kann, muss demnach der Verlustleistung an der Zahnreibstelle zwischen Hohlrads und den Planetenrädern entsprechen. Unter Einbeziehung analoger Vergleiche zwischen verlustlosem und verlustbehafteten Ravigneaux-Satz bzgl. der von den Sonnenrädern in Richtung der restlichen Wellen abgegebenen Leistungen können nun die Formeln

$$\begin{aligned} {}^{VZ}P_{R,P}(t) &= (M_{P,R}(t) - M_{R,P}(t)) \cdot \omega_R(t), & {}^{VZ}P_{S1,P}(t) &= (M_{P,S1}(t) - M_{S1,P}(t)) \cdot \omega_{S1}(t) & \text{und} & (16a) \\ {}^{VZ}P_{S2,P}(t) &= (M_{P,S2}(t) - M_{S2,P}(t)) \cdot \omega_{S2}(t) \end{aligned}$$

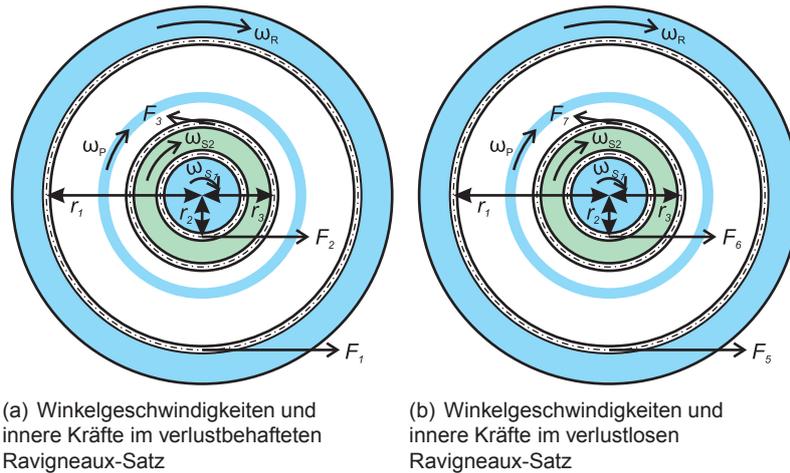


Abb. 3: Gegenüberstellung des verlustbehafteten mit dem verlustlosen Ravigneaux-Satz bzgl. innerer Kräfte

für die Gesamtheit aus Zahnreibungs- und Leerlaufverlusten an den Zahnreibstellen zwischen Hohlrund und den Planetenrädern, Sonnenrad 1 und den Planetenrädern sowie zwischen Sonnenrad 2 und den Planetenrädern angegeben werden. Für die Zahnreibstelle zwischen zwei Planetenrädern können die in [2] für einfache Zahnradgetriebe hergeleiteten Gleichungen unmittelbar herangezogen werden. Ein Vergleich von Abb. 2 mit der fiktiven Zerlegung des einfachen Zahnradgetriebes in [2] hinsichtlich der eingetragenen Wirkungsrichtungen der inneren Kräfte relativ zu den Drehrichtungen zeigt, dass hier das Planetenrad 1 die Rolle des Zahnrades B aus [2] übernimmt, während das Planetenrad 2 in der Rolle des Zahnrades A aus [2] zu sehen ist. Mit dieser Analogie wird aus der in [2] angegebenen Gleichung für die Verlustleistung an der Zahnreibstelle zweier Zahnräder hier

$${}^{VZ}P_{P2,P1}(t) = M_{P1,P2}(t) \cdot \omega_{Pr2}(t) - M_{P2,P1}(t) \cdot \omega_{Pr1}(t) \tag{16b}$$

zur Anwendung auf die Zahnreibstelle zwischen zwei Planetenrädern.

Unter Einbeziehung von (8) kann (16b) zu der Gleichung ${}^{VZ}P_{P2,P1} = (M_{P1,P2} - M_{P2,P1}/i) \cdot \omega_{Pr2}$ umgeformt werden. Ein Vergleich dieser Gleichung mit den entsprechenden Gleichungen der anderen Zahnreibstellen (16a) lässt erkennen, dass sich der Verlust an jeder anderen Zahnreibstelle des Ravigneaux-Satzes in gleicher Weise beschreiben lässt, wie der Verlust an der Zahnreibstelle eines einfachen Zahnradgetriebes mit einem Übersetzungsverhältnis von Eins (also mit zwei bzgl. des Wälzkreisradius identischen Zahnrädern). Mit den gefundenen Analogien folgt aus [2], dass die Gesamtheit aus Zahnreibungs- und Leerlaufverlusten an den einzelnen Zahnreibstellen durch

$$\begin{pmatrix} {}^{i2}\mathbf{m}(t) \\ i^{-1} \cdot M_{P2,P1}(t) \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \hat{\eta}_z := \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & P2,P1\eta_z \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} {}^{i1}\mathbf{m}(t) \\ M_{P1,P2}(t) \end{pmatrix} \tag{17a}$$

mit i gemäß (8), ${}^{i1}\mathbf{m}$ und ${}^{i2}\mathbf{m}$ gemäß (14e) und (14f), der Diagonalmatrix

$$\eta_z = \text{diag}({}^{R,P}\eta_z, {}^{S1,P}\eta_z, {}^{S2,P}\eta_z), \tag{17b}$$

und

$$\begin{aligned} {}^{S1,P}\eta_z &= \begin{cases} {}^{S1,P}\eta_{z1}(\mathbf{x}) & \text{für } M_{P,S1}(t) \cdot \omega_{S1}(t) > 0 \\ \frac{1}{{}^{S1,P}\eta_{z2}(\mathbf{x})} & \text{für } M_{P,S1}(t) \cdot \omega_{S1}(t) < 0 \end{cases}, & {}^{S2,P}\eta_z &= \begin{cases} {}^{S2,P}\eta_{z1}(\mathbf{x}) & \text{für } M_{P,S2}(t) \cdot \omega_{S2}(t) > 0 \\ \frac{1}{{}^{S2,P}\eta_{z2}(\mathbf{x})} & \text{für } M_{P,S2}(t) \cdot \omega_{S2}(t) < 0 \end{cases}, \\ {}^{R,P}\eta_z &= \begin{cases} {}^{R,P}\eta_{z1}(\mathbf{x}) & \text{für } M_{P,R}(t) \cdot \omega_R(t) > 0 \\ \frac{1}{{}^{R,P}\eta_{z2}(\mathbf{x})} & \text{für } M_{P,R}(t) \cdot \omega_R(t) < 0 \end{cases}, & {}^{P2,P1}\eta_z &= \begin{cases} {}^{P2,P1}\eta_{z1}(\mathbf{x}) & \text{für } M_{P1,P2}(t) \cdot \omega_{Pr2}(t) > 0 \\ \frac{1}{{}^{P2,P1}\eta_{z2}(\mathbf{x})} & \text{für } M_{P1,P2}(t) \cdot \omega_{Pr2}(t) < 0 \end{cases} \end{aligned} \tag{17c}$$

beschrieben werden kann, wobei ${}^{S1,P}\eta_{z1}$, ${}^{S1,P}\eta_{z2}$, ${}^{S2,P}\eta_{z1}$, ${}^{S2,P}\eta_{z2}$, ${}^{R,P}\eta_{z1}$, ${}^{R,P}\eta_{z2}$, ${}^{P2,P1}\eta_{z1}$ und ${}^{P2,P1}\eta_{z2}$ drehzahlabhängige Funktionen darstellen, deren Funktionswerte stets zwischen Null und Eins liegen und als *Verzahnungswirkungsgrade* verstanden werden dürfen [2]. Da die Funktionswerte von ${}^{S1,P}\eta_z$, ${}^{S2,P}\eta_z$, ${}^{R,P}\eta_z$ und ${}^{P2,P1}\eta_z$

darüber hinaus noch von einer Fallunterscheidung – und damit von einer Vielzahl an Einflussfaktoren – abhängen, sei im Sinne einer nicht zu langen Schreibweise auf die Angabe von Argumenten dieser Funktionen verzichtet.

Der in diesem Abschnitt vorgestellte Modellierungsansatz setzt voraus, dass die Gesamtheit aus Zahnreibungs- und Leerlaufverlusten an jeder einzelnen Zahnreibstelle explizit quantifiziert werden kann. Deshalb soll – wie auch schon in der Überschrift dieses Abschnitts – vom *expliziten Modellierungsansatz* gesprochen werden.

3.2 Impliziter Modellierungsansatz

Für Planetengetriebe mit drei Getriebewellen wird in [5] unter Beschränkung auf den stationären Zustand ein Modellierungsansatz vorgestellt, bei welchem die gesamten Reibungsverluste durch ein einziges fiktives (skalares) Drehmoment repräsentiert werden. Größen, die für jede Zahnreibstelle explizit die Reibung verkörpern, treten darin nicht auf. Dieser Modellierungsansatz soll hier sinnvollerweise als *impliziter Modellierungsansatz* bezeichnet und auf den Ravnigneaux-Satz erweitert werden, wobei hier im Gegensatz zu [5] auch die Systemdynamik berücksichtigt werden soll.

Für die Gesamtheit aus *Zahnreibungs- und Leerlaufverlustleistung* lässt sich hierzu anhand der Abb. 2 mit den Definitionen (10) die leicht nachvollziehbare Gleichung

$$\begin{aligned}
 P_{VZ}(t) &= \overbrace{-M_{P,R}(t) \cdot \omega_R(t) - M_{P,S1}(t) \cdot \omega_{S1}(t) - M_{P,S2}(t) \cdot \omega_{S2}(t)}^{\text{in Richtung der Planetenräder abgegebene Leistung}} \\
 &\quad - \underbrace{\left(\overbrace{(M_{R,P}(t) + M_{S1,P}(t) + M_{S2,P}(t))}_{-M_P^*(t):=} \cdot \omega_P(t) - P_{VL,Pr}(\omega_{Pr1}) - \dot{W}_{Pr}(t) \right)}_{\text{an den Achsen der Planetenräder ankommende Leistung}}
 \end{aligned} \tag{18}$$

aufstellen, wobei $P_{VL,Pr}$ die Verlustleistung in den Lagern der Planetenräder und W_{Pr} die kinetische Energie in den Planetenrädern bezeichnen. Die Rechengröße M_P^* gleicht bei $\dot{\omega}_P = 0$ – was im stationären Zustand stets erfüllt ist – dem (äußeren) Drehmoment M_P auf den Planetenträger. Weil aus

$$W_{Pr}(t) = \frac{1}{2} \cdot (J_5 \cdot \omega_{Pr1}^2(t) + J_6 \cdot \omega_{Pr2}^2(t))$$

mit (2)

$$\dot{W}_{Pr}(t) = 4 \cdot \overbrace{\left(\left(\frac{i_{R1}}{1+i_{R1}} \right)^2 \cdot J_5 + \left(\frac{i_{R2}}{1+i_{F2}} \right)^2 \cdot J_6 \right)}^{J_{Pr,ers}:=} \cdot \dot{\omega}_{RP}(t) \cdot \omega_{RP}(t) \tag{19}$$

folgt, kann (18) mit (4) unter Berücksichtigung von (2) zu

$$\begin{aligned}
 P_{VZ}(t) - P_{VL,Pr}(\omega_{RP}) &= (-M_{R,P}(t) - M_{S1,P}(t) - M_{S2,P}(t) - M_{P,R}(t) - M_{P,S1}(t) - M_{P,S2}(t)) \cdot \omega_P(t) \\
 &\quad - (M_{P,R}(t) + i_{R1} \cdot M_{P,S1}(t) + i_{R2} \cdot M_{P,S2}(t) - J_{Pr,ers} \cdot \dot{\omega}_{RP}(t)) \cdot \omega_{RP}(t)
 \end{aligned} \tag{20}$$

umgeformt werden. Aus $(\omega_{RP} = 0) \Rightarrow (P_{VZ} = 0)$ und $(\omega_{RP} = 0) \Rightarrow (P_{VL,Pr} = 0)$ folgt nun zunächst $(\omega_{RP} = 0) \Rightarrow (P_{VZ} - P_{VL,Pr} = 0)$. Mit dieser Begründung wird in [5] bei der Herleitung eines auf den stationären Zustand beschränkten Modells eines Planetengetriebes ein fiktives Verlustmoment eingeführt und die betrachteten Verluste damit in der Form

$$P_{VZ}(t) - P_{VL,Pr}(\omega_{RP}) = M_{Vf} \cdot \omega_{RP}(t) \tag{21}$$

dargestellt, wobei M_{Vf} das fiktive Verlustmoment bezeichnet und als eine nicht konstante, zunächst unbekannte Rechengröße zu verstehen ist. Nach Einsetzen von (21) kann hier nun (20) zu

$$\begin{aligned}
 0 &= - \left(M_{R,P}(t) + M_{S1,P}(t) + M_{S2,P}(t) + M_{P,R}(t) + M_{P,S1}(t) + M_{P,S2}(t) \right) \cdot \omega_P(t) \\
 &\quad - \left(M_{P,R}(t) + i_{R1} \cdot M_{P,S1}(t) + i_{R2} \cdot M_{P,S2}(t) + M_{Vf}(t) - J_{Pr,ers} \cdot \dot{\omega}_{RP}(t) \right) \cdot \omega_{RP}(t)
 \end{aligned} \tag{22}$$

umgeformt werden. Da diese Gleichung für alle beliebigen Werte von ω_P und ω_{RP} gelten muss, müssen die beiden Klammerausdrücke Null sein. Wird in dieser Gleichung die in (4) definierte Winkelgeschwindigkeit ω_{RP} durch den in (3) definierten Vektor \mathbf{x} ausgedrückt, so ergibt sich durch anschließendes Nullsetzen beider Klammerausdrücke

$$\mathbf{0} = \overbrace{\begin{pmatrix} 1 & 1 & 1 & 1 & 1 & 1 \\ 1 & i_{R1} & i_{R2} & 0 & 0 & 0 \end{pmatrix}}^{i\hat{\mathbf{Q}}:=} \cdot \overbrace{\begin{pmatrix} i^1\mathbf{m}(t) \\ i^2\mathbf{m}(t) \end{pmatrix}}^{i\mathbf{m}(t):=} + \overbrace{\begin{pmatrix} 0 \\ 1 \end{pmatrix}}^{V\hat{\mathbf{q}}:=} \cdot M_{Vf}(t) - \overbrace{\begin{pmatrix} 0 \\ J_{Pr,ers} \end{pmatrix}}^{Pr\hat{\mathbf{J}}:=} \cdot [1 \quad -1] \cdot \dot{\mathbf{x}}(t) \quad (23)$$

mit $J_{Pr,ers}$ gemäß (19), den Standübersetzungen i_{R1} und i_{R2} gemäß (1), sowie $i^1\mathbf{m}$ und $i^2\mathbf{m}$ gemäß (14e) und (14f). Im Unterschied zum expliziten Modellierungsansatz ist es im Falle des Ravigneaux-Satzes bei bekannten $\dot{\mathbf{x}}$ und bekanntem M_{Vf} nicht möglich, den gesamten Vektor $i^2\mathbf{m}$ aus $i^1\mathbf{m}$ (oder umgekehrt) zu berechnen.

4 Reibmodelle in dynamischen Modellen

Als Nächstes stellt sich die entscheidende Frage, ob und in welcher Weise es möglich ist, die in Kapitel 3 vorgestellten Reibmodelle mit den aus Abschnitt 2.2 bekannten Bewegungsdifferentialgleichungen zu einem dynamischen (Gesamt-) Modell zu vereinigen. Diese Fragestellung soll im Folgenden eingehend behandelt werden.

4.1 Der explizite Modellierungsansatz in dynamischen Modellen

Das durch (17) gegebene Reibmodell für die Zahnreibungs- und Leerlaufverluste kann nun in unterschiedlicher Weise in die Bewegungsdifferentialgleichungen (15) einbezogen und somit ein dynamisches Modell des verlustbetroffenen Ravigneaux-Satzes hergeleitet werden. Wie bereits für ein einfaches Zahnradgetriebe gemäß Abb. 1(a) in [2] geschehen, sollen für den Ravigneaux-Satz im Folgenden zwei analoge Lösungswege vorgestellt werden.

Bei einer Gegenüberstellung der Bewegungsdifferentialgleichungen (15) mit dem Reibmodell (17) bietet sich das Einsetzen von (17a) in (15) direkt an. In dieser Weise ergibt sich nach Umformung das Gleichungssystem

$$[R\hat{\mathbf{J}} \cdot \hat{\mathbf{C}} \quad (-i^1\hat{\mathbf{Q}} - i^2\hat{\mathbf{Q}} \cdot \hat{\eta}_z)] \cdot \begin{pmatrix} \dot{\mathbf{x}}(t) \\ i^1\hat{\mathbf{m}}(t) \end{pmatrix} = {}^P\hat{\mathbf{Q}} \cdot {}^P\mathbf{m}(t) - {}^L\hat{\mathbf{m}}(\mathbf{x}), \quad (24)$$

welches wegen $[R\hat{\mathbf{J}} \cdot \hat{\mathbf{C}} \quad (-i^1\hat{\mathbf{Q}} - i^2\hat{\mathbf{Q}} \cdot \hat{\eta}_z)] \in \mathbb{R}^{6 \times 6}$ nach dem Vektor $[\dot{\mathbf{x}}^T \quad i^1\hat{\mathbf{m}}^T]^T$ aufgelöst und in das aus

$$\dot{\mathbf{x}}(t) = {}^1\hat{\mathbf{A}}(\hat{\eta}_z) \cdot {}^L\hat{\mathbf{m}}(\mathbf{x}) + {}^1\mathbf{B}(\hat{\eta}_z) \cdot {}^P\mathbf{m}(t) \quad (25a)$$

und

$$i^1\hat{\mathbf{m}}(t) = {}^{L1}\mathbf{B}(\hat{\eta}_z) \cdot {}^L\hat{\mathbf{m}}(\mathbf{x}) + {}^{P1}\mathbf{B}(\hat{\eta}_z) \cdot {}^P\mathbf{m}(t) \quad (25b)$$

bestehende Gleichungssystem mit

$${}^1\hat{\mathbf{A}}(\hat{\eta}_z) = - \underbrace{[\mathbf{I} \quad \mathbf{0}]}_{\in \mathbb{R}^{2 \times 6}} \cdot [R\hat{\mathbf{J}} \cdot \hat{\mathbf{C}} \quad (-i^1\hat{\mathbf{Q}} - i^2\hat{\mathbf{Q}} \cdot \hat{\eta}_z)]^{-1}, \quad (25c)$$

$${}^1\mathbf{B}(\hat{\eta}_z) = \underbrace{[\mathbf{I} \quad \mathbf{0}]}_{\in \mathbb{R}^{2 \times 6}} \cdot [R\hat{\mathbf{J}} \cdot \hat{\mathbf{C}} \quad (-i^1\hat{\mathbf{Q}} - i^2\hat{\mathbf{Q}} \cdot \hat{\eta}_z)]^{-1} \cdot {}^P\hat{\mathbf{Q}}, \quad (25d)$$

$${}^{L1}\mathbf{B}(\hat{\eta}_z) = - \underbrace{[\mathbf{0} \quad \mathbf{I}]}_{\in \mathbb{R}^{4 \times 6}} \cdot [R\hat{\mathbf{J}} \cdot \hat{\mathbf{C}} \quad (-i^1\hat{\mathbf{Q}} - i^2\hat{\mathbf{Q}} \cdot \hat{\eta}_z)]^{-1}, \quad (25e)$$

$${}^{P1}\mathbf{B}(\hat{\eta}_z) = \underbrace{[\mathbf{0} \quad \mathbf{I}]}_{\in \mathbb{R}^{4 \times 6}} \cdot [R\hat{\mathbf{J}} \cdot \hat{\mathbf{C}} \quad (-i^1\hat{\mathbf{Q}} - i^2\hat{\mathbf{Q}} \cdot \hat{\eta}_z)]^{-1} \cdot {}^P\hat{\mathbf{Q}}, \quad (25f)$$

der Einheitsmatrix \mathbf{I} , den Matrizen und Vektoren $R\hat{\mathbf{J}}$, $\hat{\mathbf{C}}$, $i^1\hat{\mathbf{Q}}$, $i^2\hat{\mathbf{Q}}$, ${}^P\hat{\mathbf{Q}}$, $i^1\hat{\mathbf{m}}$ und ${}^L\hat{\mathbf{m}}$ gemäß (15), \mathbf{x} gemäß (3) und ${}^P\mathbf{m}$ gemäß (14d) gesplittet werden kann. Die Gleichungssysteme (24) und (25) sind äquivalent. Jedes der beiden Gleichungssysteme beschreibt zusammen mit den Verzahnungswirkungsgraden $\hat{\eta}_z$ gemäß (17) und den zum

Vektor ${}^L\hat{\mathbf{m}}$ zusammengefasst, gemäß [2] zu modellierenden Lagerverlustmomenten die Dynamik des verlustbehafteten Ravigneaux-Satzes. In den beiden Gleichungssystemen treten die zu einer Matrix zusammengefassten Verzahnungswirkungsgrade explizit auf, was eine Analogie zum in [2] für einfache Zahnradgetriebe beschriebenen ersten Modellierungsansatz darstellt, so dass der soeben für den Ravigneaux-Satz beschriebene Ansatz ebenfalls als *erster Modellierungsansatz* bezeichnet werden soll.

Analog zum in [2] behandelten einfachen Zahnradgetriebe ist hier ein *zweiter Modellierungsansatz* durch Einführung eines Verzahnungsverlustmomentenvektors

$${}^{VZ}\hat{\mathbf{m}} := {}^{i1}\hat{\mathbf{m}}(t) - {}^{i2}\hat{\mathbf{m}}(t) \quad (26)$$

naheliegender, welcher sich durch Einsetzen von (17a) zu

$${}^{VZ}\hat{\mathbf{m}} = (\mathbf{I} - \hat{\eta}_z) \cdot {}^{i1}\hat{\mathbf{m}}(t) \quad (27)$$

ergibt³. Durch Auflösen von (26) nach ${}^{i2}\hat{\mathbf{m}}$ und anschließendes Einsetzen in das Bewegungsdifferentialgleichungssystem (15) ergibt sich das Bewegungsdifferentialgleichungssystem

$$[{}^R\hat{\mathbf{J}} \cdot \hat{\mathbf{C}} \quad (-{}^{i1}\hat{\mathbf{Q}} - {}^{i2}\hat{\mathbf{Q}})] \cdot \begin{pmatrix} \dot{\mathbf{x}}(t) \\ {}^{i1}\hat{\mathbf{m}}(t) \end{pmatrix} = {}^P\hat{\mathbf{Q}} \cdot {}^P\mathbf{m}(t) - {}^{i2}\hat{\mathbf{Q}} \cdot {}^{VZ}\hat{\mathbf{m}} - {}^L\hat{\mathbf{m}}(\mathbf{x}), \quad (28)$$

welches wegen $[{}^R\hat{\mathbf{J}} \cdot \hat{\mathbf{C}} \quad (-{}^{i1}\hat{\mathbf{Q}} - {}^{i2}\hat{\mathbf{Q}})] \in \mathbb{R}^{6 \times 6}$ nach dem Vektor $[\dot{\mathbf{x}}^T \quad {}^{i1}\hat{\mathbf{m}}^T]^T$ aufgelöst und in das aus

$$\dot{\mathbf{x}}(t) = {}^2\hat{\mathbf{A}} \cdot {}^L\hat{\mathbf{m}}(\mathbf{x}) + {}^{Z2}\hat{\mathbf{A}} \cdot {}^{VZ}\hat{\mathbf{m}} + {}^2\mathbf{B} \cdot {}^P\mathbf{m}(t) \quad (29a)$$

und

$${}^{i1}\hat{\mathbf{m}}(t) = {}^{L2}\mathbf{B} \cdot {}^L\hat{\mathbf{m}}(\mathbf{x}) + {}^{ZL2}\mathbf{B} \cdot {}^{VZ}\hat{\mathbf{m}} + {}^{P2}\mathbf{B} \cdot {}^P\mathbf{m}(t) \quad (29b)$$

bestehende Gleichungssystem mit

$${}^2\hat{\mathbf{A}} = - \underbrace{[\mathbf{I} \quad \mathbf{0}]}_{\in \mathbb{R}^{2 \times 6}} \cdot [{}^R\hat{\mathbf{J}} \cdot \hat{\mathbf{C}} \quad (-{}^{i1}\hat{\mathbf{Q}} - {}^{i2}\hat{\mathbf{Q}})]^{-1}, \quad {}^{Z2}\hat{\mathbf{A}} = {}^2\hat{\mathbf{A}} \cdot {}^{i2}\hat{\mathbf{Q}}, \quad (29c)$$

$${}^2\mathbf{B} = \underbrace{[\mathbf{I} \quad \mathbf{0}]}_{\in \mathbb{R}^{2 \times 6}} \cdot [{}^R\hat{\mathbf{J}} \cdot \hat{\mathbf{C}} \quad (-{}^{i1}\hat{\mathbf{Q}} - {}^{i2}\hat{\mathbf{Q}})]^{-1} \cdot {}^P\hat{\mathbf{Q}}, \quad (29d)$$

$${}^{L2}\mathbf{B} = - \underbrace{[\mathbf{0} \quad \mathbf{I}]}_{\in \mathbb{R}^{4 \times 6}} \cdot [{}^R\hat{\mathbf{J}} \cdot \hat{\mathbf{C}} \quad (-{}^{i1}\hat{\mathbf{Q}} - {}^{i2}\hat{\mathbf{Q}})]^{-1}, \quad {}^{ZL2}\mathbf{B} = {}^{L2}\mathbf{B} \cdot {}^{i2}\hat{\mathbf{Q}}, \quad (29e)$$

$${}^{P2}\mathbf{B} = \underbrace{[\mathbf{0} \quad \mathbf{I}]}_{\in \mathbb{R}^{4 \times 6}} \cdot [{}^R\hat{\mathbf{J}} \cdot \hat{\mathbf{C}} \quad (-{}^{i1}\hat{\mathbf{Q}} - {}^{i2}\hat{\mathbf{Q}})]^{-1} \cdot {}^P\hat{\mathbf{Q}}, \quad (29f)$$

der Einheitsmatrix \mathbf{I} , \mathbf{x} gemäß (3), den bereits in (15) definierten Matrizen und Vektoren ${}^R\hat{\mathbf{J}} \in \mathbb{R}^{6 \times 6}$, $\hat{\mathbf{C}} \in \mathbb{R}^{6 \times 2}$, ${}^P\hat{\mathbf{Q}} \in \mathbb{R}^{6 \times 4}$, ${}^{i1}\hat{\mathbf{Q}} \in \mathbb{R}^{6 \times 4}$, ${}^{i2}\hat{\mathbf{Q}} \in \mathbb{R}^{6 \times 4}$, ${}^{i1}\hat{\mathbf{m}} \in \mathbb{R}^{4 \times 1}$ und ${}^L\hat{\mathbf{m}} \in \mathbb{R}^{6 \times 1}$ und dem Drehmomentvektor ${}^P\mathbf{m} \in \mathbb{R}^{4 \times 1}$ gemäß (14d) gesplittet werden kann. Die Gleichungssysteme (28) und (29) sind äquivalent. Jedes der beiden Gleichungssysteme beschreibt zusammen mit dem gemäß (26) definierten Verzahnungsverlustmomentenvektor ${}^{VZ}\hat{\mathbf{m}} \in \mathbb{R}^{4 \times 1}$ (welcher gemäß (27) in Kombination mit (17) zu berechnen ist) und den zum Vektor ${}^L\hat{\mathbf{m}}$ zusammengefasst, gemäß [2] zu modellierenden Lagerverlustmomenten die Dynamik des verlustbehafteten Ravigneaux-Satzes.

4.2 Der implizite Modellierungsansatz in dynamischen Modellen

Die Trägheit bzw. die Dynamik der Planetenräder wurde bei der Herleitung von (23) bereits berücksichtigt. Wenn es nun darum geht, das obige Reibmodell mit den Bewegungsdifferentialgleichungen (15) zu einem dynamischen Modell des Ravigneaux-Satzes zu vereinigen, müssen die letzten beiden Zeilen in (15) – welche die Dynamik der Planetenräder beschreiben – außen vor bleiben. Ein dynamisches Modell des Ravigneaux-Satzes ist somit aus

$${}^{Pr}\hat{\mathbf{J}} \cdot \dot{\mathbf{x}}(t) = {}^i\hat{\mathbf{Q}} \cdot {}^i\mathbf{m}(t) + {}^V\hat{\mathbf{q}} \cdot M_{Vf}(t) \quad (30a)$$

³Dieser Zusammenhang zwischen ${}^{VZ}\hat{\mathbf{m}}$ und $\hat{\eta}_z$ verdeutlicht, dass die Anzahl der Einflussfaktoren auf den Verzahnungsverlustmomentenvektor nicht kleiner als die Einflussfaktoren auf $\hat{\eta}_z$ ist. Der Verzicht auf die Angabe eines Arguments für ${}^{VZ}\hat{\mathbf{m}}$ ist daher konsequent.

$${}^R\mathbf{J} \cdot \mathbf{C} \cdot \dot{\mathbf{x}}(t) = {}^P\mathbf{Q} \cdot {}^P\mathbf{m}(t) + [{}^{i1}\mathbf{Q} \quad {}^{i2}\mathbf{Q}] \cdot {}^i\mathbf{m}(t) - {}^L\mathbf{m}(\mathbf{x}) \quad (30b)$$

zu bilden, wobei sich (30a) durch Umformung von (23) ergibt und sowohl die Reibung an allen Zahnreibstellen und in den Lagern der Planetenräder, als auch die Dynamik der Planetenräder berücksichtigt, während es sich bei (30b) um das aus (15) gewonnene Gleichungssystem handelt, welches die Dynamik des in (30a) noch nicht berücksichtigten Teilsystems beschreibt.

Ein erstrebenswertes Ziel wäre nun die mathematische Darstellung der zu dem Vektor $\dot{\mathbf{x}}$ zusammengefassten Winkelbeschleunigungen als eine Funktion, die *einzig und allein* von den zum Vektor ${}^P\mathbf{m}$ zusammengefassten Eingangsdrehmomenten des Systems, den zum Vektor ${}^L\mathbf{m}$ zusammengefassten Lagerverlustmomenten und dem fiktiven (skalaren) Verlustmoment M_{Vf} abhängt. Dann wäre nämlich ein dynamisches Modell realisierbar, das mit nur einer einzigen skalaren Größe zur Berücksichtigung der Reibung auskommt.

Die gemäß (23) sowie (14e) und (14f) zum Vektor ${}^i\mathbf{m}$ zusammengefassten inneren Drehmomente gehören nicht zu den unabhängigen Größen der gesuchten mathematischen Funktion. Das verfolgte Ziel ist somit nur erreichbar, wenn neben den beiden zu dem Vektor $\dot{\mathbf{x}}$ zusammengefassten Winkelbeschleunigungen auch die sechs zum Vektor ${}^i\mathbf{m}$ zusammengefassten inneren Drehmomente aus den aufgezählten unabhängigen Größen der gesuchten mathematischen Funktion berechnet werden können. Somit liegen in diesem Fall insgesamt *acht* unbekannte Größen vor. Da das Gleichungssystem (30) jedoch insgesamt nur sechs Gleichungen enthält, können daraus maximal *sechs* unbekannte Größen berechnet werden. Das oben definierte Ziel ist also *nicht* erreichbar.

Auch bei Planetengetrieben mit nur drei nach außen geführten Wellen lassen sich die voneinander unabhängigen Winkelbeschleunigungen in einem zweizeiligen Vektor $\dot{\mathbf{x}}$ zusammenfassen. Die Anzahl der nach außen geführten Wellen ist jedoch um Eins geringer als bei Ravigneaux-Sätzen, was sich darin widerspiegelt, dass (30b) nur aus drei anstatt vier Gleichungen und dementsprechend das Gleichungssystem (30) insgesamt nur aus fünf anstatt sechs Gleichungen besteht. Ein Vergleich des in Abb. 1(b) dargestellten Planetengetriebes mit dem in Abb. 1(c) gezeigten Ravigneaux-Satz lässt leicht erkennen, dass die Planetenräder des Planetengetriebes nur in einem anstatt in zwei Sonnenrädern kämmen, so dass hier in ${}^i\mathbf{m}$ nur vier anstatt sechs innere Drehmomente zusammen fassen sind⁴. Die entsprechenden Matrizen in (30) nehmen entsprechende Dimensionen an. Aufgrund der Dimensionen der Vektoren $\dot{\mathbf{x}}$ und ${}^i\mathbf{m}$ könnte das erklärte Ziel hier allenfalls erreichbar sein, wenn das Gleichungssystem (30) aus sechs Gleichungen bestehen würde. Tatsächlich besteht es jedoch nur aus fünf Gleichungen.

Es zeigt sich also, dass das erklärte Ziel nicht einmal bei einfachen Planetengetrieben erreichbar ist. Der Einsatz des expliziten Modellierungsansatzes in dynamischen Modellen von Planetenradsätzen soll deshalb hier nicht weiter betrachtet werden.

5 Leistungsflussrichtungen an den Zahnreibstellen

Wie bereits in [2] eingehend erläutert, hängt der Verzahnungswirkungsgrad einer Zahnreibstelle davon ab, in welcher Richtung mechanische Leistung an der betreffenden Zahnreibstelle übertragen wird. Dieser Sachverhalt kommt in (17c) durch die Fallunterscheidung zum Ausdruck, denn wie aus Abb. 2 unter Beachtung der Definitionen (10a) und (12) und den Ausführungen in Abschnitt 3.1 klar wird, sind die Vorzeichen der mechanischen Leistungen $M_{P,S1} \cdot \omega_{S1}$, $M_{P,S2} \cdot \omega_{S2}$, $M_{P,R} \cdot \omega_R$ und $M_{P1,P2} \cdot \omega_{Pr2}$ Indikatoren für die Leistungsflussrichtungen an den Zahnreibstellen, wobei positive Vorzeichen auf die Übertragung mechanischer Leistung von den Sonnenrädern in Richtung der Planetenräder, vom Hohlrad in Richtung der Planetenräder bzw. vom Planetenrad 2 in Richtung des Planetenrades 1 und negative Vorzeichen auf umgekehrte Leistungsflussrichtungen hindeuten.

Für einfache, aus zwei ineinander kämmenden Zahnrädern bestehende Getriebe gemäß Abb. 1(a) wird in [2] gezeigt, dass die Leistungsflussrichtung an der Zahnreibstelle nicht durch ihren Verzahnungswirkungsgrad beeinflusst wird und somit die Leistungsflussrichtung an der verlustbetroffenen Zahnreibstelle des einfachen Getriebes unter sonst gleichen Bedingungen stets mit der Leistungsflussrichtung des zahnreibungsverlustlos gedachten Getriebes identisch ist. Dass dies nicht für Getriebe mit mehreren Zahnreibstellen – und im Speziellen auch nicht für Planetenradsätze – gilt, lässt sich besonders anschaulich am Beispiel eines einfachen Planetengetriebes gemäß Abb. 1(b) zeigen.

⁴Dass auch die Vektoren ${}^P\mathbf{m}$ und ${}^L\mathbf{m}$ in diesem Fall andere Dimensionen annehmen, ist für die hier angestellte Überlegung unwesentlich.

5.1 Leistungsflussumkehr an den Zahnreibstellen des einfachen Planetengetriebes

Reduziert man in Gedanken die in Abb. 2 dargestellte fiktive Zerlegung des Ravigneaux-Satzes um das Sonnenrad 2 und das Planetenrad 2, so erhält man eine fiktive Zerlegung des einfachen Planetengetriebes. Somit wird klar, dass die ersten drei und die vorletzte Zeile aus (14a) bzw. (15) mit $M_{S2} = 0, M_{P,S2} = 0, M_{S2,P} = 0, M_{P2,P1} = 0$ und $M_{L,S2} = 0$ die Bewegungsdifferentialgleichungen aller Wellen des Planetengetriebes darstellen und die ersten drei zusammen mit der vorletzten Zeile aus (24) zusammen mit den Verzahnungswirkungsgraden $\hat{\eta}_z$ gemäß (17) (wobei $^{S2,P}\eta_z$ und $^{P2,P1}\eta_z$ hier nicht existieren) und den zum Vektor ${}^L\hat{\mathbf{m}}$ zusammengefassten Lagerverlustmomenten bzw. (28) zusammen mit dem Verzahnungsverlustmomentenvektor ${}^{VZ}\hat{\mathbf{m}}$ gemäß (26) (wobei hier die beiden letzten Komponenten in ${}^{VZ}\hat{\mathbf{m}}$ Null zu setzen sind) und den zum Vektor ${}^L\hat{\mathbf{m}}$ zusammengefassten Lagerverlustmomenten die Dynamik des verlustbehafteten, einfachen Planetengetriebes nach den impliziten Modellierungsansätzen beschreiben.

Eine weitere Vereinfachung der Betrachtung bietet die Annahme, der Planetenträger des einfachen Planetengetriebes werde festgehalten, so dass $\dot{\omega}_P = 0$ gilt. Dann ist das ausschließlich in die erste Zeile von (24) eingehende, äußere Drehmoment M_P auf den Planetenträger im Rahmen dieser Betrachtung irrelevant, womit man sich auf die zweite, dritte und fünfte Zeile von (24) beschränken kann, welche hier unter Berücksichtigung von (14b) bis (14g), den Definitionen von $\hat{\mathbf{C}}, {}^R\hat{\mathbf{J}}, {}^{i1}\hat{\mathbf{Q}}, {}^{i2}\hat{\mathbf{Q}}, {}^P\hat{\mathbf{Q}}$ sowie ${}^{i1}\hat{\mathbf{m}}$ gemäß (15) und $\hat{\eta}_z$ gemäß (17) in der Form

$$\overbrace{\begin{pmatrix} 1 & 0 & J_2 \\ 0 & 1 & J_3 \cdot i_{R1} \\ -\frac{1+i_{R1}}{2 \cdot i_{R1}} \cdot {}^{R,P}\eta_z & -\frac{1+i_{R1}}{2} \cdot {}^{S1,P}\eta_z & \frac{2 \cdot i_{R1} \cdot J_5}{1+i_{R1}} \end{pmatrix}}^{\mathbf{P}:=} \cdot \begin{pmatrix} M_{P,R}(t) \\ M_{P,S1}(t) \\ \dot{\omega}_R(t) \end{pmatrix} = \overbrace{\begin{pmatrix} M_R(t) - M_{L,R}(\mathbf{x}) \\ M_{S1}(t) - M_{L,S1}(\mathbf{x}) \\ -M_{L,P\tau 1}(\mathbf{x}) \end{pmatrix}}^{\mathbf{m}^*(t):=} \quad (31)$$

angegeben werden können. Daraus lassen sich dann sehr leicht – etwa durch Anwendung der Cramerschen Regel – die in diesem Kontext interessierenden inneren Drehmomente

$$\begin{pmatrix} M_{P,R}(t) \\ M_{P,S1}(t) \end{pmatrix} = \frac{\mathbf{P}^*}{\det(\mathbf{P})} \cdot \mathbf{m}^*(t) \quad (32a)$$

mit

$$\mathbf{P}^* = \begin{pmatrix} \frac{2 \cdot i_{R1} \cdot J_5}{1+i_{R1}} + \frac{(1+i_{R1}) \cdot i_{R1} \cdot J_3}{2} \cdot {}^{S1,P}\eta_z & -\frac{(1+i_{R1}) \cdot J_2}{2} \cdot {}^{S1,P}\eta_z & -J_2 \\ -\frac{(1+i_{R1}) \cdot J_3}{2} \cdot {}^{R,P}\eta_z & \frac{2 \cdot i_{R1} \cdot J_5}{1+i_{R1}} + \frac{(1+i_{R1}) \cdot J_2}{2 \cdot i_{R1}} \cdot {}^{R,P}\eta_z & -J_3 \cdot i_{R1} \end{pmatrix} \quad (32b)$$

berechnen. Die aus den obigen Ausführung bekannten bzw. resultierenden, allgemein gültigen Parameter-Eigenschaften $J_2 > 0, J_3 > 0, J_5 > 0, i_{R1} < -1, {}^{R,P}\eta_z$ und ${}^{S1,P}\eta_z$ lassen nach expliziter Angabe von

$$\det(\mathbf{P}) = \frac{2 \cdot i_{R1} \cdot J_5}{1+i_{R1}} + \frac{(1+i_{R1}) \cdot J_2}{2 \cdot i_{R1}} \cdot {}^{R,P}\eta_z + \frac{(1+i_{R1}) \cdot i_{R1} \cdot J_3}{2} \cdot {}^{S1,P}\eta_z \quad (32c)$$

leicht erkennen, dass stets $\det(\mathbf{P}) > 0$ ist. Mit dieser Eigenschaft der Determinante resultiert aus (32a)

$$\begin{pmatrix} \text{sgn}(M_{P,R}(t) \cdot \omega_R(t)) \\ \text{sgn}(M_{P,S1}(t) \cdot \omega_{S1}(t)) \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \text{sgn}(\omega_R(t)) \cdot \text{sgn}(\mathbf{p}_1^* \cdot \mathbf{m}^*(t)) \\ \text{sgn}(\omega_{S1}(t)) \cdot \text{sgn}(\mathbf{p}_2^* \cdot \mathbf{m}^*(t)) \end{pmatrix}, \quad (33)$$

wobei \mathbf{p}_i^* den i -ten Zeilenvektor der Matrix \mathbf{P}^* bezeichnet. Diese Gleichung für die Indikatoren der Leistungsflussrichtungen beweist zusammen mit (32b), dass – genau wie beim einfachen, aus zwei Zahnrädern bestehenden Getriebe – der Verzahnungswirkungsgrad einer Zahnreibstelle keinen Einfluss auf die Leistungsflussrichtung an der selben Zahnreibstelle hat.

Wie sich aus (33) zusammen mit (32b) nach Umformung ergibt, kehrt sich die Leistungsflussrichtung an der Zahnreibstelle zwischen Hohlrad und den Planetenrädern bei

$$m_2^*(t) = \frac{2}{1+i_{R1}} \cdot \left(\frac{2 \cdot i_{R1} \cdot J_5}{(1+i_{R1}) \cdot J_2} \cdot m_1^*(t) + M_{L,P\tau 1}(\mathbf{x}) \right) \cdot \frac{1}{{}^{S1,P}\eta_z} + \frac{i_{R1} \cdot J_3}{J_2} \cdot m_1^*(t) \quad (34)$$

um. Diese Drehmomentendifferenz m_2^* ist demnach vom Verzahnungswirkungsgrad ${}^{S1,P}\eta_z$ der Zahnreibstelle zwischen Sonnenrad und den Planetenrädern abhängig. Analog lässt sich zeigen, dass der Wert von m_1^* , bei dem sich die Leistungsflussrichtung zwischen Sonnenrad und den Planetenrädern umkehrt, von ${}^{R,P}\eta_z$ abhängt. Damit ist klar, dass der Verzahnungswirkungsgrad einer Zahnreibstelle die Leistungsflussrichtung an der jeweils anderen Zahnreibstelle beeinflussen kann.

5.2 Leistungsflussrichtungen im Ravnigneaux-Satz und sonstigen Zahnradgetrieben mit mehreren Zahnreibstellen

Dass die beiden kursiv hervorgehobenen Aussage aus Abschnitt 5.1 *nicht ausschließlich für einfache Planetengetriebe, sondern ganz allgemein für Zahnradgetriebe mit mehreren Zahnreibstellen gilt*, wird klar, wenn man bedenkt, dass das im Abschnitt 5.1 betrachtete Planetengetriebe mit fixiertem Planetenträger einem einfachen, aus drei Zahnrädern bestehenden Zahnradgetriebe entspricht.

Als für die Modellierung und Simulation bedeutsamste Konsequenz hieraus ist zu erwähnen, dass in Zahnradgetrieben die Leistungsflussrichtungen an den Zahnreibstellen von den Leistungsflussrichtungen in einem baugleichen Getriebe mit verlustlos angenommenen Zahnreibstellen abweichen können, wenn mehr als eine verlustbehaftete Zahnreibstelle vorliegt.

Es ist jedoch ohne nähere Erklärung klar, dass verlustbedingte Abweichungen von den ermittelten Leistungsflussrichtungen sicher ausgeschlossen werden können, wenn bei der separaten Extremierung jedes einzelnen inneren Drehmomentes (mit den Verzahnungswirkungsgraden als Variablen) das Vorzeichen des Minimums mit dem Vorzeichen des Maximums identisch ist. Mit diesem hinreichenden, aber nicht notwendigen Kriterium seien hier die Betrachtungen zu den Leistungsflussrichtungen an den Zahnreibstellen abgeschlossen.

6 Modellierung im Zustandsraum

Zur Beschreibung des dynamischen Verhaltens des betrachteten Planetenradsatzes wurden bereits in Abschnitt 4.1 zwei zueinander äquivalente Gleichungssysteme hergeleitet und als *erster Modellierungsansatz* bzw. *zweiter Modellierungsansatz* bezeichnet. Beim ersten bzw. zweiten Modellierungsansatz handelt es sich bekanntlich um die Gleichungssysteme (25) bzw. (29) in Kombination mit (17) bzw. (27) sowie (17) und jeweils der bereits in [2] erläuterten Gleichung zur Berechnung der zum Vektor ${}^L\hat{\mathbf{m}}$ zusammengefassten Lagerverlustmomente. In beiden Gleichungssystemen stellen die im Vektor \mathbf{x} vereinigten Größen die einzigen Quantitätsgrößen dar. Da diese auch noch linear unabhängig sind, beschreibt der bereits in (3) definierte Vektor \mathbf{x} in beiden Modellierungsansätzen den Zustand des Systems. Wie aus den beiden Modellierungsansätzen Zustandsmodelle entworfen werden können, wird im Folgenden für jeden Modellierungsansatz separat gezeigt.

6.1 Zustandsmodell nach erstem Modellierungsansatz

In den Gleichungen des ersten Modellierungsansatzes treten zeitliche Differentialquotienten der Zustandsgrößen lediglich in (25a) auf. Da ${}^P\hat{\mathbf{m}}$ als Eingangsvektor des Systems zu verstehen ist, ist (25a) eine nichtlineare Zustandsdifferentialgleichung des betrachteten Systems, wenn darin die zum Vektor ${}^L\hat{\mathbf{m}}$ zusammengefassten Lagerverlustmomente als Funktionen der Zustandsgrößen dargestellt werden⁵ und $\hat{\eta}_z$ bekannt ist⁶. $\hat{\eta}_z$ ist deshalb aus den restlichen Gleichungen des ersten Modellierungsansatzes zu bestimmen. (17) bildet hierzu die Grundlage.

Aufgrund der Fallunterscheidung in (17c) kann eine Zustandsdifferentialgleichung des Systems nicht in geschlossener Form angegeben werden. Daher liegt es auf der Hand, in einem Simulationsmodell einen eigenen Block für die Berechnung von $\hat{\eta}_z$ vorzusehen. Indem auch die in (25a) einfließenden Lagerverlustmomente in einem separaten Block berechnet werden, kann weiterer Aufwand beim Erstellen eines Simulationsmodells erspart werden.

In dieser Weise wird die Zustandsdifferentialgleichung, wie in Abb. 4(a) dargestellt, durch insgesamt drei Blöcke gebildet. Die gestrichelten Linien sollen die in die nicht konstanten Matrizen einfließenden Variablen von den Eingangsvektoren der betreffenden Blöcke unterscheiden. Wie leicht zu erkennen ist, wird (25a) durch den grünen Block dargestellt, während in dem grauen Block die Berechnung der Lagerverlustmomente erfolgt⁵. Der blaue Block dient der Berechnung der in $\hat{\eta}_z$ zusammengefassten Verzahnungswirkungsgrade, die an dieser Stelle noch näher erläutert werden muss.

Wie oben bereits erwähnt, bildet (17) die Grundlage zur Berechnung von $\hat{\eta}_z$. Allerdings fließen in die Fallunterscheidung in (17c) die gemäß (15) und (14e) zum Vektor ${}^{i1}\hat{\mathbf{m}}(t)$ zusammengefassten inneren Drehmomente ein.

⁵Die Modellierung der Lagerverluste wurde bereits in [2] beschrieben.

⁶Die Verwendung der Buchstaben A und B in den Formelzeichen entspricht der weit verbreiteten, gerade in der Regelungstechnik üblichen Nomenklatur für Zustandsbeschreibungen. Aus A wurde hier \hat{A} , weil die Zustandsgrößen nicht *explizit* in die betreffende Funktion eingehen.

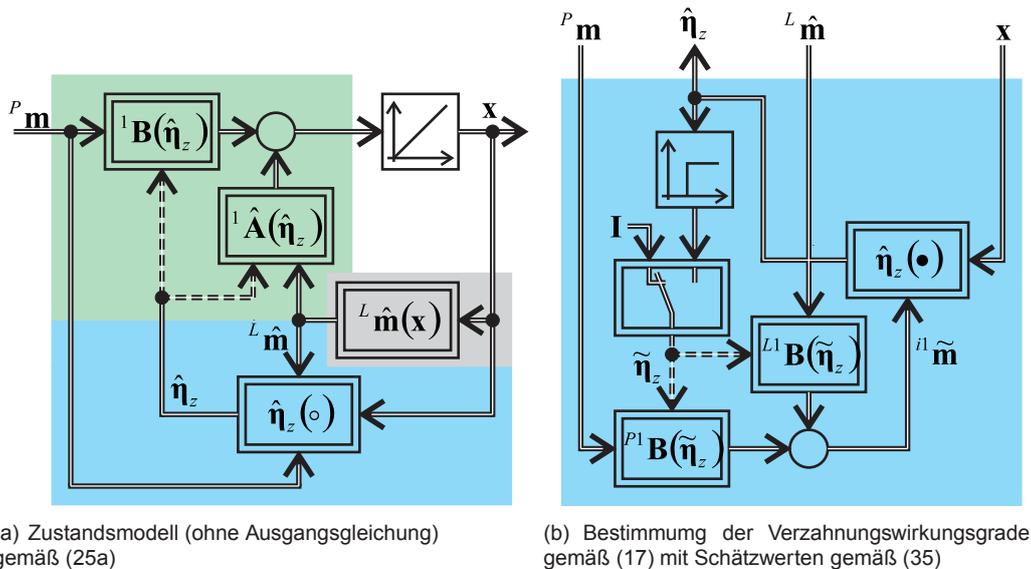


Abb. 4: Strukturbilder nach erstem Modellierungsansatz

Letztere können jedoch nicht nach (25b) berechnet werden, weil hierzu bereits die gesuchten Werte der Elemente von $\hat{\eta}_z$ bekannt sein müssten. (25b) ermöglicht es allerdings, aus einem Schätzwert $\tilde{\eta}_z$ von $\hat{\eta}_z$ einen Schätzwert

$${}^{i1}\tilde{\mathbf{m}}(t) = {}^{L1}\mathbf{B}(\tilde{\eta}_z) \cdot {}^L\hat{\mathbf{m}}(\mathbf{x}) + {}^{P1}\mathbf{B}(\tilde{\eta}_z) \cdot {}^P\mathbf{m}(t) \tag{35}$$

von ${}^{i1}\tilde{\mathbf{m}}$ zu berechnen⁷. Für die Fallunterscheidung in (17c) kann dann der entsprechende Schätzwert aus ${}^{i1}\tilde{\mathbf{m}}$ herangezogen werden.

Es stellt sich nun noch die Frage nach einem sinnvollen Schätzwert $\tilde{\eta}_z$. Bei Ravigneaux-Sätzen liegen Verzahnungswirkungsgrade typischerweise nahe Eins [1]. Es liegt deshalb auf der Hand, $\tilde{\eta}_z$ zunächst mit einer Einheitsmatrix gleichzusetzen, also $\tilde{\eta}_z = \mathbf{I}$ anzusetzen. Diese Annahme führt dazu, dass bei der Bestimmung der Verzahnungswirkungsgrade von den Leistungsflussrichtungen des verlustlosen Getriebes ausgegangen wird⁸. Je nach geforderter Genauigkeit kann der damit aus (17) mit (35) gewonnene Wert von $\tilde{\eta}_z$ entweder ohne weitere Überprüfung oder erst nach Plausibilitätsprüfung und eventueller Korrektur in (25a) einfließen.

Eine Plausibilitätsprüfung kann erfolgen, indem als Schätzwert $\tilde{\eta}_z$ in einem weiteren Rechenschritt der zuvor berechnete Wert von $\hat{\eta}_z$ übernommen und anschließend überprüft wird, ob sich mit ihm die selben Leistungsflussrichtungen wie zuvor ergeben. Wenn ja, ist Plausibilität gegeben. Sie ist auch immer gegeben, wenn die am Ende des Abschnitts 5.2 angegebene hinreichende Bedingung erfüllt ist. Ihre Auswertung ist allerdings aufwendiger als die hier beschriebene Plausibilitätsprüfung.

Die Korrektur von $\hat{\eta}_z$ kann sukzessive erfolgen, indem $\hat{\eta}_z$ solange verändert wird, bis Plausibilität gegeben ist. Potential für umfangreiche Untersuchungen bietet die Frage nach geeigneten Methoden zur Änderung des Wertes von $\hat{\eta}_z$ nach negativer Plausibilitätsprüfung und deren Konvergenzverhalten. Die Erkenntnisse aus Kapitel 5, dass der Verzahnungswirkungsgrad einer Zahnreibstelle die Leistungsflussrichtungen an den anderen Zahnreibstellen, nicht aber ihre eigene Leistungsflussrichtung beeinflussen kann, ist in dieser Fragestellung hilfreich. Zumindest unter der Voraussetzung, dass das negative Ergebnis der Plausibilitätsprüfung auf eine einzige Zahnreibstelle zurückzuführen ist, lässt sich aus dieser Erkenntnis schließen: Eine erneute Plausibilitätsprüfung muss positiv ausgehen, wenn bei der Neubestimmung von $\hat{\eta}_z$ von denjenigen Leistungsflussrichtungen ausgegangen wird, die sich im Rahmen der Plausibilitätsprüfung ergeben haben. Daraus kann eine einfache Methode zur Änderung des Wertes von $\hat{\eta}_z$ nach negativer Plausibilitätsprüfung abgeleitet werden. Sie besteht folglich in der Anwendung von (17), wobei als innere Drehmomente die entsprechenden Elemente des im Rahmen der Plausibilitätsprüfung berechneten Vektors ${}^{i1}\tilde{\mathbf{m}}$ in die Fallunterscheidung in (17c) einfließen⁹.

⁷Es ist offensichtlich, dass die Matrizen ${}^{L1}\mathbf{B}$ und ${}^{P1}\mathbf{B}$ gemäß (25e) und (25f), jeweils mit $\tilde{\eta}_z$ anstelle von $\hat{\eta}_z$ zu berechnen sind.

⁸Wie bereits in [2] und hier nochmals in Kapitel 5 klar geworden ist, geben die in den Fallunterscheidungen zu berechnenden Produkte aus inneren Drehmomenten und Winkelgeschwindigkeiten Aufschluss über die Leistungsflussrichtungen an den Zahnreibstellen.

⁹Auf das Konvergenzverhalten dieser Methode (bei Nichterfülltheit der oben formulierten Voraussetzung) soll hier nicht näher eingegangen werden. Es liegt aber auf der Hand, dass $\hat{\eta}_z$ um so schneller gegen den korrekten Wert strebt, je deutlicher sich die an den Zahnreibstellen übertragenen Leistungen von Null unterscheiden.

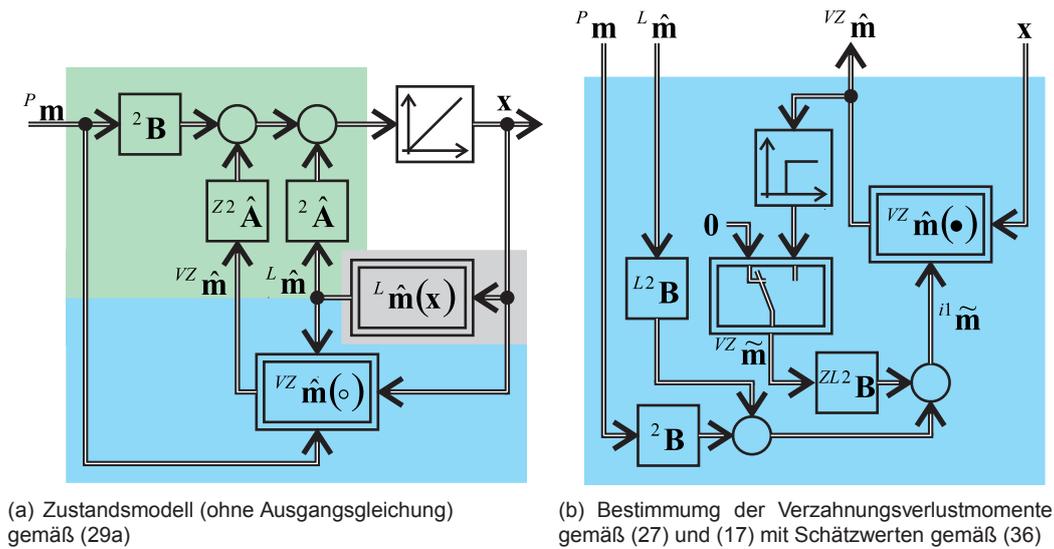


Abb. 5: Strukturbilder nach zweitem Modellierungsansatz

Mit diesen Erkenntnissen lässt sich der blaue Block aus Abb. 4(a) in Abb. 4(b) etwas detaillierter darstellen. Die Summationsstelle und die beiden Blöcke, deren Ausgangsgrößen sie als Eingangsgrößen verarbeitet, stellen zusammen die Gleichung (35) dar. Der am weitesten rechts gelegene Block bestimmt nach der Gleichung (17) die Verzahnungswirkungsgrade, wobei jedoch anstatt der in ${}^{i1}\tilde{\mathbf{m}}$ zusammengefassten inneren Drehmomente die entsprechenden Schätzwerte aus ${}^{i1}\tilde{\mathbf{m}}$ in die Fallunterscheidung in (17c) einfließen. Durch den selben Block erfolgt ggf. auch die Plausibilitätsprüfung und eventuelle Korrektur der Verzahnungswirkungsgrade. Zunächst wird in der dargestellten Schalterstellung $\tilde{\eta}_z = \mathbf{I}$ vorgegeben. Sofern die sich damit ergebenden Werte der Verzahnungswirkungsgrade plausibilisiert und ggf. korrigiert werden sollen, ist in die andere Schalterstellung zu wechseln. Das Totzeitglied im Strukturbild deutet an, dass nach dem Wechsel der Schalterstellung als neuer Schätzwert $\tilde{\eta}_z$ der im zurückliegenden Simulationsschritt berechnete Wert von $\tilde{\eta}_z$ bei der Berechnung des Schätzwertes ${}^{i1}\tilde{\mathbf{m}}$ übernommen wird. Der Schalter ist erst wieder in die Ausgangsstellung zurück zu setzen, nachdem ein plausibler Wert von $\tilde{\eta}_z$ an den grünen Block von Abb. 4(a) übergeben wurde. Es versteht sich von selbst, dass die nicht plausiblen Zwischenwerte von $\tilde{\eta}_z$ in dem grünen Block nicht verarbeitet werden.

6.2 Zustandsmodell nach zweitem Modellierungsansatz

In den Gleichungen des zweiten Modellierungsansatzes ist (29a) die einzige Gleichung, welche zeitliche Differentialquotienten der Zustandsgrößen enthält. Da ${}^P\mathbf{m}$ als Eingangsvektor des Systems zu verstehen ist, lässt sich aus (29a) eine Zustandsdifferentialgleichung des betrachteten Systems gewinnen, indem darin die Lagerverlustmomente in ${}^L\hat{\mathbf{m}}$ als Funktionen der Zustandsgrößen⁵ und der Verzahnungsverlustmomentenvektor ${}^{VZ}\hat{\mathbf{m}}$ als Funktion der Zustands- und Eingangsgrößen dargestellt werden⁶. (27) bietet zusammen mit (17) die Grundlage für die Darstellung des Verzahnungsverlustmomentenvektors.

Auch hier kann aufgrund der Fallunterscheidung in (17c) eine Zustandsdifferentialgleichung des Systems nicht in geschlossener Form angegeben werden. Deshalb wird auch in diesem Fall vorgeschlagen, die Zustandsdifferentialgleichung, wie in Abb. 5(a) dargestellt, durch insgesamt drei Blöcke zu bilden. Wie leicht zu erkennen ist, wird (29a) durch den grünen Block dargestellt, während in dem grauen Block die Berechnung der Lagerverlustmomente erfolgt⁵. Der blaue Block dient der Berechnung der in ${}^{VZ}\hat{\mathbf{m}}$ zusammengefassten Verzahnungsverlustmomente, die an dieser Stelle noch näher erläutert werden muss.

Wie oben bereits erwähnt, bildet (27) zusammen mit (17) die Grundlage für die Berechnung des Verzahnungsverlustmomentenvektors ${}^{VZ}\hat{\mathbf{m}}$. Ähnlich wie bereits beim ersten Modellierungsansatz ist hier festzustellen, dass der Vektor ${}^{i1}\tilde{\mathbf{m}}$, der gemäß (15) und (14e) die für die Fallunterscheidung in (17c) benötigten inneren Drehmomente zusammenfasst, nicht nach (29b) berechnet werden kann, weil hierzu bereits die Kenntnis des gesuchten Vektors ${}^{VZ}\hat{\mathbf{m}}$ erforderlich ist. (29b) macht es allerdings möglich, aus einem Schätzwert ${}^{VZ}\tilde{\mathbf{m}}$ von ${}^{VZ}\hat{\mathbf{m}}$ einen Schätzwert

$${}^{i1}\tilde{\mathbf{m}}(t) = {}^{L2}\mathbf{B} \cdot {}^L\hat{\mathbf{m}}(\mathbf{x}) + {}^{ZL2}\mathbf{B} \cdot {}^{VZ}\tilde{\mathbf{m}} + {}^{P2}\mathbf{B} \cdot {}^P\mathbf{m}(t) \tag{36}$$

von ${}^{i1}\tilde{\mathbf{m}}$ zu berechnen. Für die Fallunterscheidung in (17c) kann dann der entsprechende Schätzwert aus ${}^{i1}\tilde{\mathbf{m}}$ herangezogen werden.

Um auch hier bei der Fallunterscheidung zunächst die Leistungsflussrichtungen des verlustlosen Getriebes anzunehmen, ist der Schätzwert gemäß ${}^{VZ}\tilde{\mathbf{m}} = \mathbf{0}$ zu initialisieren. Je nach geforderter Genauigkeit kann der damit aus (27) mit (17) und (36) gewonnene Wert von ${}^{i1}\tilde{\mathbf{m}}$ entweder ohne weitere Überprüfung oder erst nach Plausibilitätsprüfung und eventueller Korrektur in (29a) einfließen.

Eine Plausibilitätsprüfung kann erfolgen, indem als Schätzwert ${}^{VZ}\tilde{\mathbf{m}}$ in einem weiteren Rechenschritt der zuvor berechnete Wert von ${}^{VZ}\tilde{\mathbf{m}}$ übernommen wird und anschließend das selbe Kriterium wie bei dem ersten Modellierungsansatz zur Anwendung kommt. Nach negativem Ergebnis der Plausibilitätsprüfung kann die Korrektur der Verzahnungsverlustmomente analog zur beim ersten Modellierungsansatz beschriebenen sukzessiven Vorgehensweise erfolgen. Die einfachste Methode zur Änderung des Wertes von ${}^{VZ}\tilde{\mathbf{m}}$ besteht hier entsprechend in der Anwendung von (27) mit (17), wobei als innere Drehmomente die entsprechenden Elemente des im Rahmen der Plausibilitätsprüfung berechneten Vektors ${}^{i1}\tilde{\mathbf{m}}$ in die Fallunterscheidung in (17c) einfließen⁹.

An dieser Stelle lässt sich der blaue Block aus Abb. 5(a) in Abb. 5(b) etwas detaillierter darstellen. Die beiden Summationsstellen und die drei Blöcke, deren Ausgangsgrößen sie als Eingangsgrößen verarbeiten, stellen zusammen die Gleichung (36) dar. Der am weitesten rechts gelegene Block bestimmt nach den Gleichungen (27) und (17) die Verzahnungsverlustmomente, wobei jedoch anstatt der in ${}^{i1}\tilde{\mathbf{m}}$ zusammengefassten inneren Drehmomente die entsprechenden Schätzwerte aus ${}^{i1}\tilde{\mathbf{m}}$ in die Fallunterscheidung in (17c) einfließen. Die oben vorgeschlagene Methode zur Vorgabe der Schätzwerte für die Verzahnungsverlustmomente wird durch den Schalter und das Totzeitglied dargestellt, wobei das Totzeitglied andeutet, dass als neuer Schätzwert ${}^{VZ}\tilde{\mathbf{m}}$ der im zurückliegenden Simulationsschritt berechnete Wert von ${}^{VZ}\tilde{\mathbf{m}}$ übernommen wird. Zunächst wird in der dargestellten Schalterstellung ${}^{VZ}\tilde{\mathbf{m}}$ vorgegeben. Sofern auf die Plausibilitätsprüfung verzichtet werden soll, verbleibt der Schalter stets in der dargestellten Stellung. Für die Plausibilitätsprüfung und eventuelle Korrektur ist der Schalter umzuschalten und erst wieder in die Ausgangsstellung zurück zu setzen, nachdem ein plausibler Wert von ${}^{VZ}\tilde{\mathbf{m}}$ an den grünen Block von Abb. 5(a) übergeben wurde. Auch hier ist klar, dass die nicht plausiblen Zwischenwerte von ${}^{VZ}\tilde{\mathbf{m}}$ in dem grünen Block nicht verarbeitet werden.

7 Zusammenfassung / Fazit

Je nach Umfangsgeschwindigkeit der Zahnräder überwiegen entweder die Zahnreibungsverluste oder die Leerlaufverluste der Zahnräder. Nennenswert sind daneben auch die Verluste in den Lagern, zu deren Modellierung die in [2] behandelten Grundlagen unverändert herangezogen werden können. Die Gesamtheit aus Zahnreibungs- und Leerlaufverlusten kann in unterschiedlicher Weise modelliert werden. In Abschnitt 3.1 wurde ein Ansatz betrachtet, der die Verluste jeder Zahnreibstelle explizit in Form eines Verzahnungswirkungsgrades berücksichtigt und sinnvollerweise als expliziter Modellierungsansatz bezeichnet. Dieser ist als Erweiterung eines bereits in [2] beschriebenen Ansatzes auf Getriebe mit mehreren Zahnreibstellen zu verstehen. Ein weiterer Modellierungsansatz wurde unter Beschränkung auf den stationären Zustand bereits in [5] beschrieben. Dieser wurde in Abschnitt 3.2 dahingehend erweitert, dass er auf Ravigneaux-Sätze anwendbar ist und die Berücksichtigung der Dynamik grundsätzlich möglich wird. Dabei wird die Gesamtheit aus den Zahnreibungs- und Leerlaufverlusten sowie den Verlusten in den Lagern der Planetenräder durch ein einziges fiktives (skalares) Drehmoment repräsentiert. Größen, die für jede Zahnreibstelle explizit die Reibung verkörpern, treten darin nicht auf, deshalb wurde dieser Ansatz als impliziter Modellierungsansatz bezeichnet.

Für Getriebe mit mehreren Zahnreibstellen wurde in Kapitel 5 am Beispiel eines Planetengetriebe gezeigt, dass der Verzahnungswirkungsgrad einer bestimmten Zahnreibstelle zwar nicht ihre eigene Leistungsflussrichtung, wohl aber die Leistungsflussrichtungen an anderen Zahnreibstellen im Getriebe beeinflussen kann. Anders als bei Getrieben mit nur zwei ineinander kämmenden Zahnrädern, können die Leistungsflussrichtungen deshalb von den Leistungsflussrichtungen im verlustlos angenommenen, sonst aber identischen Getriebe abweichen.

Diese Gegebenheit erschwert die Bestimmung der Verzahnungswirkungsgrade. Sie setzt die Kenntnis der inneren Drehmomenten an den Zahnreibstellen voraus, in deren Berechnung jedoch die gesuchten Verzahnungswirkungsgrade einfließen. Es wurde daher vorgeschlagen, zunächst auf Schätzwerte der inneren Drehmomente zurückzugreifen und die mit diesen Schätzwerten gewonnenen Werte der Verzahnungswirkungsgrade ggf. sukzessiv zu korrigieren. Die in Abschnitt 6.1 hergeleiteten Zustandsmodelle unterscheiden sich daher im Wesentlichen bei der Bestimmung der Verzahnungswirkungsgrade bzw. Verzahnungsverlustmomente von den in [2] angegebenen Zustandsmodellen von Getrieben mit zwei ineinander kämmenden Zahnrädern, welche ohne Schätzwerte und

sukzessive Korrektur auskommen. Die Zustandsmodelle in Kapitel 6 basieren beide auf dem expliziten Modellierungsansatz aus Abschnitt 3.1. Wie in Abschnitt 4.2 gezeigt wurde, ist es mit dem impliziten Modellierungsansatz aus Abschnitt 3.2 nicht möglich, dynamische Modelle zu entwerfen, die allein mit dem fiktiven (skalaren) Verlustmoment M_{VF} auskommen. Der Einsatz des expliziten Modellierungsansatzes in dynamischen Modellen von Planetenradsätzen wurde deshalb nicht weiter betrachtet. Das Hauptunterscheidungsmerkmal zwischen den beiden vorgestellten Zustandsmodellen liegt in der topologischen Lage der Nichtlinearitäten im Modell. Diese hängt davon ab, auf welchem der beiden in Abschnitt 4.1 voneinander unterschiedenen Modellierungsansätzen das Zustandsmodell basiert. In den Strukturbildern der auf dem *ersten Modellierungsansatz* basierenden Zustandsmodellen führt jeder Pfad zwischen dem Eingang und dem Integrator über ein nichtlineares Übertragungsglied. Im *zweiten Modellierungsansatz* fließt der Eingangsvektor hingegen ausschließlich bei der Quantifizierung der Verluste in nichtlineare Rechenoperationen ein. Der Eingangsvektor kann daneben aber auch über ausschließlich lineare Übertragungsglieder zum Integrator gelangen¹⁰. Letztere Eigenschaft wirkt sich vereinfachend auf die Anwendung des Modells aus, insbesondere wenn es in ein Gesamtmodell eines größeren antriebstechnischen Systems integriert werden soll.

Mit Ausnahme des bereits genannten Unterschiedes bzgl. der Bestimmung der Verzahnungswirkungsgrade bzw. Verzahnungsverlustmomente, stellen die Zustandsmodelle in Kapitel 6 eine vollkommene Analogie zu den in [2] vorgestellten Zustandsmodellen von Getrieben mit zwei ineinander kämmenden Zahnrädern dar. Aufgrund der höheren Anzahl an Zahnreibstellen und Zustandsgrößen treten hier jedoch Vektoren bzw. Matrizen an einigen Stellen auf, an denen in [2] skalare Größen bzw. skalare Parameter vorzufinden sind. Vor diesem Hintergrund können die hier behandelten Modelle auch als Erweiterung der Modelle von Getrieben mit einer Zahnreibstelle auf Getriebe mit mehr als einer Zahnreibstelle interpretiert werden.

Die hier vorgestellten Ansätze zur Berücksichtigung der Reibung gelten für den Fall, dass die Winkelgeschwindigkeiten im Getriebe paarweise voneinander verschieden sind und jede einzelne Winkelgeschwindigkeit von Null verschieden ist. Sofern eine konkrete Aufgabenstellung entsprechende Genauigkeit erfordert, müssen für abweichende Bedingungen andere Modelle eingesetzt werden.

Literatur

- [1] Förster, H. J.: „Automatische Fahrzeuggetriebe. Grundlagen, Bauformen, Eigenschaften, Besonderheiten.“ Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 1991.
- [2] Herchenhan, M.: „Dynamische Modellierung von Zahnradgetrieben unter Berücksichtigung der Reibung.“ NAFEMS-Magazin, Ausgabe 19 - 2/2011, 2011. <http://www.nafems.org/publications/magazin/archive/> .
- [3] Herchenhan, M.: „Verallgemeinerte Modelle für leistungsverzweigte hybride Antriebsstränge.“ at - Automatisierungstechnik, Jahrgang 58 (2010) Heft 10. Oldenbourg Verlag, München 2010.
- [4] Herchenhan, M.: „Modellierung, Mehrfachregelung und optimale Steuerung eines leistungsverzweigten hybriden Antriebs.“ Sierke-Verlag, Göttingen 2008. <http://www.digibib.tu-bs.de/?docid=00031123> .
- [5] Pelchen, C.; Schweiger, C.; Otter, M.: „Modeling and Simulating the Efficiency of Gearboxes and of Planetary Gearboxes.“ 2nd International Modelica Conference, Proceedings, PP. 257 - 266. <http://www.modelica.org/conference2002/papers.shtml> .
- [6] Scholz, N.; Herchenhan, M.; Lindenkamp, N.; Wöhl-Bruhn, H.; et al.: „Getriebeanordnung für ein Fahrzeug.“ Offenlegungsschrift vom Oktober 2007 zum Patent Nr. DE 10 2007 006 651.3 .
- [7] Schuermans, R.: „Toyota Hybrid Vehicles – Technology Evolution from 1997 to 2007.“ In: Hybridfahrzeuge und Energiemanagement. Beiträge zum gleichnamigen 5. Braunschweiger Symposium vom 20. bis 21. Februar 2008. Herausgeber: Gesamtzentrum für Verkehr Braunschweig.
- [8] Schweiger, C.; Otter, M.: „Modelica-Modellbibliothek zur Simulation der Dynamik von Schaltvorgängen bei Automatikgetrieben.“ Dynamik und Regelung von automatischen Getrieben, VDI-Schwingungstagung vom 23. bis 24. November 2005 in Stuttgart. VDI-Verlag GmbH 2005. <http://elib.dlr.de/19980/> .
- [9] Tenberge, P.; Müller, J.: „Zukunftsweisendes Energiemanagement durch einen hybriden Antriebsstrang. Das Multistrang-Getriebe als Basis für einen optimierten Hybrid.“ 16. Internationaler AVL Kongress *Motor und Umwelt*, 9.-10. September 2004, Graz, Österreich.

¹⁰In praktischen Anwendungen ist zu erwarten, dass die linearen Pfade zwischen dem Eingang und dem Integrator sogar stärkeren Einfluss haben als die „nichtlinearen Pfade“.

Rotordynamik in komplexen Strukturen

Reinhard Helfrich, Nils Wagner (INTES GmbH, Stuttgart, Deutschland)

Rotierende Teilstrukturen sind Bestandteil in vielen technischen Produkten wie zum Beispiel Fahrzeugen, Flugzeugen, Schiffen und Werkzeugmaschinen. Resultierende Unwuchten aufgrund von Fertigungstoleranzen regen die Gesamtstruktur bestehend aus Rotor und Stator zu Schwingungen an. Insbesondere die Interaktion zwischen diesen beiden ist ein wichtiger Gesichtspunkt in der virtuellen Produktauslegung.

Zunächst werden die Grundlagen der Modellierung und Analyse rotierender Systeme betrachtet und häufig verwendete Ergebnisse einer rotordynamischen Analyse diskutiert. An einem gekoppelten System wird der Interaktionseffekt zwischen Rotor und Stator aufgezeigt. Insbesondere die abgestrahlte Schalleistung des Stators infolge der Unwuchtanregung ist hier von Interesse.

1 Einleitung

Die Finite-Element-Methode hat sich als ein anerkanntes Werkzeug in der Rotordynamik etabliert. Bei der Analyse rotierender Systeme werden einerseits Balkenmodelle [11,16] für den Rotor und andererseits 3-D Rotor-Stator-Modelle verwendet [8, 13, 14]. Auch axialsymmetrische Modelle finden ihre Anwendung [11]. Ein wesentlicher Vorteil dreidimensionaler FE-Modelle liegt in der Berücksichtigung von zusätzlichen Effekten infolge der Rotation, wie Stress-Stiffening und Spin-Softening, und des Temperatureinflusses. Die heutigen CAD-Modelle sind sehr detailliert. Der mühsame und zeitaufwendige Prozess in der Rückführung auf ein äquivalentes 1-D-Balkenmodell entfällt bei der Verwendung eines 3-D-Modells.

Die lateralen Schwingungen (auch Transversal- oder Biegeschwingungen genannt), die orthogonal zur Drehachse des Rotors stattfinden, sind die maßgebliche Komponente bei schnelldrehenden Maschinen [10]. Das Verständnis und die Beeinflussung dieser lateralen Schwingungen sind essentiell, weil exzessive Schwingungen zum Verschleiß der Lager und letztendlich zum Versagen der Struktur führen. In Extremfällen sind die lateralen Schwingungen so groß, dass es zum Kontakt zwischen rotierenden und stationären Teilen mit potentiell katastrophalen Folgen kommen kann [10].

Alle FE-Berechnungen wurden mit PERMAS [1] ausgeführt. PERMAS spezifische Kommandos sind durch ein vorangestelltes Dollarzeichen und Großbuchstaben in den folgenden Abschnitten hervorgehoben.

2 Bewegungsgleichungen

Nachfolgend werden nur lineare bzw., linearisierte Systeme betrachtet, d.h. nur kleine Abweichungen der Rotationsgeschwindigkeit sind möglich. Rotierende Systeme können sowohl in einem Inertialsystem als auch in einem mitrotierenden Bezugssystem behandelt werden.

Im Folgenden konzentrieren wir uns auf die Darstellung im Inertialsystem. Die zusätzlichen Matrizen infolge der Rotation müssen berücksichtigt werden und sind anwenderseitig durch die sogenannte \$ADDMATRIX Karte innerhalb des \$SYSTEM Blocks anzufordern.

Die komplexen Eigenfrequenzen eines elastisch gelagerten Rotors werden berechnet. Die Struktur wird im Inertialsystem beschrieben, d.h. Welle und Scheiben drehen mit einer konstanten Rotationsgeschwindigkeit, während die Lager gegen Grund fixiert sind. Sämtliche Verschiebungen und Frequenzen usw. beziehen sich auf das raumfeste Koordinatensystem. An einem Ende wird die Rotation unterdrückt und stellt den Antrieb mit einer konstanten Winkelgeschwindigkeit dar.

Der erste Berechnungsschritt ist eine statische Analyse für das Ausgangsmodell zur Berechnung des inneren Spannungszustands unter der Einwirkung von Zentrifugallasten. Dies ist eine Grundvoraussetzung zur

Berechnung der geometrischen Steifigkeitsmatrix K_g . Der nächste Schritt ist die Berechnung der reellen Eigenformen $X = [x_1 \dots x_r]$, unter Berücksichtigung von geometrischer und konvektiver Steifigkeitsmatrix:

$$M X = (K + K_g + K_c) X \Lambda, \quad \Lambda = \begin{bmatrix} \lambda_1 & & \\ & \dots & \\ & & \lambda_r \end{bmatrix}. \quad (1)$$

Die Bewegungsgleichungen, die den Rotor im Inertialsystem beschreiben, sind durch

$$M \ddot{u} + (D + D_b(\Omega) + G) \dot{u} + (K + K_b(\Omega) + K_g + K_c) u = R(t)$$

definiert, wobei M die Massenmatrix, D die viskose Dämpfungsmatrix, $D_b(\Omega)$ die drehzahlabhängige viskose Dämpfung, G die gyroskopische Matrix, K_c die konvektive Steifigkeitsmatrix, K_g die geometrische Steifigkeitsmatrix, $K_b(\Omega)$ die drehzahlabhängige Lagersteifigkeit ist. Eine mögliche komplexe Strukturdämpfung $i H$ des Stators wird im Zeitbereich durch eine äquivalente viskose Dämpfung ersetzt.

Die Berücksichtigung der konvektiven Steifigkeit erfordert die Verwendung einer konsistenten Massenmatrix und entspricht den Standardeinstellungen in PERMAS Version V14. Die Bewegungsgleichungen (2) werden durch den Ansatz

$$u = X \eta$$

in den Modalraum transformiert. Zusätzliche statische Korrekturmoden können zur Erweiterung des Modalraums hinzugefügt werden. Das erfolgt durch das \$ADDMODES-Kommando. Es verbleibt das reduzierte System ($r \ll n$) von Bewegungsgleichungen im Modalraum

$$\tilde{M} \ddot{\eta} + (\tilde{D} + \tilde{D}_b(\Omega) + \tilde{G}) \dot{\eta} + (\tilde{K} + \tilde{K}_b(\Omega) + \tilde{K}_g + \tilde{K}_c) \eta = \tilde{R}(t). \quad (4)$$

Durch Hinzufügen der Beziehung $\xi = \dot{\eta}$ wird die Bewegungsgleichung (4) in den Zustandsraum transformiert:

$$\begin{bmatrix} \tilde{M} & O \\ O & I \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{\xi} \\ \eta \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \tilde{D} + \tilde{D}_b + \tilde{G} & \tilde{K} + \tilde{K}_b + \tilde{K}_g + \tilde{K}_c \\ -I & O \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \xi \\ \eta \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \tilde{R}(t) \\ 0 \end{bmatrix}. \quad (5)$$

Zur Analyse rotierender Systeme können in PERMAS zwei verschiedene Koordinatensysteme – stationär und mitrotierend – verwendet werden. Bei der Verwendung des Inertialsystems kann das FE-Modell rotierende und nichtrotierende Anteile besitzen. Allerdings muss der rotierende Anteil axialsymmetrisch sein. Darüber hinaus können verschiedene Komponenten mit unterschiedlichen Drehgeschwindigkeiten rotieren. Die Verwendung des Inertialsystems wird durch

```
$ADDMATRIX
GEOSTIFF CONVSTIFF GYRO
```

aktiviert. Die Rotationsgeschwindigkeit wird innerhalb der Lastvariante durch \$INERTIA ROTATION definiert. Die zusätzlichen Matrizen werden für diese Referenzgeschwindigkeit generiert.

Die Modellbildung rotierender Systeme erfordert eine schiefsymmetrische Pseudodämpfungsmatrix, die als gyroskopische Matrix bezeichnet wird. Die besondere Form dieser Matrix hat komplexe Eigenformen zur Folge. Gleichläufige Eigenformen (FW) haben im Inertialsystem ansteigende Eigenfrequenzen, gegenläufige Eigenformen (BW) zeigen fallende Eigenfrequenzkurven.

Kritische Geschwindigkeiten, die Stabilität und die Unwuchtantwort werden im interessierenden Drehzahlbereich berechnet.

2.1 Lager

Praktisch alle Lager sind elastisch und weisen die Fähigkeit auf, Energie zu absorbieren. Für die meisten Lagertypen zeigt sich eine nichtlineare Kraft-Verschiebungsbeziehung. Darüber hinaus sind die Kennlinien der Lager häufig drehzahlabhängig. Drehzahlabhängige Lager werden durch CONTROL6-Elemente und MPC-Bedingungen vom Typ WLSCON idealisiert.

2.2 Dämpfung

Identische Dämpfungsspezifikationen führen in den unterschiedlichen Bezugssystemen zu verschiedenen Effekten. Im Inertialsystem ist Materialdämpfung für den Rotor nicht geeignet, während modale Dämpfung eine beliebige Art von äußerer Dämpfung darstellt. Diskrete Dämpferelemente können zur Beschreibung von Dämpfungseffekten in Lagern verwendet werden.

2.3 Unwucht

In allen rotierenden Systemen ist grundsätzlich eine Unwucht vorhanden. Die Unwuchtlast agiert als eine harmonische Anregung im Inertialsystem, d.h.

$$\begin{bmatrix} F_x \\ F_y \end{bmatrix} = m e \Omega^2 \begin{bmatrix} \cos \Omega t \\ \sin \Omega t \end{bmatrix}. \quad (6)$$

Darin bezeichnet m die Unwuchtmasse. Die Auswuchtgütestufe ist für diverse Gruppen von repräsentativen starren Rotoren in der ISO Richtlinie 1940/1 festgelegt und ist als das Produkt aus einer bestimmten Exzentrizität e in mm und der Winkelgeschwindigkeit Ω in rad/s bei maximaler Betriebsgeschwindigkeit definiert:

$$G = e \Omega. \quad (7)$$

3 Beispiele

3.1 Gasturbine

Das erste Beispiel ist der Literatur entnommen [9]. Allerdings verwenden wir anstatt des Timoshenko- Balken-Modells ein 3-D-Solid-Modell. Das FE-Modell besteht aus 48372 Hexaeder -und 1000 Pentaederelementen. Abb. 1 zeigt das Netz des Rotormodells. Vorderes und hinteres Lager befinden sich an den Positionen $x = 0.04$ m bzw. $x = 0.7$ m. Der Rotor besteht aus 6 Scheiben und einer Hohlwelle der Länge $l = 0.78$ m. Einzelheiten bezüglich der physikalischen und geometrischen Daten sind in [9] zu finden. Die Kennlinien für die beiden Lager sind in Abb. 2 visualisiert. Die Steifigkeit des hinteren Lagers nimmt mit der Drehzahl zu, während das vordere Lager eine konstante Steifigkeit im gesamten Drehzahlbereich aufweist. Die viskose Dämpfung in den Lagern nimmt mit steigender Drehzahl ab.

VisPER (Visual PERMAS) [3] wird für Modellvalidierung und Postprozessing eingesetzt. Medina [5] wurde zur Generierung des FE-Modells verwendet.

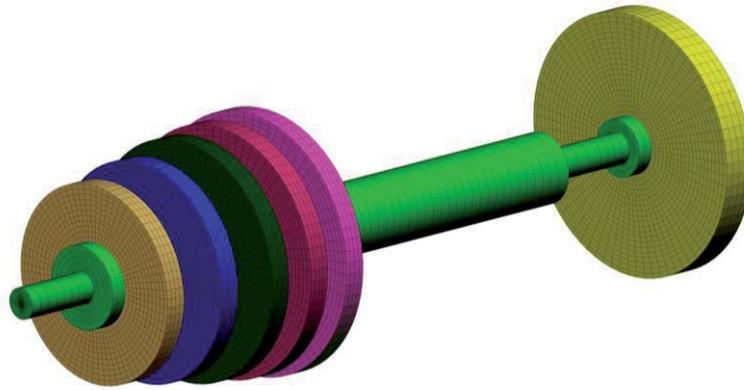


Abb. 1 : Vereinfachtes Modell einer Gasturbine

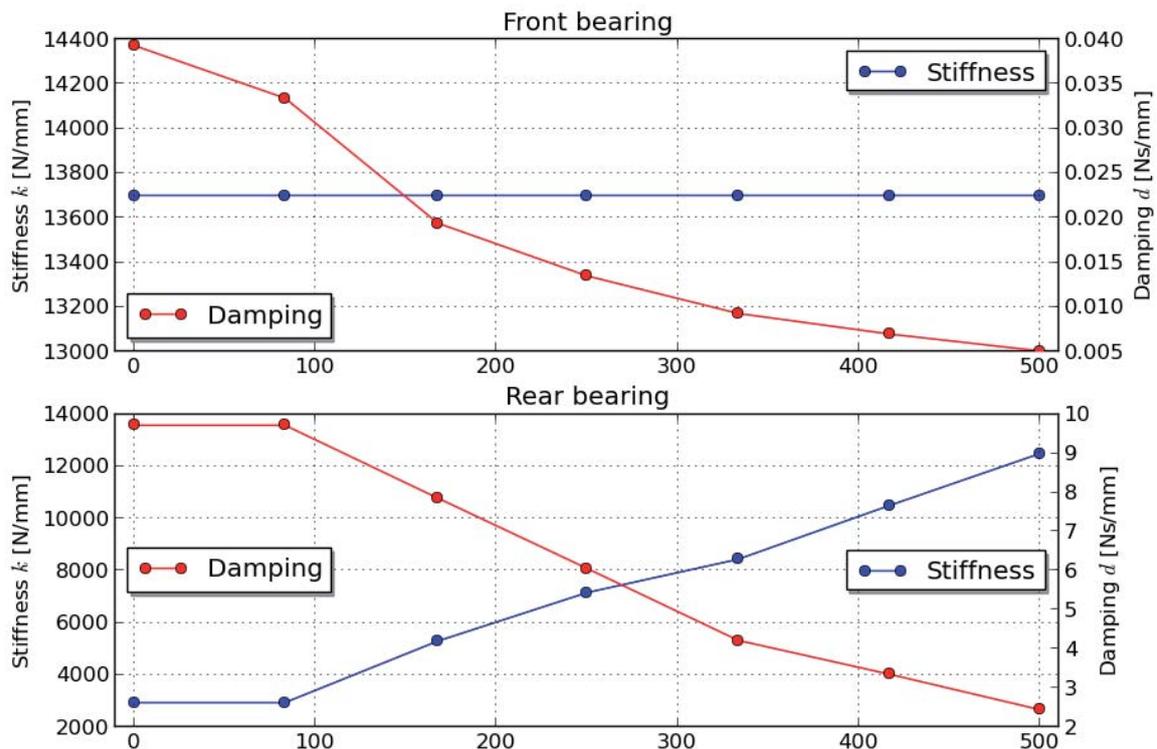


Abb. 2 : Drehzahlabhängige Lagereigenschaften - Steifigkeit und Dämpfung

3.1.1 Dehnungsenergieverteilung

Die Dehnungsenergieverteilung der verschiedenen Teile des Rotors ist in Abb. 3 dargestellt. Jede Säule stellt eine reelle Eigenfrequenz des rotierenden Systems dar. Biegeeigenformen treten aufgrund der Symmetrie des Rotors und der isotropen Lager paarweise auf. Die dritte und sechste Säule stellen Torsionseigenformen dar. Die ersten beiden Biegeeigenformen werden durch das hintere Lager dominiert, während das vordere Lager maßgeblich zu den Eigenformen 4,5 bzw. 7,8 beiträgt. Die Eigenvektoren 11 und 12 zeigen Longitudinaleigenformen des Rotors und der Scheiben. Die elastischen Scheiben leisten im Wesentlichen einen Beitrag zur Dehnungsenergie für höhere Eigenformen, während die niedrigen Eigenformen die Hohlwelle betreffen.

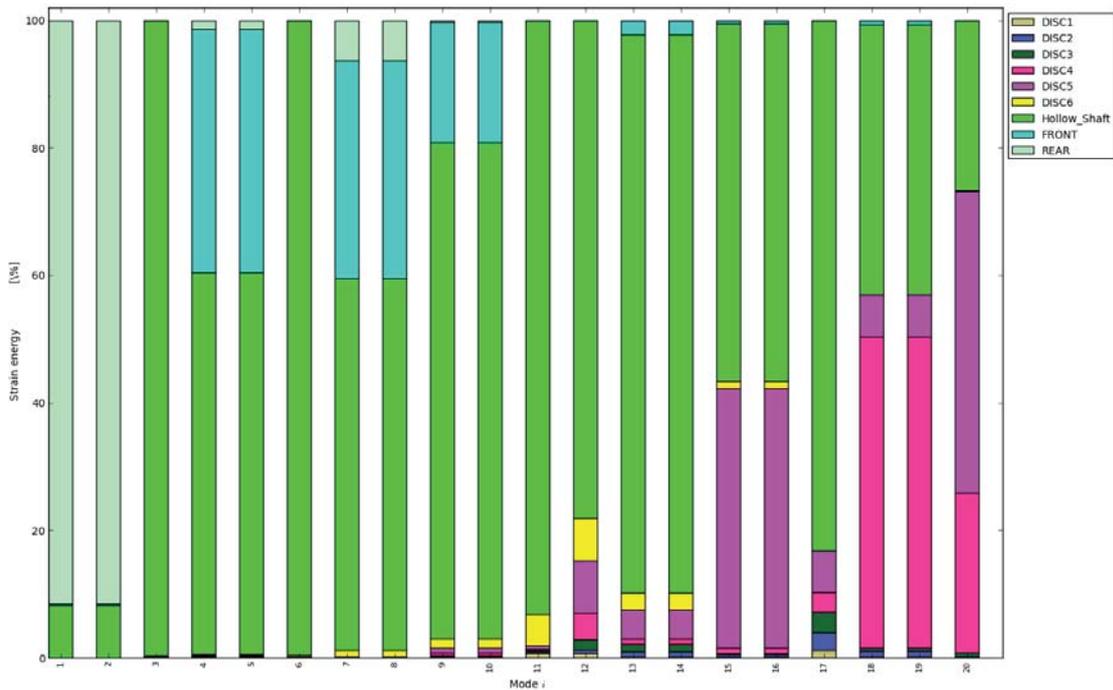


Abb. 3: Dehnungsenergieverteilung

3.1.2 Campbell-Diagramm

In PERMAS steht eine Prozedur \$MODAL ROTATING zur Verfügung, die einen Bezug zwischen der Rotationsgeschwindigkeit und den komplexen Eigenfrequenzen herstellt und alle Eigenkurven als xy-Daten in einem Berechnungslauf generiert. Ein Modetracking-Verfahren ist implementiert, das die Zuordnung der komplexen Eigenwerte über den Drehzahlbereich gewährleistet. Zusätzlich ist ein Filter CURRENT CFREQ = UNSTABLE für instabile Eigenformen vorhanden, der die Auswertung erleichtert.

Das Campbell-Diagramm zum ersten Beispiel ist in Abb. 5 zu sehen. Durchgezogene Linien kennzeichnen die PERMAS-Ergebnisse, strichpunktierte die Ergebnisse zu dem korrespondierenden Balkenmodell aus [9]. Torsions- und Longitudinaleigenformen sind in dem Balkenmodell nicht abgebildet. Bis auf die dritte gleichläufige Eigenform zeigen alle Eigenkurven eine gute Übereinstimmung mit dem Balkenmodell. Die Abweichungen im Campbell-Diagramm können durch die unterschiedlichen Diskretisierungen erklärt werden. Das Balkenmodell zeigt sich tendenziell steifer als das 3D-Solid-Modell, insbesondere für höhere Eigenformen.

Die erste kritische Geschwindigkeit des Rotors korrespondiert mit der ersten Gleichlaufeigenform (FW) bei 51 Hz und eine zweite kritische Geschwindigkeit bei $f = 150$ Hz.

Nelson [15] hat gezeigt, dass der Vektor der Gegenlaufeigenform (BW) orthogonal zum Vektor der Unwucht ist, und somit keine Energie in die Gegenlaufeigenform eingetragen wird. Aus diesem Grund sind die kritischen Geschwindigkeiten bei symmetrischen Rotoren auf den Gleichlauf beschränkt.

Zur Beurteilung der Stabilität der Gasturbine wird das äquivalente Dämpfungsverhältnis

$$\xi_j = - \frac{\delta_j}{\sqrt{\delta_j^2 + \omega_j^2}} \tag{8}$$

berechnet. Das System ist grenzstabil, wenn $\xi_j \geq 0 \forall j$, was für die Gasturbine zutrifft (Abb. 4).

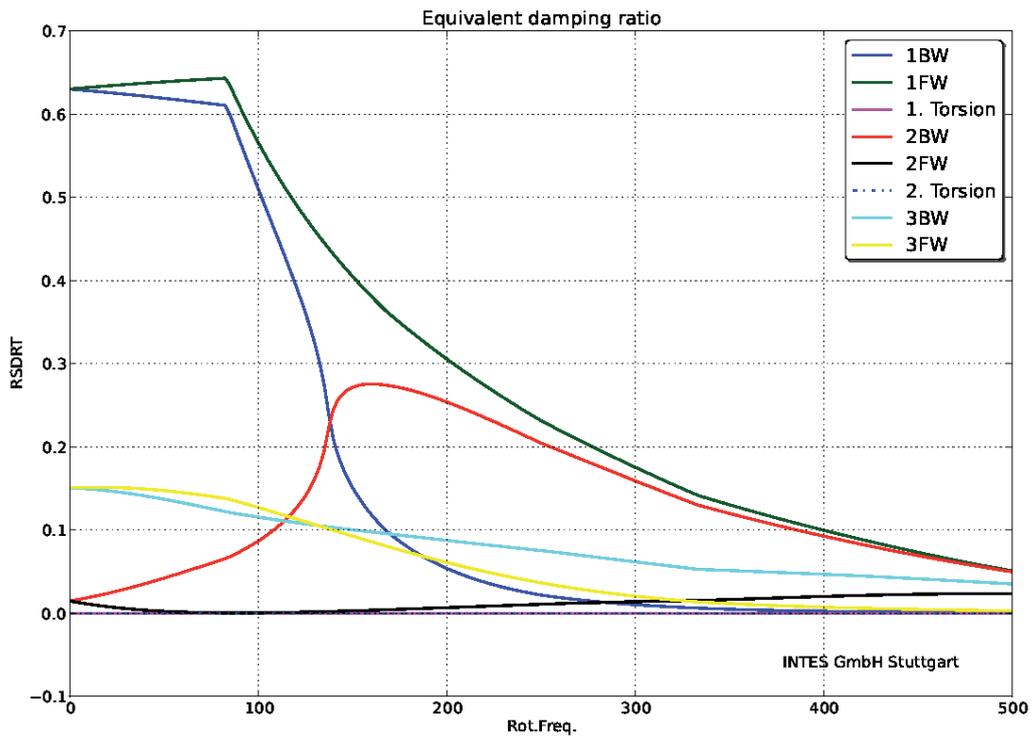


Abb. 4 : Äquivalentes Dämpfungsverhältnis für die Gasturbine

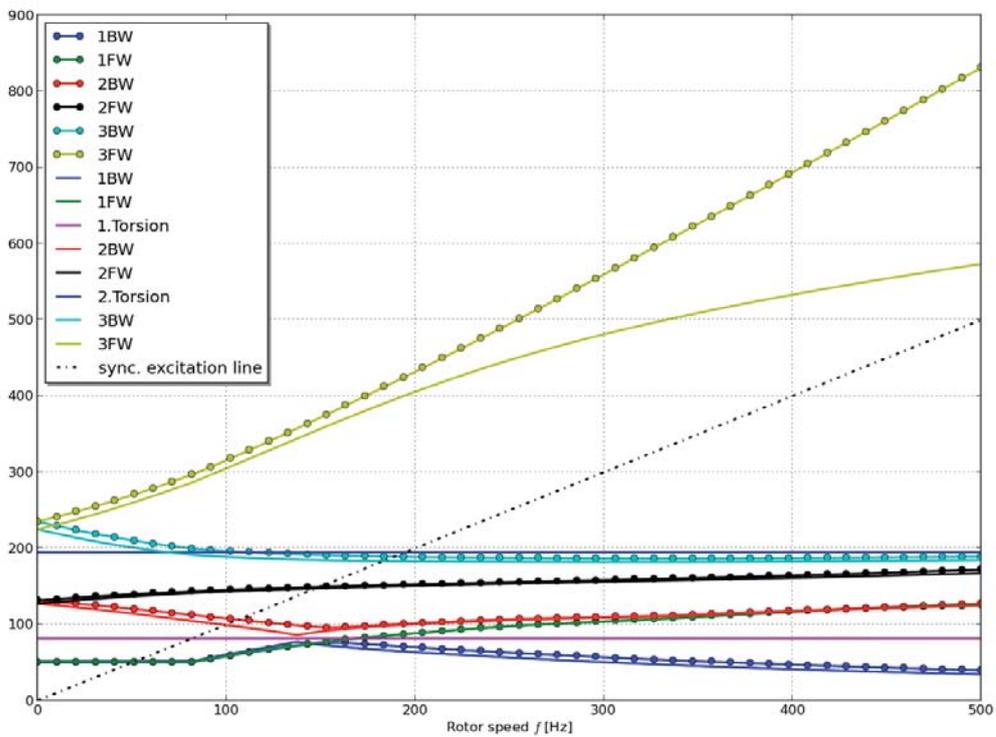


Abb. 5 : Campbell-Diagramm zur Gasturbine

3.1.3 Unwuchtanregung

Eine Unwucht von 10^{-4} kg m wird an der Einzelscheibe am Knoten 21 des Finite-Elemente-Modells innerhalb der numerischen Analysen berücksichtigt. Abb. 6 zeigt die Amplituden an verschiedenen Knotenpunkten infolge der wirkenden Unwucht. Die Resonanzüberhöhung zur ersten kritischen Drehzahl fehlt, da die Dämpfung des hinteren Lagers die Überhöhung unterdrückt.

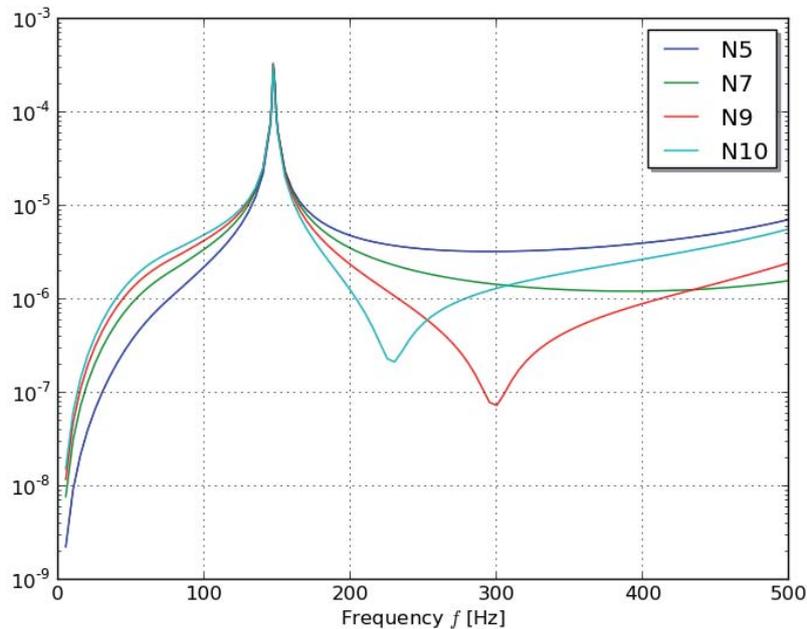


Abb. 6: Unwuchtantwort an ausgewählten Positionen der Gasturbine

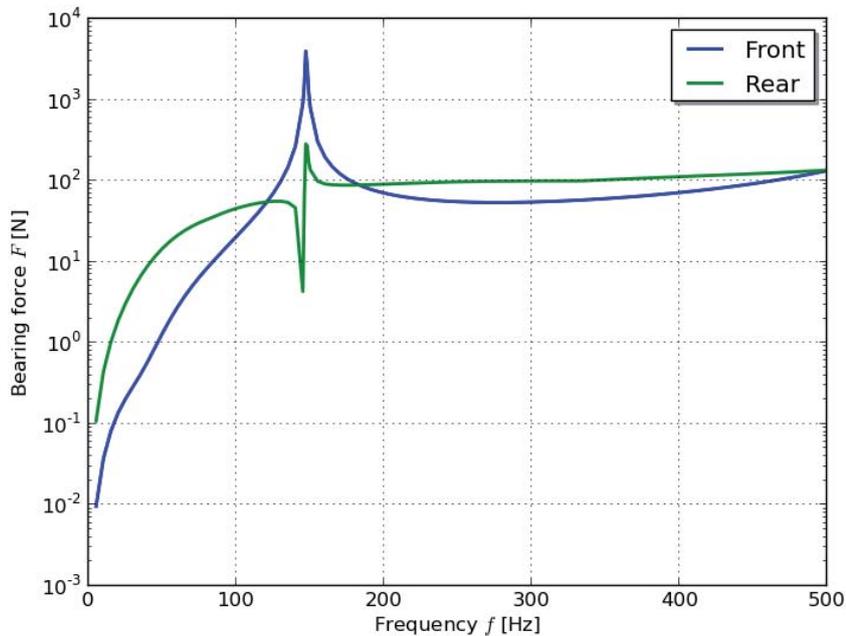


Abb. 7 : Dynamische Lagerreaktionskräfte

3.2 Schleifmaschine

Eine Schleifmaschine (Abb. 8) ist ein Werkzeug zum Schärfen von Werkzeugen, Glätten von Oberflächen oder zum Entfernen von Beschichtungen auf Oberflächen. Je nach Material und dessen Härte werden Schleifscheiben aus unterschiedlichen Trägern und mit Schleifmitteln je nach Anwendung eingesetzt. Das CAD-Modell der Schleifmaschine wird durch Grabcad [6] zur Verfügung gestellt.

Es ist eine bekannte Tatsache, dass das Gehäuse einen Einfluss auf die Dynamik des Rotors hat, Daher ist die Interaktion von Rotor und Stator ein wesentlicher Aspekt in der dynamischen Analyse des Rotors. Deshalb betrachten alle folgenden Analysen das Gesamtsystem, bestehend aus rotierenden und nichtrotierenden Teilen.

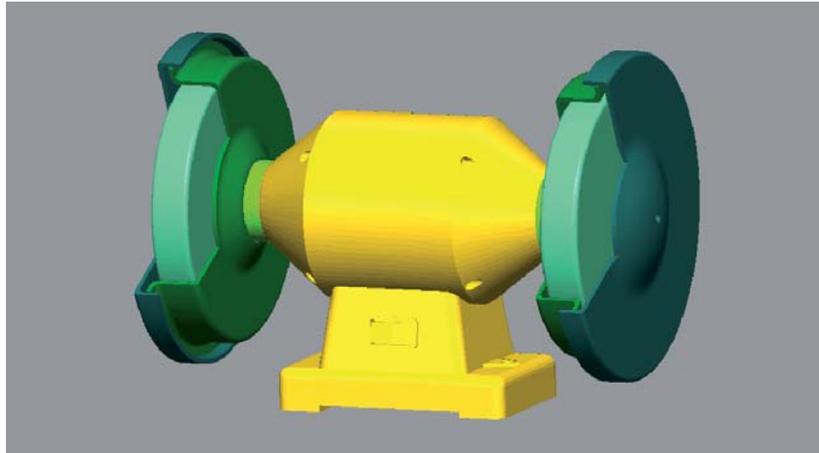


Abb. 8: Schleifmaschine: Durchmesser der Schleifscheiben $D = 123$ mm

3.2.1 Drehzahlabhängige Lager

Eine diagonale Steifigkeitsmatrix

$$K(\Omega) = \text{diag} \left\{ f_{2001} \quad f_{2002} \quad f_{2002} \quad 0 \quad 10^5 \quad 10^5 \right\} \quad (9)$$

wird hier für die Beschreibung der Lager verwendet - somit werden Querkopplungseffekte vernachlässigt. Die Funktionsverläufe der Funktionen f_{2001} und f_{2002} aus Gleichung (9) sind in Abb. 9 dargestellt.

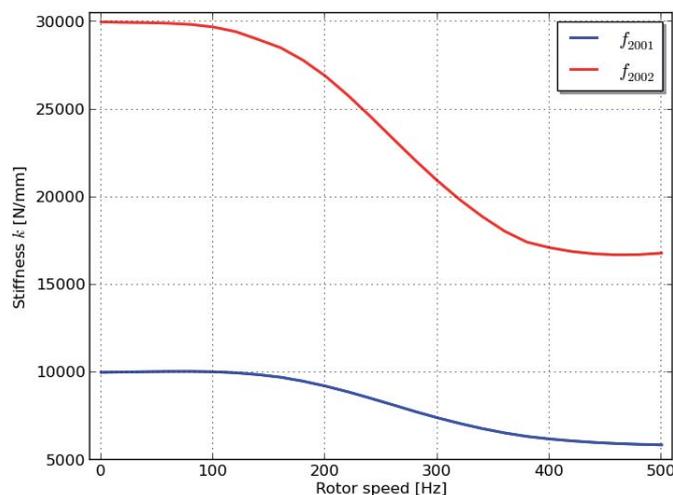


Abb. 9 : Drehzahlabhängige Lagersteifigkeit

3.2.2 Zentrifugallast

Das Verschiebungsfeld infolge einer Zentrifugallast ist in Abb. 10 gezeigt. Die statische Vorlaufanalyse ist notwendig, um die zusätzlichen Matrizen infolge der Rotation zu berechnen.

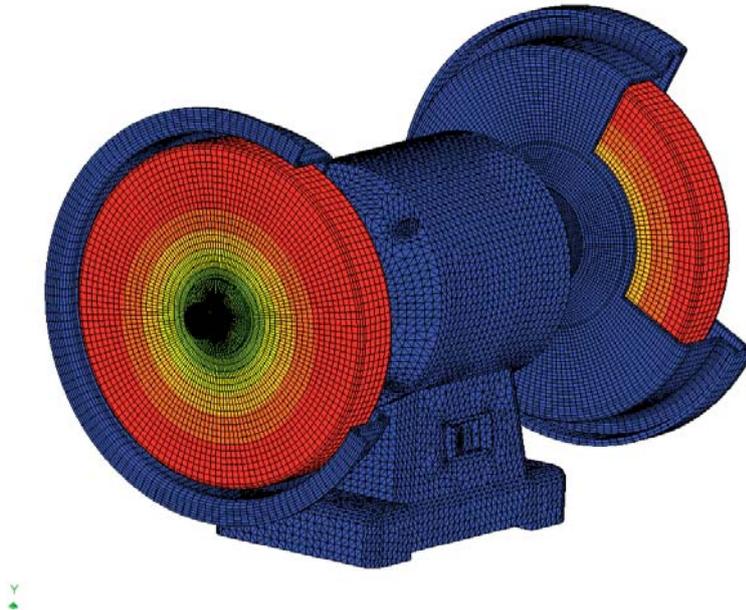


Abb. 10 : Verschiebungsfeld infolge einer Zentrifugallast

Das Campbell-Diagramm zur Schleifmaschine ist in Abb. 11 zu sehen. Die Frequenzen der Torsions- und Axialeigenformen sind drehzahlunabhängig.

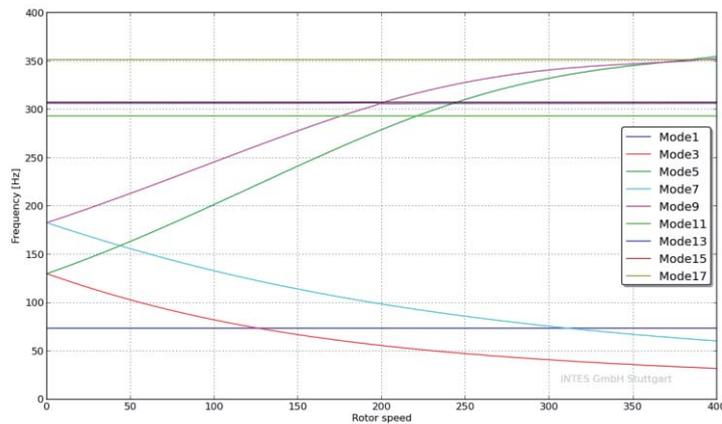


Abb. 11: Campbell-Diagramm der Schleifmaschine

3.2.3 Schallabstrahlleistung

Die Schallabstrahlleistung kann nach Modal- und Frequenzganganalysen sowie transienten Analysen im Zeitbereich berechnet werden. Das Ergebnis kann in PERMAS für alle Schalen-, Membran- und sogenannte LOADA bzw. FSINTA Elemente generiert werden. Die flächenbezogene Schallabstrahlleistung ist proportional zu

$$\bar{v}^2 = \frac{1}{A} \int v_n^2 dA, \tag{10}$$

wobei v_n die Geschwindigkeit in Normalrichtung an der schwingenden Oberfläche bezeichnet. Das Ergebnis ist der über die Elementfläche gemittelte quadratische Wert der Elementnormalen-geschwindigkeit.

Die Verteilung der Schallabstrahlleistungsdichte infolge Unwuchtanregung der Schleifmaschine ist für 50 Hz in Abb. 12 dargestellt.

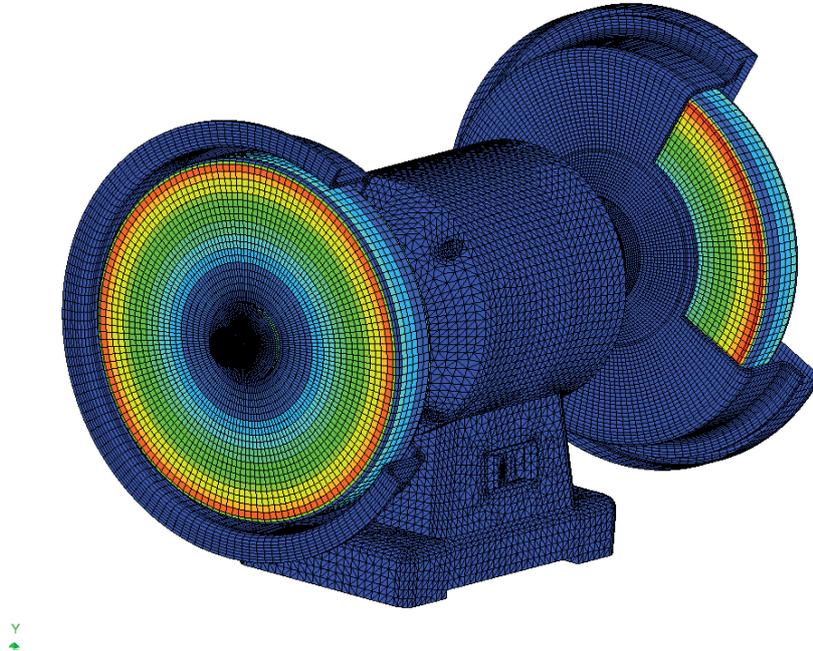


Abb. 12: Schallabstrahlleistungsdichte für $f = 50$ Hz

4 Zusammenfassung

Eine vollständige rotordynamische Analyse ist durchgeführt und an einem Beispiel aus der Literatur validiert worden. Typische Ergebnisse, wie zum Beispiel das Campbell-Diagramm, dynamische Lagerreaktionskräfte infolge einer Unwucht und kritische Geschwindigkeiten sind berechnet worden. Das zweite Beispiel adressiert die Rotor-Stator-Interaktion einer Schleifmaschine. Darüber hinaus wurde die Schallabstrahlleistung für rotierende und nichtrotierende Teile der Gesamtstruktur berechnet.

Mögliche Erweiterungen der vorliegenden Arbeit beinhalten:

- Die Auslegung leichter und schnelldrehender Rotoren erfordert ein tiefes Verständnis der Rotordynamik, um überhöhte Schwingungen im Betriebsdrehzahlbereich zu vermeiden. Aus diesem Grund ist es vorteilhaft Optimierungstechniken [17] einzusetzen, um u.a. Spannungen und Verschiebungen zu reduzieren. Hierzu stehen innerhalb von PERMAS Module zur Topologie-, Parameter- und Formoptimierung zur Verfügung. Einige Design Constraints wie z. B. \$DCONSTRAINT WEIGHT, FREQ, CAMPBELL, CFREQ, NPSTRESS, ELSTRESS erlauben somit eine Optimierung hinsichtlich der obengenannten Nebenbedingungen ohne einen externen Optimierer in die Prozesskette zu integrieren. Desweiteren ist auch eine Positionsoptimierung der Lager verfügbar.
- Weitere Aspekte sind die automatisierte Generierung sogenannter Critical Speed Maps, in denen die kritischen Geschwindigkeiten über der Lagersteifigkeit halblogarithmisch aufgetragen werden, die einen wichtigen Beitrag für ein besseres Verständnis elastisch gelagerter Rotoren darstellen.

5 Danksagung

Die Autoren bedanken sich bei Dr. João C. Menezes und Dr. Geraldo Creci Filho für das Campbell-Diagramm zum Balkenmodell des ersten Beispiels.

6 Referenzen

Die Autoren sind unter info@intes.de für Rückfragen erreichbar.

- [1] PERMAS Version 14: Users Reference Manual, INTES Publication No. 450, Stuttgart, 2012
- [2] PERMAS Version 14: Examples Manual, INTES Publication No. 550, Stuttgart, 2012.
- [3] VisPER Version 3.1.005: VisPER Users Manual, INTES Publication No. 470, Stuttgart, 2012
- [4] PERMAS Product Description Version 14, INTES, Stuttgart, 2012
http://www.intes.de/kategorie_unternehmen/publikationen
- [5] Medina FEM Pre- and Post-Processing, T-Systems International GmbH,
<http://servicenet.t-systems.com/medina>
- [6] Grabcad <http://grabcad.com>
- {7} Bench Grinder <http://grabcad.com/library/bench-grinder>
- [8] Combescure, D. Lazarus, A.: "Refined finite element modelling for the vibration of large rotating machines: Applications to the gas turbine modular helium reactor power conversion unit", Journal of Sound and Vibration, Vol. 318, 2008, pp.1262—1280
- [9] Creci, C., Menezes, J.C., Barbosa, J.R., Corra, J.A.: Rotordynamic analysis of a 5-kilonewton thrust gas turbine by considering bearing dynamics, Journal of Propulsion and Power, Vol. 27, 2011, pp. 330—336
- [10] Friswell, M. I., Penny, J.E.T., Garvey, S.D., Lees, A.W.: Dynamics of rotating machines, Cambridge University Press, 2010.
- [11] Geradin, M., Kill, N.: A new approach to finite element modeling of flexible rotors, Eng. Comput., Vol. 1, 1984, pp. 52—64.
- [12] Jaquet-Richardet, G., Torkhani, M., Cartraud, P., Thouverez, F., Nouri Baranger, T., Herran, M., Gibert, C., Baguet, S., Almeida, P., Peletan, L.: Rotor to stator contacts in turbomachines. Review and Application, Mechanical Systems and Signal Processing, 2013, in press
- [13] Nandi, A., Neogy, S.: Modelling of rotors with three-dimensional solid finite elements, Journal of Strain Energy, Vol. 36, 2001, pp. 359—371
- [14] Nandi, A.: On computation of response of a rotor in deformed configuration using three-dimensional finite elements, Communications in Numerical Methods in Engineering, Vol. 19, 2003, pp. 179—195
- [15] Nelson, F.C.: Rotor dynamics without equations, International Journal of COMADEM, Vol. 10, 2007, pp. 2—10
- [16] Nelson, H.D.: A finite rotating shaft element using Timoshenko beam theory, Journal of Mechanical Design, Vol. 102, 1980, pp. 793—803
- {17} Pugachev, A.O., Sheremetyev, A.V., Tykhominov, V.V., Timchenko, I.D.: Gradient-based optimization of a turbo-prop rotor system with constraints on stresses and natural frequencies, 51st AIAA/ASME/ASCE/AHS/ASC Structures, Structural Dynamics, and Materials Conference, 12-15 April 2010, Orlando, Florida
- [18] Wagner, M.B., Younanm A., Allaire, P., Cogill, R.: Model reduction methods for rotor dynamic analysis: A survey and review, Journal of Rotating Machinery, Vol. 2010, 2010.
- [19] PERMAS Version 14: Rotierende Systeme
http://www.intes.de/kategorie_permas/anwendungen/rotierende_systeme

Genau und effiziente Methoden zur multiaxialen Betriebsfestigkeitsanalyse

Christian Gaier, Klaus Hofwimmer, Helmut Dannbauer

Engineering Center Steyr GmbH & Co KG, Magna Powertrain, St. Valentin, Österreich

Im Automobil- und allgemeinen Maschinenbau spielen Betriebsfestigkeitsanalysen von geometrisch komplexen Bauteilen, auf welchen multiaxiale Lasten wirken, eine wichtige Rolle um potentielle Anrissstellen zu identifizieren und um die Lebensdauer bis zum Anriss abzuschätzen (d.h. technischer Anriss mit einigen Millimeter Länge, der mit freiem Auge detektiert werden kann). Lebensdauerberechnungsprogramme verwenden i.A. Spannungen und Dehnungen aus Finite Elemente Analysen. Dabei gilt es oft große Finite Elemente Modelle mit mehreren Millionen Knoten und Elementen zu verarbeiten. Dies wiederum erfordert effiziente Algorithmen zur Lebensdauervorhersage um die Rechenzeiten im Zaum zu halten. Gleichzeitig werden von den Analysemethoden vom technischen Standpunkt ausreichend genaue Ergebnisse erwartet. Es sollen auch beliebige zufallsartige nicht-proportionale Lasten, welche auf Bauteilen unterschiedlicher Materialien (duktil, semi-duktil, spröd) wirken, bewertet werden können. In diesem Beitrag werden Methoden sowohl für den Dauer- als auch Zeitfestigkeitsbereich (ab einigen tausend Zyklen) vorgestellt. Sie basieren größtenteils auf dem kritischen Schnittebenen-Verfahren kombiniert mit einer Rainflow-Zyklenzählung und linearer Schadensakkumulation. Jede der vorgestellten Methoden hat ihre spezifischen Vorteile, aber keine ist allen anderen überlegen. Daher empfiehlt es sich, durch Kombination verschiedener Methoden Synergien bezüglich Effizienz und Genauigkeit zu nutzen. Für die schnelle Identifikation kritischer Stellen sind einfache Methoden ausreichend. Für die detailliertere Analyse der kritischen Stellen können dann aufwendigere Methoden herangezogen werden. Am Engineering Center Steyr wird diese Strategie seit vielen Jahren erfolgreich eingesetzt. Methoden unterschiedlicher Komplexität zur multiaxialen Betriebsfestigkeitsbewertung stehen im kommerziellen Fatigue Solver FEMFAT zur Verfügung. Weiters können eine Vielfalt von Einflüssen auf die Lebensdauer wie Kerben, Mittelspannung, Oberflächenbehandlungen, Temperatur, usw. berücksichtigt werden. Vergleiche mit Versuchsergebnissen sowohl von biege- und torsionsbelasteten Proben als auch von multiaxial belasteten Bauteilen zeigen eine gute Übereinstimmung.

1 Einleitung

Zur betriebsfesten Auslegung von Maschinenbauteilen hat sich durch die rasante Leistungssteigerung von Computern die numerische Simulation, insbesondere die Finite Elemente Methode (FEM) als unverzichtbares Werkzeug zur Spannungs- und Verformungsanalyse entwickelt. Nichtsdestotrotz sind nach wie vor umfangreiches Spezialwissen und viel Erfahrung erforderlich, um gute Ergebnisse bei Lebensdauersimulationen zu erhalten, welche auf FEM-Spannungsergebnissen aufbauen. Viele verschiedene Lebensdauerberechnungsmethoden existieren (wie z.B. eine Vielzahl von Schädigungsparametern, welche schwierig zu überblicken sind; spannungs- oder dehnungsbasierte Methoden für HCF/LCF (High/Low Cycle Fatigue = Lang-/Kurzzeitfestigkeit), verschiedene Methoden für proportionale/nicht-proportionale Beanspruchungen und spröde/duktile Werkstoffe [1-8]), und es ist nicht leicht die richtige Methode zu einem speziellen Problem auszuwählen.

Effiziente Methoden zur Analyse dynamisch belasteter komplexer Strukturen aus dem Automobilbau (z.B. Motorblock, Kurbelwelle, Getriebegehäuse, Karosserie), wo die kritischen Stellen nicht bekannt sind und erst durch die Lebensdauerberechnung identifiziert werden sollen, sollten folgende Anforderungen erfüllen:

- Invarianz gegenüber Koordinatentransformationen.
- Zyklische Zugdruck- (oder Biege-) und Torsionsbelastungen und deren Kombinationen sollen für Werkstoffe beliebiger Duktilität (spröd, semi-duktil, duktil) korrekt bewertet werden können. Als grundlegende Werkstoff-Eingabeparameter dienen Zugdruck-Wöhlerlinien, definiert durch Wechselfestigkeit σ_W , Neigung k und Ecklastspielzahl N_E , und die Schubwechselfestigkeit τ_W .
- Anwendung von Zyklen-Zählverfahren wie z.B. das klassische Rainflow-Zählverfahren [9].

- Bewertung von drei-axialen Spannungszuständen (z.B. bei belasteten Bauteiloberflächen oder bei gehärteten Oberflächen, wo der Riss vom Bauteilinneren ausgehen kann).
- Bewertung von zufallsartig und nicht-proportional belasteten Komponenten.
- Vom praktischen Standpunkt aus betrachtet sollte die Rechenzeit für große FEM-Modelle mit mehreren Millionen Knoten und Elementen, simultan belastet durch mehrere hundert Lastkanäle mit mehreren zehntausend Zeitpunkten, nicht eine Nacht übersteigen.
- Berücksichtigung verschiedener Einflüsse auf die Lebensdauer wie z.B. Kerben, Mittelspannung, technologische Größe, Oberflächenbehandlungen, Temperatur, usw.
- Berücksichtigung lokaler plastischer Zonen durch Korrektur linear gerechneter FE-Spannungen nach Neuber u.a.

In diesem Beitrag werden mehrere Verfahren präsentiert, welche je nach Komplexität mehr oder weniger diese Anforderungen erfüllen.

2 Klassische Hypothesen auf Basis von Spannungsinvarianten

Das Ermüdungsverhalten von Werkstoffen kann durch versuchstechnisch ermittelte Wöhlerlinien an glatten ungekehrten Proben charakterisiert werden. Dabei werden wechselnde Zug-Druckbelastungen aufgebracht, welche zu ein-axialen Spannungszuständen führen. Bei komplexen Bauteilgeometrien liegen jedoch zwei-axiale Spannungszustände an der Oberfläche und drei-axiale Spannungszustände im Bauteilinneren vor. Diese Spannungszustände müssen in einen schädigungsäquivalenten skalaren Wert umgewandelt werden, mit welchem aus bekannten Probenwöhlerlinien die Bauteillebensdauer abgelesen werden kann. Für diese Vorgangsweise wird eine Schädigungshypothese benötigt. Klassische Ansätze sind die Normalspannungshypothese für sprödes Material (z.B. Grauguss) unter Verwendung der größten Hauptnormalspannung, sowie die Gestaltänderungsenergie-Hypothese für duktile Werkstoffe (z.B. Stahl) unter Verwendung der Von Mises-Spannung:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_{11}^2 + \sigma_{22}^2 + \sigma_{33}^2 - \sigma_{11}\sigma_{22} - \sigma_{22}\sigma_{33} - \sigma_{33}\sigma_{11} + 3(\tau_{12}^2 + \tau_{13}^2 + \tau_{23}^2)} \quad (1)$$

Diese Vergleichsspannungen sind invariant gegenüber Koordinatentransformationen ("Spannungsinvarianten"). Sie können für die rasche Identifikation kritischer Stellen von eher einfach belasteten Bauteilen verwendet werden, bei welchen keine Zyklenzählung erforderlich ist.

Für Torsionsbelastung ist die Von Mises-Spannung um $\sqrt{3}$ größer als die maximale Hauptnormalspannung. Die Gestaltänderungsenergie-Hypothese impliziert daher eine gegenüber der Zugdruckwechselfestigkeit um $\sqrt{3}$ kleinere Torsionswechselfestigkeit, während bei der Normalspannungshypothese diese gleich sind. Es erweist sich als ein wesentlicher Nachteil von Spannungsinvarianten, dass das Verhältnis Zugdruck-/Schubwechselfestigkeit vorgegeben ist und nicht flexibel an die reale Werkstoffduktilität angepasst werden kann. Einige Werkstoffe wie z.B. Aluminiumguss verhalten sich semiduktill. Spannungsinvarianten sind in diesem Fall ungeeignet zur Dauerfestigkeitsbewertung bei Torsion. Die Normalspannungshypothese würde Ergebnisse auf der unsicheren Seite liefern, die Gestaltänderungsenergie-Hypothese auf der konservativen Seite.

3 Vergleichsspannung und Verfahren der kritischen Schnittebene

Als Maß für die Werkstoffduktilität kann das Verhältnis aus Zugdruck- zu Schubwechselfestigkeit verwendet werden:

$$k = \frac{\sigma_w}{\tau_w} \quad (2)$$

In Tabelle 1 sind die (inversen) Werte aus der deutschen FKM-Richtlinie [10] aufgelistet.

| Werkstoffklasse | <i>k</i> | <i>g</i> |
|--|----------|----------|
| Stahl, Stahlguss GS und Aluminiumknetwerkstoff | 1.73 | 0.223 |
| Sphäroguss GJS | 1.54 | 0.572 |
| Temperguss GJM und Aluminiumgusswerkstoff | 1.33 | 1.47 |
| Grauguss GJL | 1.00 | ∞ |

Tabelle 1: Werkstoffabhängiger Schubwechselfestigkeitsfaktor k (Der Parameter g ist in Kapitel 6 beschrieben). Ziel ist es nun, den Schubwechselfestigkeitsfaktor k in einer Vergleichsspannung einzubauen, wobei die Invarianz gegen Koordinatentransformationen nicht verloren gehen darf. Eine Lösung dieses Problems besteht in der Anwendung des Verfahrens der kritischen Schnittebene. Aus Normal- und Schubspannungsamplitude σ_{na} und τ_a kann in der Schnittebene eine an die Von Mises-Spannung angelehnte Vergleichsspannung konstruiert werden, welche den Werkstoffparameter k enthält („Werkstoffcharakteristische Vergleichsspannung“ nach [14]):

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_{na}^2 + k^2 \tau_a^2} \quad (3)$$

Die Schnittebene mit maximalen σ_{eq} wird als kritisch für das Werkstoffversagen angesehen. Gl. 3 liefert jedoch exakte Ergebnisse nur für $k \leq \sqrt{2}$. Ein kleiner Fehler ergibt sich für $k > \sqrt{2}$ bei ein-axialen Zugdruckspannungen. Dargestellt ist dies für $k = \sqrt{3}$ in Abb. 1 links, wo der Mohrsche Spannungskreis, der aufgrund des Schubwechselfestigkeitsfaktor zu einer Ellipse gestreckt ist, für ein-axialen Zug zu sehen ist (bezogen auf Spannung 1). Die kritische Schnittebene ist nun durch den Punkt auf der Ellipse mit dem größten Abstand vom Ursprung festgelegt. Für Zugspannungen sollte dieser Punkt auf der Normalspannungsachse liegen, aber aufgrund der stark gestreckten Ellipse wandert der Punkt nach oben (roter Pfeil). Dies kann durch eine Umformulierung der Vergleichsspannung für $k > \sqrt{2}$ korrigiert werden:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{k^2 \left(1 - \frac{k^2}{4}\right) \sigma_{na}^2 + k^2 \tau_a^2} \quad (4)$$

Damit wird die Ellipse zusätzlich in horizontaler Richtung gestaucht, sodass sich wieder ein korrekter normierter Vergleichsspannungswert = 1 ergibt (Abb. 1 rechts).

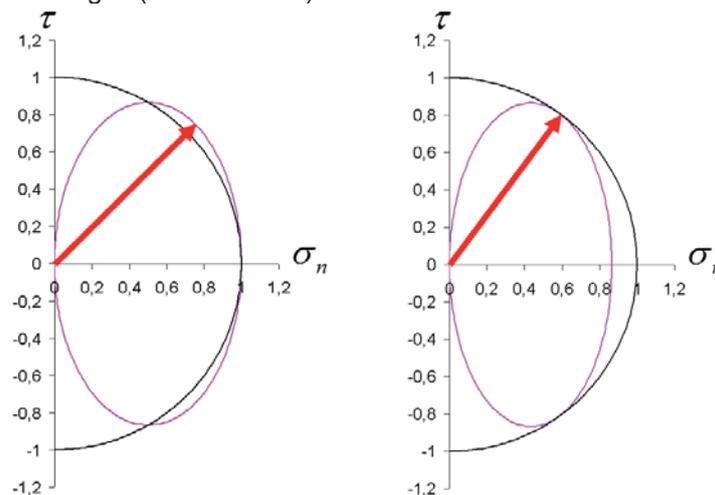


Abb. 1: Gestreckter Mohrscher Spannungskreis nach Gl. 3 (links) und 4 (rechts).

4 Rainflow-Zyklenzählung und das Vorzeichenproblem

Für nicht-proportionale Lasten, welche lokal zu drehenden Hauptnormalspannungen führen können, hat sich die Methode der kritischen Schnittebene zu einem universellen Standardverfahren entwickelt. Das Prinzip ist einfach: Für alle Schnittebenen in einem gewissen Winkelabstand wird eine Schädigung berechnet. Die Ebene mit größter Schädigung wird als kritisch für das Werkstoffversagen angesehen. Der Winkelabstand sollte für genaue Ergebnisse entsprechend klein sein, jedoch sind aufgrund der Rechenzeit praktische Grenzen gesetzt. An freien Oberflächen mit ebenen Spannungszuständen brauchen nur Schnittebenen senkrecht zur Oberfläche betrachtet werden (z.B. 18 Ebenen im 10 Grad Abstand). Für drei-axiale Spannungszustände, welche an druckbelasteten Oberflächen (z.B. in Lagern) oder im Bauteilinneren auftreten, müssen alle Schnittebenen in Betracht gezogen werden, deren Normalvektoren eine Halbkugel aufspannen. Für einen Winkelabstand von ca. 10 Grad ergeben sich damit ca. 200 Schnittebenen.

Als schädigungsrelevante Ereignisse wurden geschlossene Hysteresen im Spannungsdehnungspfad identifiziert. Nach Palmgren-Miner kann die Teilschädigung eines jeden Lastzyklus, der sich lokal als geschlossene Hysterenschleife manifestiert, linear zur Gesamtschädigung aufsummiert werden. Obwohl die Gültigkeit der

linearen Schadensakkumulation schon mehrfach in Frage gestellt wurde, ist sie aufgrund ihrer Einfachheit und Effektivität weit verbreitet, und die Genauigkeit ist für technische Fragestellungen i.A. ausreichend. Für zufallsartige Belastungen müssen geschlossene Zyklen mittels eines Zählverfahrens identifiziert werden, wobei sich in der Betriebsfestigkeit das Rainflow-Verfahren als das Geeignetste erwiesen hat [9], siehe Abb. 2. Die Zyklenhäufigkeiten werden dabei ökonomisch in einer Rainflow-Matrix abgelegt. Es erhebt sich nun die Frage, von welcher physikalischen Größe die Zyklen in Verbindung mit dem Schnittebenenverfahren gezählt werden sollen. Dabei bietet sich die Vergleichsspannung nach Gl. 3 und 4 an ausgestattet mit einem Vorzeichen, welches z.B. von der Normalspannung übernommen wird [14]:

$$\sigma_{eq} = \text{sgn}(\sigma_{na}) \cdot \sqrt{\sigma_{na}^2 + k^2 \tau_a^2} \tag{5}$$

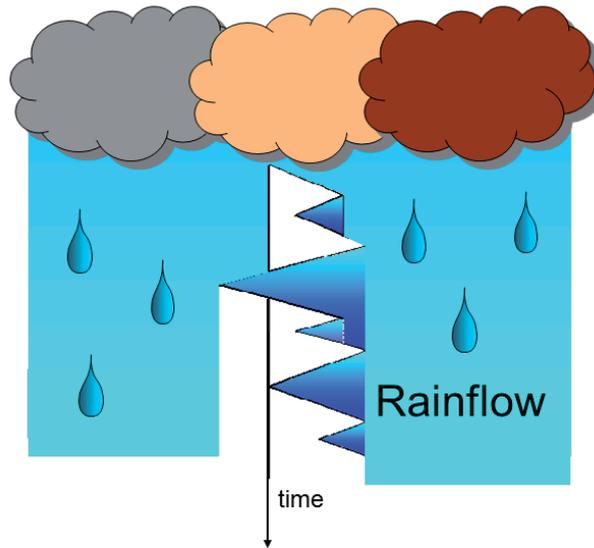


Abb. 2: Rainflow-Zählung von geschlossenen Hystereseschleifen.

Für stark nicht-proportionale Belastungen kann diese Vorgangsweise jedoch aufgrund des Vorzeichens zu unphysikalisch großen Spannungsamplituden führen. In Abb. 3 ist ein besonders krasses Beispiel dargestellt. Eine wechselnde Zugdruckbelastung mit kleiner Amplitude (blau) ist einer zeitlich konstanten und relativ großen Torsionslast (grün) überlagert. Der Vergleichsspannungsverlauf in der kritischen Schnittebene senkrecht zur Lastrichtung (rot) enthält unphysikalische Unstetigkeiten, welche zu unrealistisch großen Spannungsamplituden führen.

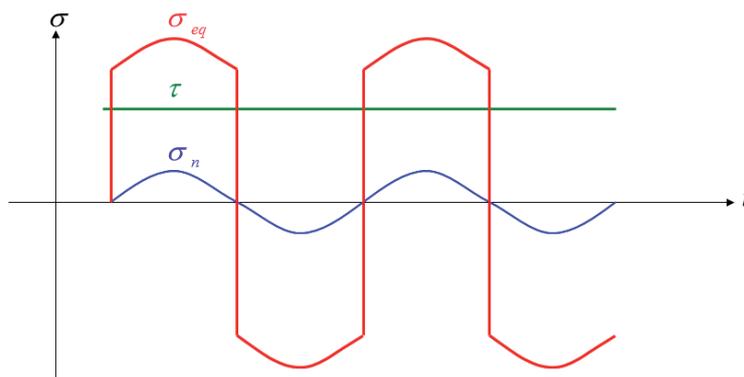


Abb. 3: Demonstration des Vorzeichenproblems.

5 Die Methode der skalierten Normalspannung

Zur Lösung des Vorzeichenproblems wird eine schädigungsäquivalente Skalierung der Normalspannung in Schnittebenen abhängig vom Spannungszustand (Zug – Torsion – hydrostatisch und deren Kombinationen) vorgeschlagen. Der sich ergebende Vergleichsspannungsverlauf kann einer Rainflow-Zählung unterworfen werden, um geschlossene Zyklen im Spannungsdehnungspfad für die Lebensdaueranalyse zu identifizieren. Dazu wird eine Größe $V(t)$ eingeführt, die zu jedem Zeitpunkt t den Spannungszustand charakterisiert. Die Vorgehensweise ist folgende [2, 16, 18]:

- Berechnung der lokalen Hauptnormalspannungen $\sigma_1(t) > \sigma_2(t) > \sigma_3(t)$ zu jedem Zeitpunkt t .
- Berechnung des Verhältnisses minimaler zu maximaler Hauptnormalspannung zu jedem Zeitpunkt:

$$V(t) = \frac{\sigma_3(t)}{\sigma_1(t)} \quad \text{für} \quad |\sigma_1(t)| > |\sigma_3(t)| \quad (6)$$

$$V(t) = \frac{\sigma_1(t)}{\sigma_3(t)} \quad \text{für} \quad |\sigma_3(t)| > |\sigma_1(t)| \quad (7)$$

Das Verhältnis V ist ein Wert zwischen -1 und $+1$ mit folgender Bedeutung:

- $V = -1$: Dominante Schubbelastung
- $V = 0$: Dominante Zugdruckbelastung
- $V = +1$: Hydrostatischer Spannungszustand

Es wird besonders darauf hingewiesen, dass $V(t)$ immer eine stetige Funktion in der Zeit ist, auch für nicht-proportionale Spannungszustände mit drehenden Hauptrichtungen.

- In Abhängigkeit von $V(t)$ wird nun die Normalspannung σ_n in der betrachteten Schnittebene schädigungsäquivalent skaliert. Der zeitabhängige Skalierungsfaktor ist:

$$f(t) = 1 + (1 - k)V(t) \quad (8)$$

Die Werkstoffverhältniszahl k ist nach Gl. 2 definiert. Auch $f(t)$ ist eine stetige Zeitfunktion bei nicht-proportionalen Spannungszuständen mit drehenden Hauptrichtungen. Für proportionale Belastungen ist f zeitlich konstant.

Bei spröden Werkstoffen mit $k=1$ wird der Spannungszustand nicht verändert ($f = 1$). Die Normalspannung wird also direkt bewertet, d.h. die Normalspannungshypothese ist somit als Spezialfall direkt in der Methode der skalierten Normalspannung enthalten.

Bei duktilen Werkstoffen dagegen hängt f vom Belastungszustand ab: Bei Zugdruck ($V = 0$) bleibt die Spannung weiterhin unverändert, bei Torsion dagegen ($V = -1$) wird sie um den Faktor k hochskaliert, um die schädigendere Wirkung des Schubs quantitativ korrekt abzubilden. Dieses Verhalten deckt sich mit der Gestaltänderungsenergie-Hypothese. Für $k = \sqrt{3}$ ist der Betrag der skalierten Normalspannung in der kritischen Schnittebene identisch mit der Von Mises Spannung, aber im Unterschied zu dieser mit einem Vorzeichen ausgestattet. Damit ist die skalierte Normalspannung einer Rainflow-Zählung zugänglich, was als wichtigster Vorteil dieser Methode angesehen werden kann.

Für den hydrostatischen Spannungszustand ($V = 1$) wird f linear extrapoliert. Das macht durchaus Sinn, denn die damit einhergehende Reduktion des Spannungszustands steht ebenfalls im Einklang mit der Gestaltänderungsenergie-Hypothese, bei welcher die Von Mises-Spannung Null ergibt. Nach Gl. 8 wird f und somit auch die skalierte Normalspannung Null für sehr duktile Werkstoffe mit $k = 2$.

Aus programmtechnischer Sicht ist es wesentlich effizienter, bereits vor der Transformation der Spannung in die Schnittebenen die sechs Komponenten des Spannungstensors mit f zu skalieren. Damit erspart man sich die Skalierung der Normalspannung für jede Schnittebene.

- Im Weiteren wird das kritische Schnittebenenverfahren angewandt: In der Schnittebene erfolgt die Rainflow-Klassierung der skalierten Normalspannung mit anschließender Schädigungsrechnung (i.a. lineare Schadensakkumulation nach Palmgren/Miner). Dabei kommen Zugdruck-Wöhlerlinien zur Anwendung,

in welchen bereits verschiedenste Einflüsse wie z.B. Stützwirkung (Spannungsgradienteneinfluss) [10-13], Mittelspannungseinfluss (quantifiziert durch ein Haigh-Diagramm), Temperatur, Rauheit, Oberflächenbehandlungen usw. eingerechnet wurden. Die Schnittebene mit der höchsten Schädigung wird als kritisch erachtet. Der Einfluss der Werkstoff-Duktilität wurde dabei bereits durch die Skalierung der Normalspannung (beziehungsweise des Spannungstensors) berücksichtigt.

Für die Bewertung der Dauerfestigkeit muss für alle auftretenden Spannungsamplituden folgende Bedingung erfüllt sein:

$$\sigma_{eq,a \max} = \max_n(\sigma_{eq,a,n}) < \sigma_W \quad (9)$$

Der Sicherheitsfaktor gegen Dauerbruch berechnet sich somit:

$$SF = \frac{\sigma_W}{\sigma_{eq,a \max}} \quad (10)$$

Die Dauerfestigkeit σ_W sollte wiederum Einflüsse wie Spannungsgradient, Mittelspannung, Temperatur, usw. enthalten.

6 Das „Kritische Schnittebene – Kritische Komponente“-Verfahren

Die Methode der skalierten Normalspannung liefert i.A. gute Ergebnisse innerhalb annehmbarer Rechenzeiten. Es gibt aber einige methodische Einschränkungen: Für Torsionsbelastungen kommen gleiche Mittelspannungsempfindlichkeiten (bzw. gleiche Haigh-Diagramme) und Wöhlerlinien gleicher Neigung wie für Zugdruckbeanspruchung zur Anwendung. Versuche haben jedoch gezeigt, dass die Mittelspannungsempfindlichkeit für Schub i.A. kleiner ist (oder sogar verschwindet) als für Zugdruck [7]. Auch die Neigung der Wöhlerlinie ist flacher [10]. Zur Beschreibung dieser Unterschiede eignet sich ein Verfahren, das eine Verallgemeinerung des „Kritische Schnittebenen“-Verfahrens darstellt [15, 17]: Der Spannungstensor muss zweimal reduziert werden, um eine skalare Rainflow-klassierbare Größe zu erhalten (Abb. 4). Im ersten Schritt erfolgt die Spannungstransformation in eine Schnittebene, deren Lage im Raum durch ihren Normalenvektor \mathbf{n} festgelegt ist:

$$\begin{aligned} S_{n,x}(t) &= \sigma_{xx}(t) n_x + \sigma_{xy}(t) n_y + \sigma_{xz}(t) n_z \\ S_{n,y}(t) &= \sigma_{yx}(t) n_x + \sigma_{yy}(t) n_y + \sigma_{yz}(t) n_z \\ S_{n,z}(t) &= \sigma_{zx}(t) n_x + \sigma_{zy}(t) n_y + \sigma_{zz}(t) n_z \end{aligned} \quad (11)$$

Man erhält einen zeitabhängigen Spannungsvektor $\mathbf{S}_n(t)$ bestehend aus drei unabhängigen Komponenten $S_{n,x}(t)$, $S_{n,y}(t)$ and $S_{n,z}(t)$. Im zweiten Schritt wird der Spannungsvektor auf eine Richtung \mathbf{d} projiziert (Abb. 5):

$$S_{n,d}(t) = \mathbf{d} \cdot \mathbf{S}_n(t) = d_x S_{n,x}(t) + d_y S_{n,y}(t) + d_z S_{n,z}(t) \quad (12)$$

Zwei Spezialfälle können unterschieden werden:

- Mit $\mathbf{d}=\mathbf{n}$ erhält man die Normalkomponente $N_n(t)$ des Spannungsvektors $\mathbf{S}_n(t)$.
- Mit $\mathbf{d} \cdot \mathbf{n}=0$ erhält man eine Schubkomponente $T_n(t)$. Für 3D-Spannungszustände ist \mathbf{d} nicht eindeutig festgelegt und seine Richtung kann innerhalb der Schnittebene variiert werden.

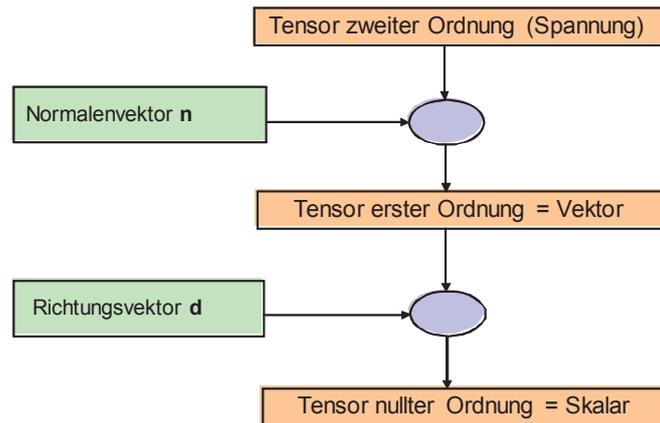


Abb. 4: Tensor-Reduktion.

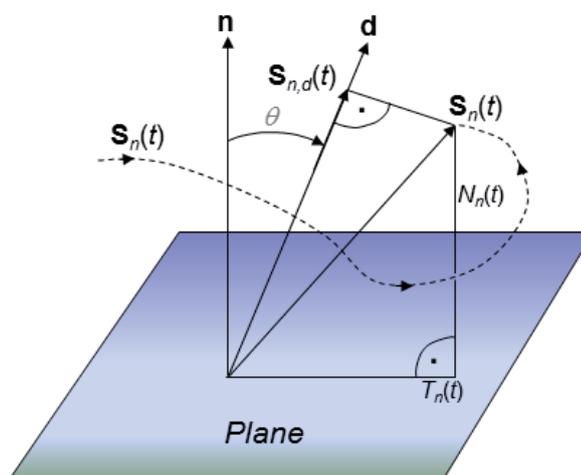


Abb. 5: Projektion des zeitabhängigen Spannungsvektors auf eine vorgegebene Richtung.

Für gegebene Richtungsvektoren \mathbf{n} und \mathbf{d} erhält man mit Gl. (11) und (12) eine zeitabhängige skalare Spannungsgröße $S_{n,d}(t)$, auf welche das Rainflow-Zählverfahren mit anschließender Schädigungsanalyse angewendet werden kann (lineare Schadensakkumulation nach Miner). Diese Vorgangsweise kann für jede Kombination von \mathbf{n} and \mathbf{d} durchgeführt werden. Diejenige Kombination, bei der die Schädigung am größten wird, wird als „kritische Schnittebene – kritische Komponente“ \mathbf{n}_c und \mathbf{d}_c bezeichnet. Analog zum herkömmlichen Schnittebenen-Verfahren wird angenommen, dass die Spannungskomponente in Richtung \mathbf{d}_c in der Schnittebene \mathbf{n}_c verantwortlich für das lokale Werkstoffversagen ist.

Zwei grundlegende Belastungsarten können mit Hilfe des Polarwinkels θ unterschieden werden (siehe Abb. 5):

- $\theta = 0^\circ$... Zug- oder Druckspannung, je nach Vorzeichen von $S_{n,d}(t)$
- $\theta = 90^\circ$... Schubspannung

Dazwischenliegende Polarwinkel bezeichnen Kombinationen beider Belastungen mit jeweils unterschiedlichen Gewichtungen. Alle Richtungen \mathbf{d} mit gleichem Polarwinkel θ spannen einen Kegel auf und repräsentieren denselben Belastungstyp. Die Dauerfestigkeit ist somit gleich entlang des Kegels und hängt bei isotropem Werkstoff nur vom Polarwinkel ab. Diese Abhängigkeit kann versuchstechnisch an Proben bestimmt werden, die mit kombinierten, unterschiedlich gewichteten, zyklischen Biege- und Torsionslasten beaufschlagt werden.

Aber nicht nur Dauerfestigkeiten können als Funktion von θ bestimmt werden, sondern auch Wöhlerkurven zur Lebensdauerberechnung und Haigh-Diagramme zur Berücksichtigung des Mittelspannungseinflusses. Üblicherweise sinkt die Dauerfestigkeit bei überlagerten Zugmittelspannungen und steigt bei Druckmittelspannungen. Haigh-Diagramme sind daher asymmetrisch bei Zugdruckbelastungen, müssen aber symmetrisch sein bei Torsionslasten. Das „Kritische Schnittebene – Kritische Komponente“-Verfahren bietet nun eine elegante Möglichkeit, einen stetigen Übergang des Haigh-Diagramms von Zugdruck nach Schub als Funktion des Polarwin-

kels θ zu berücksichtigen. Diese „Haigh-Fläche“ ist in Abb. 6 beispielhaft für Vergütungsstahl veranschaulicht, wo bei $\theta = 90^\circ$ (= Torsion) die Symmetrie deutlich erkannt werden kann.

Abb. 7 zeigt gemessene Wöhlerkurven eines Vergütungsstahls. Die Versuche an Proben wurden am LBF in Darmstadt durchgeführt [19]. Einstufige Biege- und Torsionslasten wurden einzeln bzw. kombiniert aufgebracht. Basierend auf diesen Versuchsergebnissen (Biegung, Torsion und phasengleich kombiniert) wurde folgende Abhängigkeit der Dauerfestigkeit vom Polarwinkel θ postuliert [17]:

$$\sigma_{fl,\theta} = \frac{\sigma_{fl} + \tau_{fl}}{2} + \frac{\sigma_{fl} - \tau_{fl}}{2} \cos(2\theta) + \frac{\sigma_{fl} - \tau_{fl}}{8} (1 - \cos(4\theta)) \quad (13)$$

Gl. 13 hat jedoch den Nachteil, dass bei stetiger Vergrößerung des Torsionsanteils bei kombinierter Last der kritische Polarwinkel θ_c zuerst bei null Grad verharrt und plötzlich auf einen größeren Wert springt. Wünschenswert wäre jedoch, wenn man vom kritischen Polarwinkel umkehrbar eindeutig auf die Biege- und Torsionsanteile schließen könnte. Eine Funktion der Dauerfestigkeit abhängig vom Polarwinkel kann abgeleitet werden, wenn folgender einfacher Zusammenhang zwischen dem Verhältnis Torsion/Biegebelastung und dem kritischen Polarwinkel angenommen wird:

$$\frac{\tau_a}{\sigma_a} = \frac{g}{2} \tan \theta_c \quad (14)$$

Für reine Zugbeanspruchung soll also der kritische Polarwinkel 0° betragen, für reine Torsion 90° . Der Faktor g ist ein Maß für die Werkstoffduktilität und direkt verknüpft mit dem Schubwechselfestigkeitsfaktor k , siehe Tab. 1. Durch Minimierung des Sicherheitsfaktors nach Gl. 10 bei θ_c erhält man

$$\sigma_{fl,\theta} = \sigma_{fl} \left[\frac{1+a}{2} \left(\frac{a-g^2}{1-g^2} \right)^{g^2} \right]^{\frac{1}{1+g^2}} \quad (15)$$

mit der Abkürzung

$$a = \sqrt{\cos^2 \theta + g^2 \sin^2 \theta}. \quad (16)$$

In Abb. 8 sind die beiden Dauerfestigkeitsverläufe nach Gl. 13 und 15 gegenübergestellt.

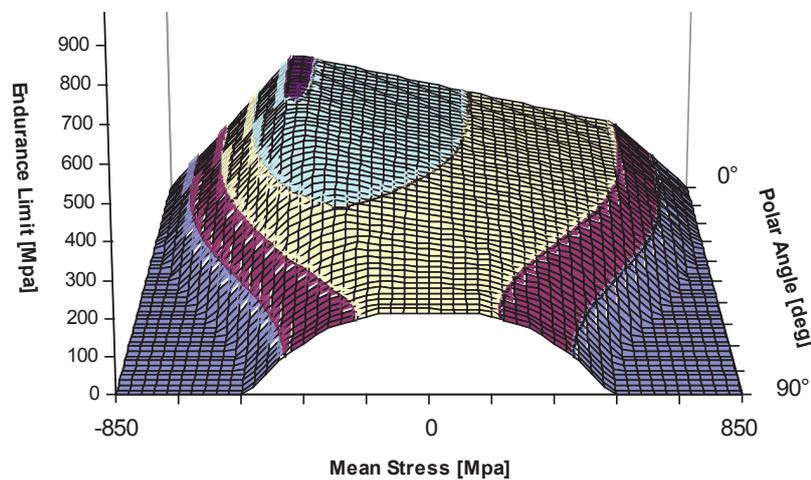


Abb. 6: Haigh-diagramm eines Vergütungsstahls als Funktion des Polarwinkels θ .

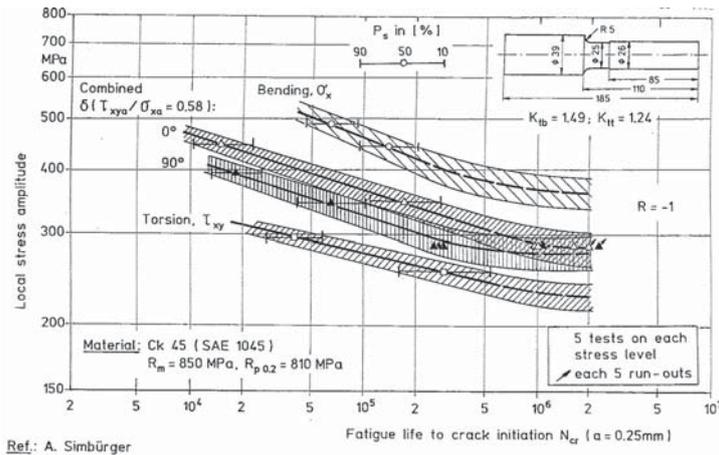


Abb. 7: Gemessene Wöhlerkurven eines Vergütungsstahls [19].

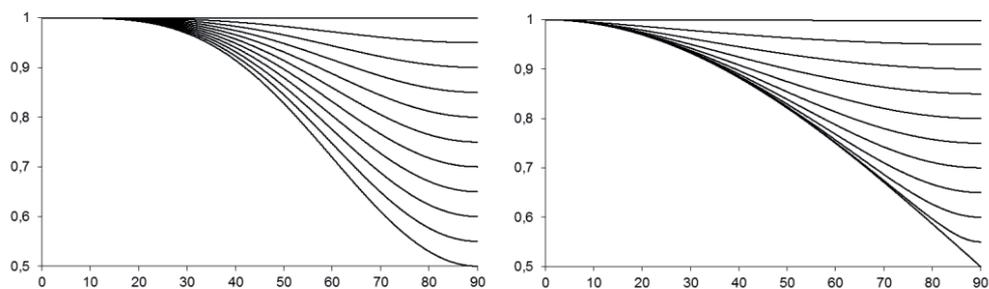


Abb. 8: Normierte Dauerfestigkeitsverläufe für unterschiedliche Werkstoffduktilität ($1/k$ von 0,5 bis 1), links nach Gl. 13, rechts nach Gl. 15.

7 Kombination verschiedener Methoden für optimale Ergebnisse

Tabelle 2 gibt einen Überblick über Vor- und Nachteile der präsentierten Methoden. Keine Methode ist absolut perfekt, jedoch können optimale Ergebnisse durch Nutzung von Synergien bei Anwendung verschiedener Methoden erzielt werden. So wird für die relativ rasche Identifikation von kritischen Stellen nichtproportional belasteter Bauteile mit komplexer Geometrie die Verwendung der Methode der skalierten Normalspannung empfohlen. In einem zweiten Schritt können dann die kritischen Stellen mit dem Verfahren der kritischen Schnittebene – kritischen Komponente nochmals analysiert werden, um die Genauigkeit der absoluten Lebensdauervorhersage zu verbessern.

| | Spannungs-invarianten | Vergleichs-spannung in kritischer Schnittebene | Skalierte Normal-spannung | Kritische Schnittebene – kritische Komponente |
|--|-----------------------|--|---------------------------|---|
| Einbeziehung Schub-wechselfestigkeit | nein | ja | ja | ja |
| Rainflow-Zählung an-wendbar | nein | nein | ja | ja |
| Anpassung an kombi-nierter phasengleicher Biege-Torsionslast möglich | nein | nein | nein | ja |
| Einbeziehung Schub-Wöhlerlinie und Schub-Haigh-Diagramm | nein | nein | nein | ja |
| Rechengeschwindigkeit | schnell | mittel | mittel | langsam |

Tabelle 2: Vergleich der präsentierten Methoden.

8 Anwendungsbeispiel: Achsschenkel

Als Teil einer Vorderachsaufhängung wurde ein Achsschenkel aus Vanadium-Stahl mit einer Zugfestigkeit von $R_m=850 \text{ N/mm}^2$ analysiert (Abb. 9 links). Ein Schubwechselfestigkeitsfaktor $k=1.73$ wurde verwendet (Tabelle 1) mit einer Zugdruck-Wechselfestigkeit von 383 N/mm^2 und einer Schub-Wechselfestigkeit von 221 N/mm^2 .

Für qualitativ hochwertige Betriebsfestigkeitsergebnisse sind möglichst genaue Spannungssimulationen unumgänglich. Daher mussten Nichtlinearitäten aufgrund von Kontakt und Reibung an der Befestigung bei der FE-Verformungsanalyse berücksichtigt werden. Auch Vorspannungen von Schrauben und Radmuttern mussten berücksichtigt werden. Schnittkräfte wurden mittels einer Mehrkörpersimulation mit ADAMS berechnet. Für die Spannungsanalyse wurde MSC/NASTRAN verwendet. Die multiaxiale Betriebsfestigkeitsanalyse wurde mit FEMFAT MAX durchgeführt. Dieses Modul beinhaltet alle beschriebenen Vergleichsspannungshypothesen.

Weiters wurden folgende Einflüsse auf die Lebensdauer berücksichtigt:

- Kerbeinfluss bzw. Einfluss des Spannungsgradienten auf die lokale Wöhlerkurve (nach [12]) und auf die statische Zug- und Druckfestigkeit (Modifikation des Haigh-Diagramms)
- Mittelspannungseinfluss unter Verwendung eines Haigh-Diagramms
- Berücksichtigung der Mittelspannungsumlagerung aufgrund lokaler plastischer Zonen mit Hilfe einer Neuber-Korrektur von linearen Spannungen mit dem Modul FEMFAT PLAST
- Oberflächenrauheit nach [10]

Abb. 10 links zeigt die Schädigungsverteilung berechnet mit FEMFAT. Zur Verifikation des Ergebnisses wurde die Vorderachsaufhängung im Festigkeitslabor des Engineering Center Steyr geprüft, siehe Abb. 9 rechts. Folgende vier Kräfte wurden mit servohydraulischen Zylindern eingeleitet:

- Längskraft (X-Richtung)
- Querkraft (Y-Richtung)
- Vertikalkraft (Z-Richtung)
- Lenkmoment

Die mit FEMFAT berechnete Lebensdauer war sehr nahe am Versuchsergebnis innerhalb der Streubreite auf der konservativen Seite, siehe Abb. 10.



Abb. 9: Links: Achsschenkel; Rechts: Prüfstands Aufbau.

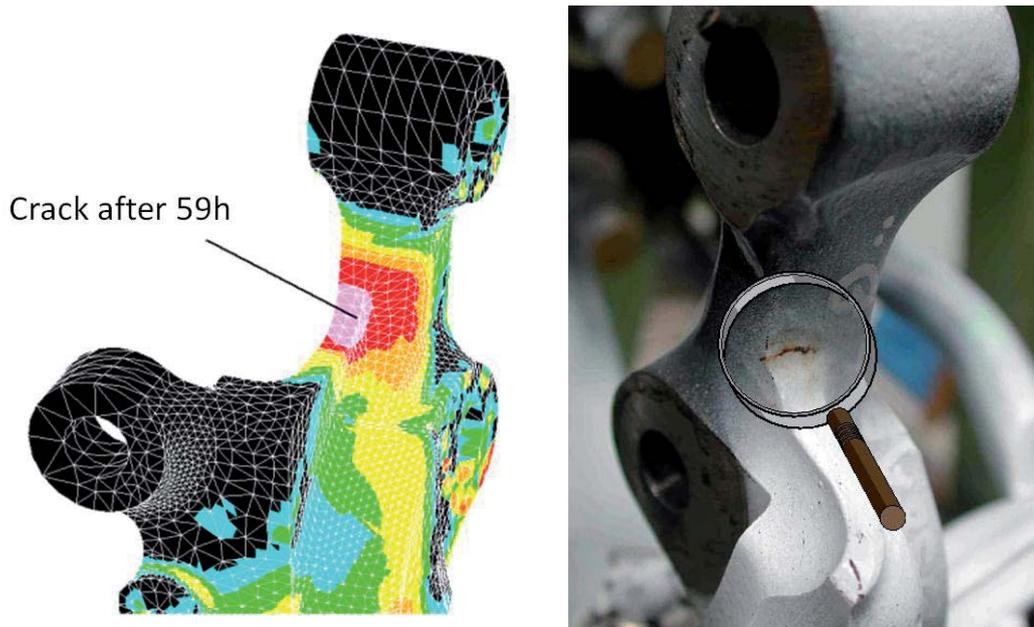


Abb. 10: Links: FEMFAT-Ergebnis; Rechts: Anriss nach 93h.

9 Zusammenfassung

Es wurden mehrere spannungsbasierte Methoden zur Betriebsfestigkeitsanalyse sowohl im Zeit- als auch Dauerfestigkeitsbereich präsentiert. Die fortgeschritteneren Methoden basieren auf dem Verfahren der kritischen Schnittebene und sind für Metalle beliebiger Duktilität anwendbar (duktil, semiduktil, spröd). Für zufallsartige Belastungen werden Belastungszyklen über das klassische Rainflow-Zählverfahren bestimmt. Unter Verwendung von Spannungsergebnissen aus Finite Elemente Analysen können diese Methoden zur Lebensdauervorhersage von großen Strukturen mit komplexer Geometrie herangezogen werden (z.B. Teile aus dem automotiven Bereich wie Kurbelwellen, Motorblöcke, Zylinderköpfe, usw.). Kritische Stellen müssen nicht im Voraus bekannt sein. Um Vorteile verschiedener Methoden zu kombinieren, wird für die relativ rasche Identifikation von kritischen Stellen die Verwendung der Methode der skalierten Normalspannung empfohlen. In einem zweiten Schritt können dann die kritischen Stellen mit dem Verfahren der kritischen Schnittebene – kritischen Komponente nochmals analysiert werden, um die Genauigkeit der absoluten Lebensdauervorhersage zu verbessern. Beide Methoden sind in der kommerziellen Betriebsfestigkeitsanalyse-Software FEMFAT verfügbar und werden seit mehreren Jahren erfolgreich angewendet.

10 Literatur

- [1] Socie D.F. and Marquis G.B.: "Multiaxial Fatigue", SAE, Warrendale, U.S.A., 2000
- [2] Lee Y.-L., Barkey M. E. and Kang H.-T.: "Metal Fatigue Analysis Handbook", Butterworth Heinemann, 2012
- [3] Findley W.N., Mathur P.N.: "Modified theories of fatigue failure under combined stress", Proc. SESA, Vol. XIV, No.1, 1956, pp.35-46
- [4] Zenner H., Heidenreich R. and Richter I.: "Fatigue Strength under Nonsynchronous Multiaxial Stresses", Z. Werkstofftech. 16, Germany, 1985, pp. 101-112
- [5] Zenner H., Simbürger A., Liu J.: "On the fatigue limit of ductile metals under complex multiaxial loading", Int. J. of Fatigue 22, 2000, pp. 137-145
- [6] Chu C. C., Conle F. A. and Hübner A.: "An Integrated Uniaxial and Multiaxial Fatigue Life Prediction Method", VDI Berichte Nr. 1283, Germany, 1996, pp. 337-348
- [7] Papadopoulos I. V., Davoli P., Gorla C., Filippini M. and Bernasconi A.: "A comparative study of multiaxial high-cycle fatigue criteria for metals", Int. J. Fatigue, Vol. 19, No. 3, 1997, pp. 219-235

- [8] "High-cycle metal fatigue, from theory to applications", CISM courses and lectures – No. 392, edited by Dang Van and I.V. Papadopoulos, Springer 1999
- [9] Matsuishi M. and Endo T.: "Fatigue of Metals Subjected to Varying Stress", Proc. Kyushi Branch JSME, 1968, pp. 37–40
- [10] FKM-Richtlinie "Rechnerischer Festigkeitsnachweis für Maschinenbauteile", Forschungs-kuratorium Maschinenbau, VDMA Verlag, 6. Auflage, 2012
- [11] Hück M., Thrainer L. and Schütz W.: "Berechnung von Wöhlerlinien für Bauteile aus Stahl, Stahlguß und Grauguß – Synthetische Wöhlerlinien", VBFEh, Bericht Nr. ABF 11, Düsseldorf, 1983
- [12] Eichlseder W.: "Rechnerische Lebensdaueranalyse von Nutzfahrzeugkomponenten mit der Finite Elemente Methode", Dissertation, University of Technology Graz, Austria, 1989
- [13] Eichlseder W. and Unger B.: "Prediction of the Fatigue Life with the Finite Element Method", SAE Paper 940245, 1994
- [14] Gaier C., Unger B., Vogler J.: "Theory and Application of FEMFAT - a FE-Postprocessing Tool for Fatigue Analysis", Proceedings of the 7th International Fatigue Congress, Beijing, 1999, pp.821-826
- [15] Gaier C., Pramhas G., Steiner W.: "An Extended Critical Plane Criterion for General Load Situations", Proceedings of the 8th International Fatigue Congress, Stockholm, 2002, pp. 259-266
- [16] Gaier C., Dannbauer H.: "An Efficient Critical Plane Method for Ductile, Semi-ductile and Brittle Materials", Proceedings of the 9th International Fatigue Congress, Atlanta, 2006
- [17] Gaier C., Dannbauer H.: "Fatigue Analysis of Multiaxially Loaded Components with the FE-Postprocessor FEMFAT-MAX", ESIS Publication 31, 2003, pp. 223-240
- [18] Gaier C., Dannbauer H.: "A Multiaxial Fatigue Analysis Method for Ductile, Semi-Ductile, and Brittle Materials", Arabian Journal for Science & Engineering, Volume 33, Number 1B, April 2008, pp. 223-235
- [19] Simbürger A.: „Festigkeitsverhalten zäher Werkstoffe bei einer mehrachsigen phasenverschobenen Schwingbeanspruchung mit körperfesten und veränderlichen Hauptspannungsrichtungen“, Fraunhofer Institut LBF, Darmstadt, Bericht Nr. FB-121, 1975

Lebensdauerabschätzung von Komponenten für Windenergieanlagen für die gesamte Nutzungsdauer

Prof. Dr. G. Willmerding, J. Häckh

Firma: Steinbeis Transfer Zentrum, Ulm, Germany;

W. Artner

Firma: AWOTEC, Österreich, Bad Vöslau

WEA werden für eine Lebensdauer von ca. 20 Jahren ausgelegt. Eine große Zahl von gemessenen Last-Zeit-Funktionen wird für die Lebensdauerberechnungen verwendet und die Ergebnisse werden auf die gesamte Auslegungszeit von 20 Jahren extrapoliert. Am Beispiel eines Planetenträgers wird das Vorgehen skizziert.

Als Belastungen werden dabei berücksichtigt:

- das Generatormoment**
- die Durchbiegung des Maschinenbettes**
- das Eigengewicht**
- die Schraubenvorspannung**

1 Einführung

Basierend auf gemessenen Lastdaten kann eine Lebensdauerberechnung von Windenergieanlagen unter Verwendung von Mehrkörperdynamiksystemen und/oder Finiten Elementen erfolgen. Dieser Vortrag zeigt am Beispiel eines Planetenträgers, wie dies unter Verwendung der Finite Element Software FEMAP, einem Produkt der Firma Siemens AG, und der Software winLIFE, einem Programm zur Lebensdauerberechnung des Steinbeis Transferzentrums Verkehrstechnik, erfolgt.

2 Simulationsansätze

2.1 Mehrkörpersimulation im „Totale Welt Modell“

Ein sehr universeller Ansatz zur Simulation ist in Fig. 1 dargestellt. Es wird die komplette WEA – hier ist eine schwimmende Off-Shore-Anlage dargestellt - einschließlich ihrer Umgebung modelliert und die Systemgrenzen liegen weit von der Anlage entfernt in der Umwelt. Vorgegeben werden die Windgeschwindigkeiten und die Wellenhöhen. Die gesamte WEA ist detailliert inklusive der kompletten Dynamik, Nichtlinearitäten und Kontakt abgebildet. Für die Auslegung unseres Beispiels Planetenträger ergeben sich damit die für die Lebensdauerberechnung erforderlichen Schnittgrößen automatisch als Teilergebnisse des globalen Systems.

2.2 Superposition und Skalierung statischer Einheitslastfälle am Subsystem

Im Gegensatz zum zuvor beschriebenen „Totale Welt Modell“ wird hier nur das interessierende System, der Planetenträger, betrachtet. Durch Freischneiden werden die Schnittgrößen ermittelt, die nun z.B. durch Messung bestimmt werden müssen. Liegen die Eigenfrequenzen des betrachteten Systems weit genug entfernt (Faktor 3 gegenüber der maximalen Anregungsfrequenz, dann ist dies Vorgehen zulässig und effizient, da die Modellgröße vergleichsweise klein und damit die Rechenzeiten vertretbar sind.

Für das System werden „Einheitslasten“ in Richtung der wirkenden Belastungen aufgebracht und die statischen Spannungs-Ergebnisse (Tensoren) mit den gemessenen Lasten skaliert und superponiert. Durch geschickte Modellbildung können auch Kontakt, Rotation und Nichtlinearitäten abgebildet werden.

Das Ergebnis ist eine Spannungs-Tensor-Zeitfunktion, die nun in der Regel nach dem Verfahren der kritischen Schnittebene für die Lebensdauerberechnung aufbereitet wird.

Lokale Effekte wie Stützwirkung, Oberflächenrauigkeit etc. werden zur örtlichen Modifikation der Basiswöhlerlinie verwendet. Da die Abmessungen moderner WEA sehr groß gegenüber der Probenwöhlerlinie sind, muss selbstverständlich auch der Größeneinfluss des Bauteils mit einbezogen werden.

Regelwerke wie die des Germanischen Lloyd geben eine strukturierte Vorgehensweise insbesondere auch für die Wahl der Parameter der Wöhlerkurve an.

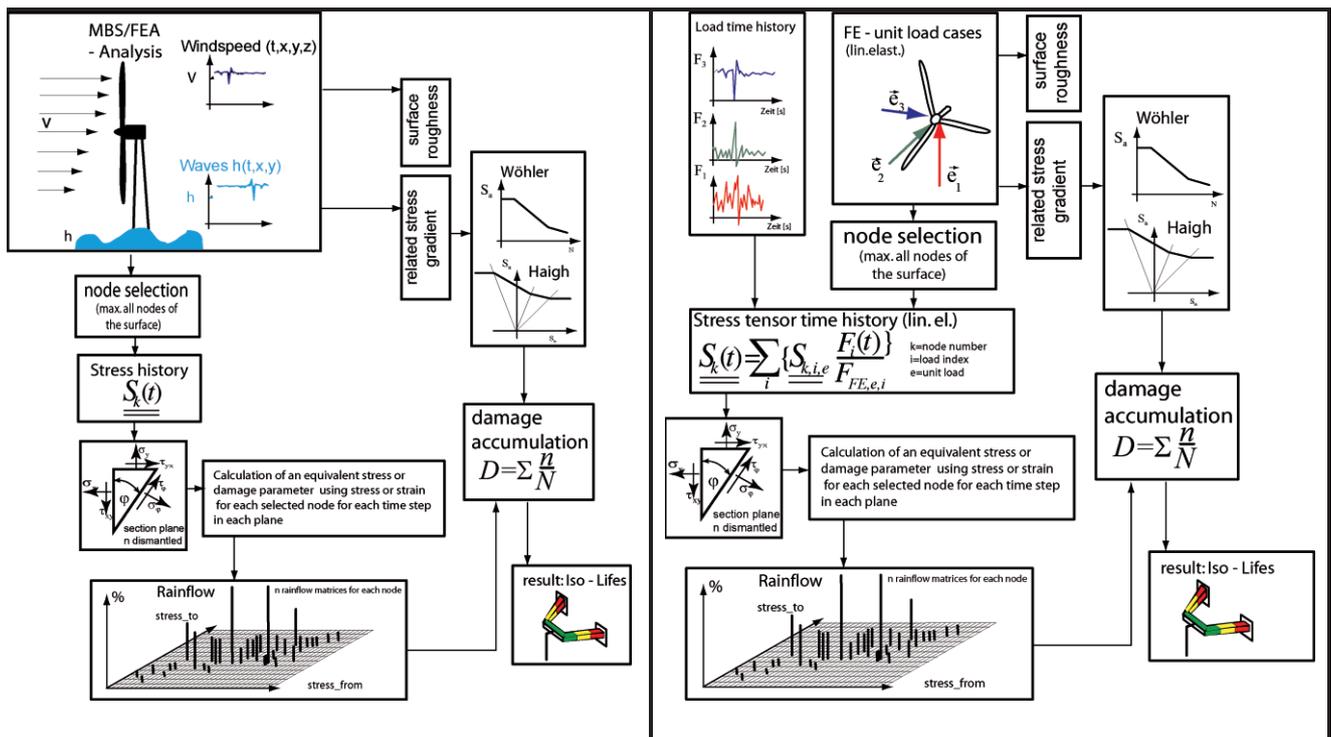


Fig. 1: Simulationsansätze : Totale Welt Modell (links); Superposition und Skalierung des Subsystems (rechts)

3 Datentransfer zwischen Lebensdauerberechnung und FEM/MKS

Der Datentransfer vom FE-System (Spannungstensoren und Koordinaten) zu winLIFE wird durch das *Custom Designable Interface* (CDI) stark vereinfacht und ist innerhalb kurzer Zeit zu realisieren. Die Ergebnisdarstellung (Schadenssumme, äquivalente Amplituden, etc.) erfolgt dann in der Regel innerhalb dem winLIFE-Viewer.

Alle lebensdauerrelevanten Eingaben, Berechnungen, Grafiken erfolgen innerhalb der Lebensdauersoftware. Auch die Ergebnisse der Berechnung, die Schädigung und äquivalente Größen an jedem Knoten, können innerhalb von winLIFE analysiert und auch räumlich auf der Geometrie des Bauteils mit Hilfe des neu integrierten Viewers dargestellt werden. Zusätzlich wird jedoch eine Ergebnisdatei erzeugt, die von externen Programmen wie z.B. dem Post-Prozessor des FE-Programms oder aber von Optimierungssoftware eingelesen und weiterverarbeitet werden kann.

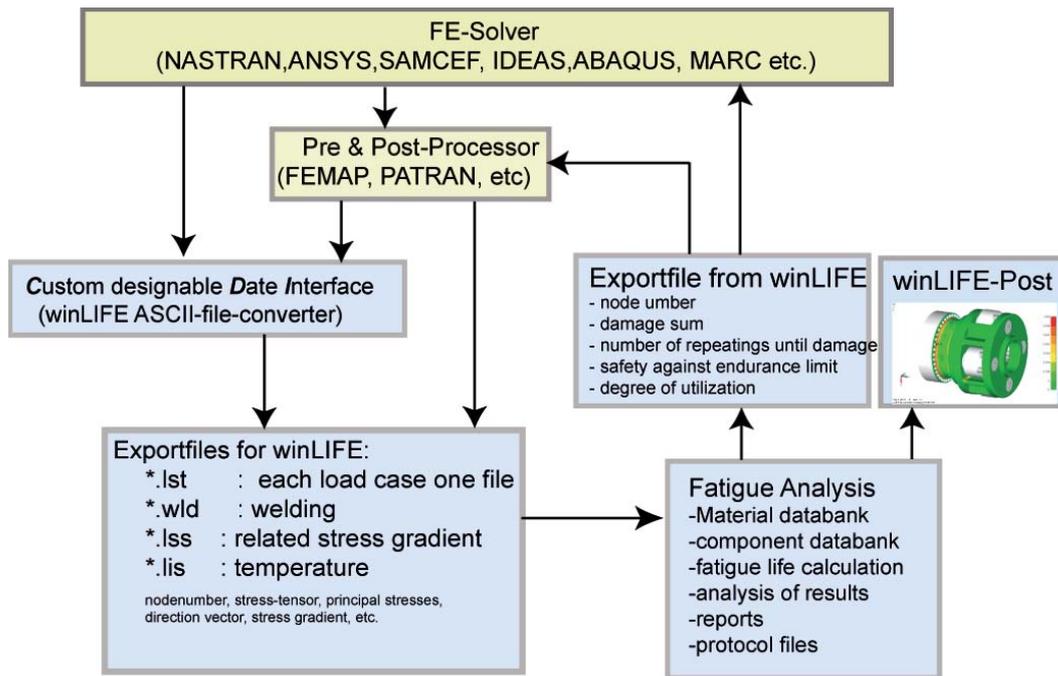


Fig. 2: Datentransfer zwischen MKS/FE-System und Lebensdauerberechnungssoftware winLIFE

4 Beispiel Planetenträger

Das FE-Modell mit den Spannungsergebnissen (von Mises) der Einheitslastfälle zeigt das folgende Bild für die Belastungen

- 1: Moment von den Rotorblättern (Generatormoment)
- 2: Eigengewicht des Planetenträgers einschließlich Zahnrädern
- 3: Verformungen des Maschinenfundamentes
- 4: Vorspannungen der Schrauben

Die Belastungen aus diesen Größen wurden mit einer Abtastrate von 1000 Hz jeweils für Szenarien mit einer Dauer von 10 Minuten gemessen.

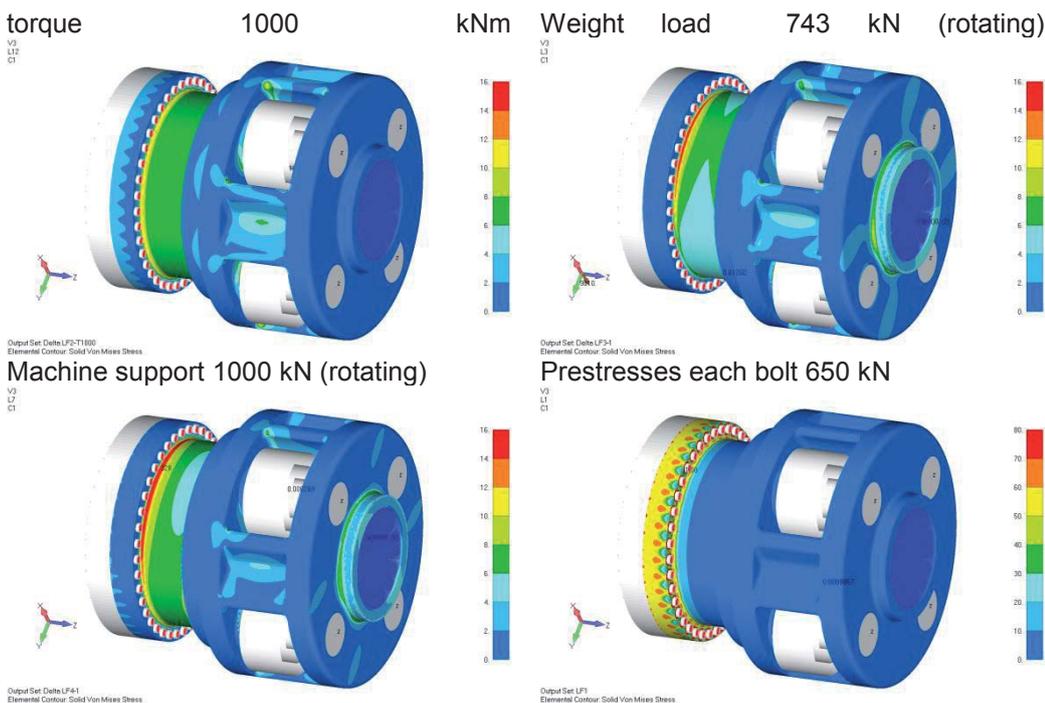


Fig. 3: von Mises Spannungen der Einheitslastfälle

Das Eigengewicht führt auf Grund der Rotation zu nicht zu vernachlässigenden Spannungen.

Um dies zu berücksichtigen wurden Einheitslastfälle auf Grund der Schwerkraft in x und y-Richtung mit Hilfe der FE-Rechnung definiert. Durch Multiplikation der X-Richtungsergebnisse mit einem Sinus der Winkelposition und der Y-Richtungsergebnisse mit einem Cosinus der Winkelposition und anschließender Superposition kann der Gewichtseinfluss der relativ zum Planetenträger rotierenden Lasten korrekt und auf einfache Weise berücksichtigt werden. Bei den FE-Rechnungen wurden auch die erheblichen Effekte auf Grund der Schraubenvorspannungen mit berücksichtigt.

5 Belastung

Um die Gesamtbelastung für 20 Jahre zu simulieren, müssen die einzelnen gemessenen 10-Minuten-Szenarien extrapoliert und auch in einer geeigneten Reihenfolge angeordnet werden. Dass dies von großer Bedeutung ist, zeigt das folgende Bild, bei dem auf ein Schwachwindszenario (links) ein Starkwindszenario (Mitte) und anschließend wieder ein Schwachwindszenario folgt (rechts).

Man sieht sofort, dass die Übergänge (Fig. 4: rot dargestellt) zwischen den Szenarien zu erheblich größeren Schwingweiten führen als die Spannungs-Schwingweiten innerhalb des Szenarios. Diese führen damit zu größeren Schädigungen als die Szenarien selbst! Die Konsequenzen für den Spannungs-Dehnungs-Pfad sind in [7] beschrieben.

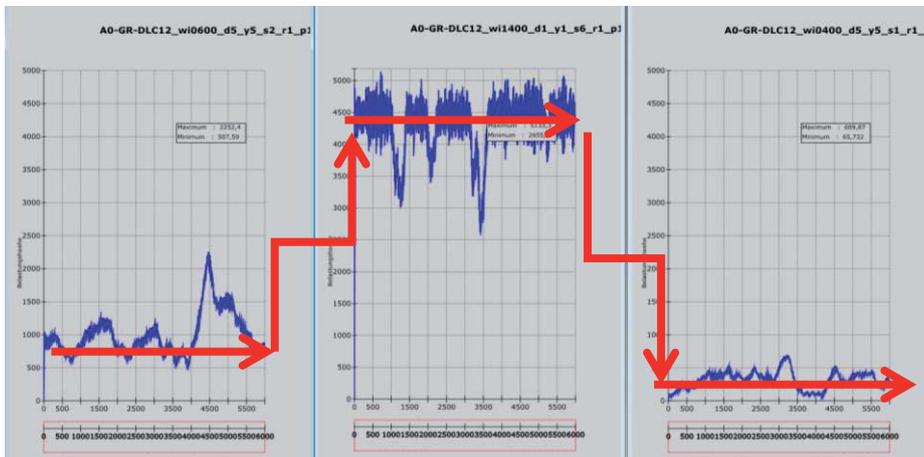


Fig. 4: Lastschwingweiten auf Grund von Übergängen zwischen Szenarien

Eine Einbeziehung diese Übergänge kann dadurch erfolgen, indem eine zusätzliche Lastfolge definiert wird, die nur die Mittelwerte enthält. Die Reihenfolge, wie die Lastszenarien aufeinander folgen, spielt dabei eine bedeutende Rolle.

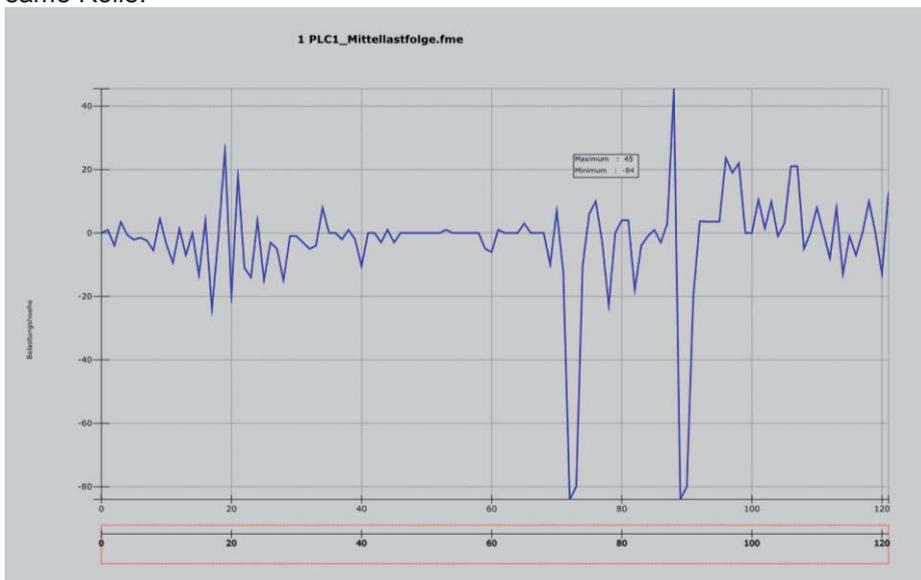


Fig. 5: zusätzliche Lastfolge zur Berücksichtigung der Übergänge zwischen den 122 Szenarien

6 Lebensdauerberechnung und Ergebnisse

6.1 Hot-Spot-Suche mit einem groben Modell

Es werden bis zu 2000 Szenarien für die Lebensdauerlegung einer WEA verwendet, was zu langen Rechenzeiten führen kann. Ein Schritt der Rechenzeitverkürzung besteht darin, zunächst mit einem grob vernetzten FE-Modell die kritischen Bereiche zu identifizieren und in einem zweiten Schritt mit einem feiner vernetzten Modell diese genauer abschließend zu berechnen. Bei dem hier beschriebenen Planetenträger hatte das Grobmodell folgende Daten:

| | |
|----------------------------------|-----------|
| Anzahl Knoten | 1 280 015 |
| Anzahl Knoten auf der Oberfläche | 187 252 |
| Schadenssumme an Hot Spot 1 | 1.67E-10 |
| Schadenssumme an Hot Spot 2 | 9.3E-10 |

Bei der Simulation wurden mehr 122 Szenarien verwendet, die entsprechend extrapoliert das gesamte „Leben“ der WEA repräsentieren sollen. Das Ergebnis für die resultierende Schadenssumme D ist in Fig. 6 als Übersicht dargestellt. Fig. 7 zeigt die schädigungsgleiche Amplitude, Fig. 8 den Ausnutzungsgrad bezogen auf die Dauerfestigkeit. Diese auf der Oberfläche dargestellten Ergebnisse geben einen ersten Eindruck von den kritischen Bereichen und der Lage der Hot Spots.

Zur vertieften Analyse sind Auswertungen für jeden einzelnen Knoten üblich. Dazu werden die Rainflow-Matrix (Bild 9), die Darstellung im Haigh-Diagramm (Fig. 10), und die Wöhlerkurve zusammen mit dem Amplitudenspektrum und dem prozentualen Schaden (Fig. 11) hilfreich.

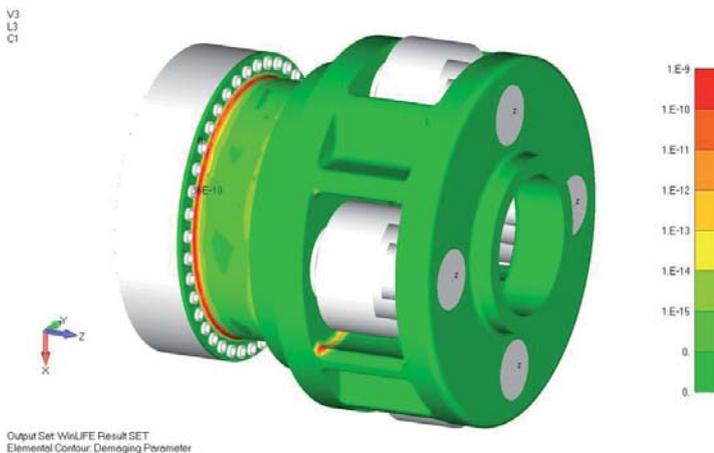


Fig. 6: Schadenssumme D für die gesamte Laufzeit der WEA (alle Szenarien extrapoliert)

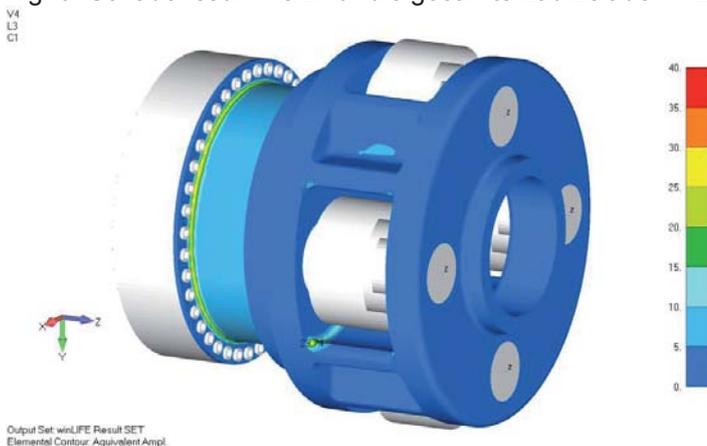


Fig. 7: Äquivalente Amplitude für die gesamte Laufzeit der WEA (alle Szenarien extrapoliert)

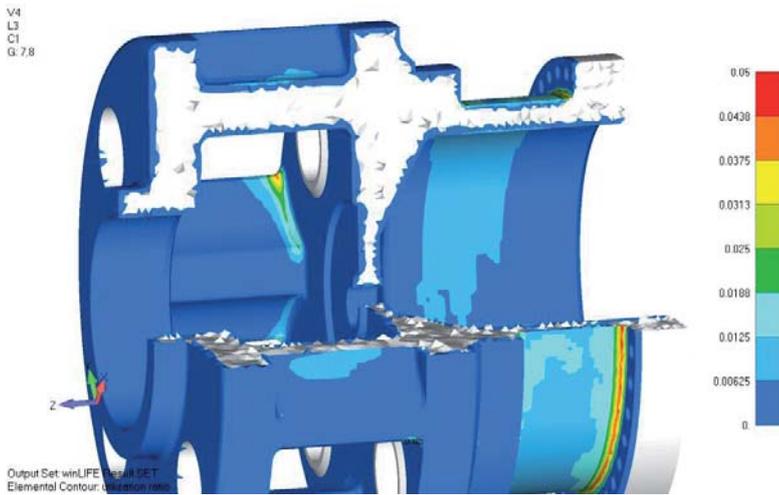


Fig. 8: Ausnutzungsgrade bezogen auf die Dauerfestigkeit für die gesamte Laufzeit der WEA

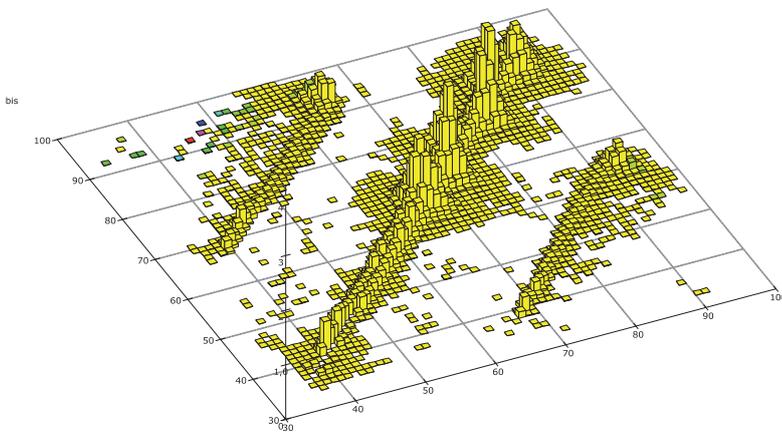


Fig. 9: Rainflow-Matrix für die gesamte Laufzeit der WEA für den Hot-Spot

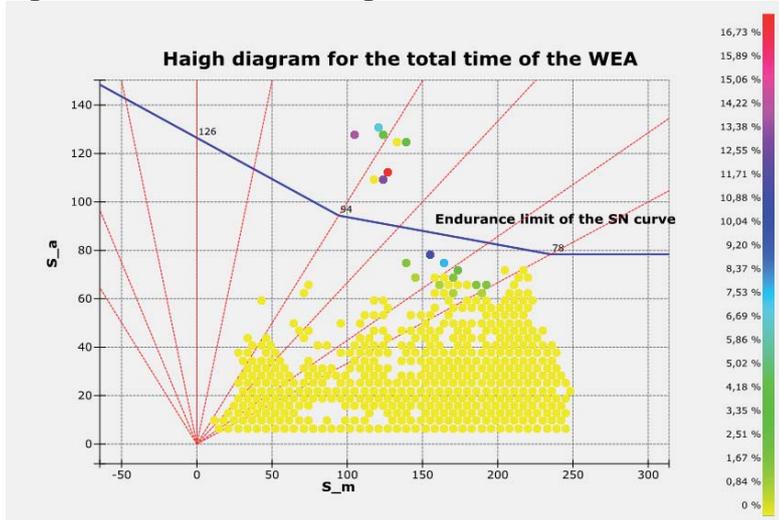


Fig. 10: Haigh-Diagramm einschließlich der Belastungshysteresen (Punkt) einschließlich Dauerfestigkeitslinie (blaue Linie) für die gesamte Laufzeit der WEA (alle Szenarien extrapoliert)

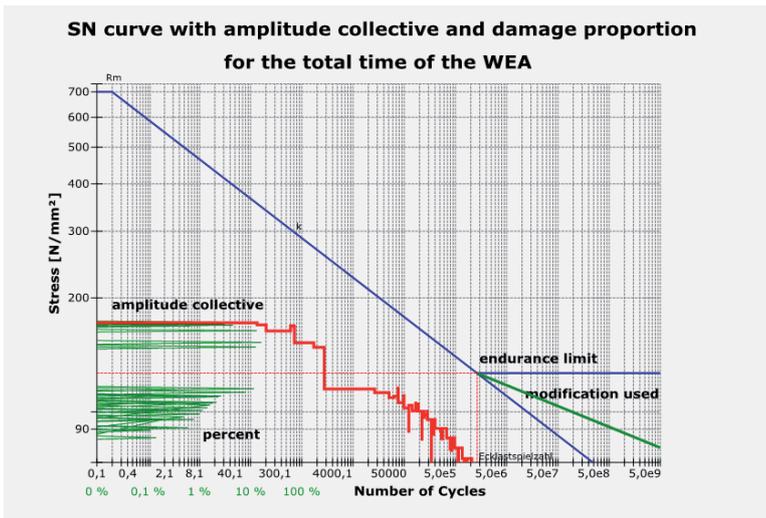


Fig. 11: Wöhlerkurve mit Amplitudenspektrum für den kritischen Punkt (rot) und Schadensanteil (grün) für die gesamte Laufzeit der WEA (alle Szenarien extrapoliert)

6.2 Abschließende Berechnung mit verfeinertem Netz

Die Ergebnisse der Lebensdauerberechnung hängen auch deutlich von der Netzfeinheit ab. Um dies zu zeigen, wurde ein feineres Netz – allerdings nur im Bereich der Hot-Spots - gewählt. Durch Verwendung der Sub-Modell-Technik – es wird ein lokaler Bereich ausgewählt, auf den die Verschiebungsrandbedingungen des globalen Modells aufgebracht werden – erlaubt es auf einfache Weise die interessierenden Bereiche feiner zu vernetzen. Folgende Modellierung wurde gewählt:

| | |
|---|---------|
| Anzahl Knoten von Sub-model 1 | 193 908 |
| Anzahl Knoten von Sub-model 2 | 319 969 |
| | |
| Anzahl Knoten auf der Oberfläche (winLIFE Export) Sub-model 1 | 4 610 |
| Anzahl Knoten auf der Oberfläche (winLIFE Export) Sub-model 2 | 10 517 |
| Schadenssumme an Hot Spot 1 | 8.2E-11 |
| Schadenssumme an Hot Spot 2 | 5.8E-12 |

Der bezogene Spannungsgradient wurde bei dem verfeinerten Modell zusätzlich für eine lokale Modifikation der Wöhlerlinie verwendet. Die Sub-Modelle sind in Fig. 12 und 13 dargestellt. Man sieht, dass sich nicht nur das Ergebnis der Schadenssumme sondern auch die Reihenfolge der Schädigung geändert hat.

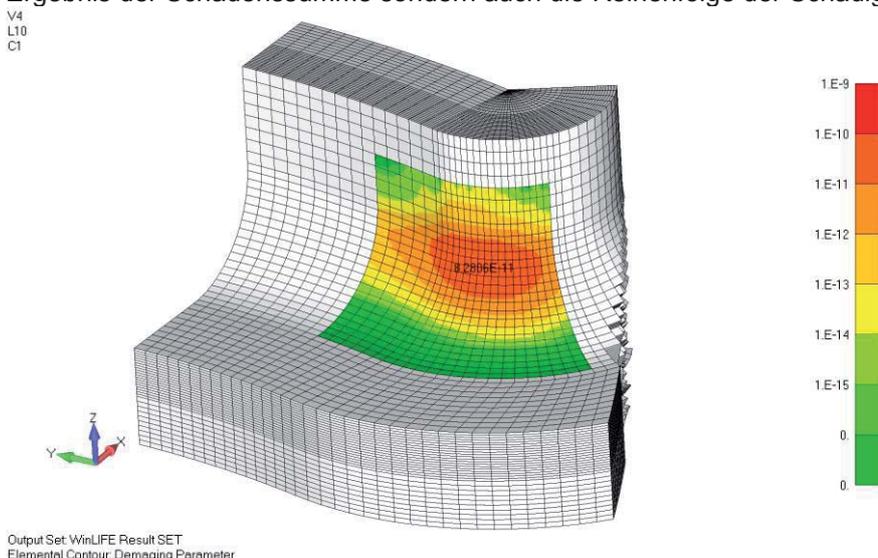


Fig. 12: Sub-Modell einschließlich Schadenssumme für den Hot-Spot im Bereich 1 für die gesamte Laufzeit der WEA (alle Szenarien extrapoliert)

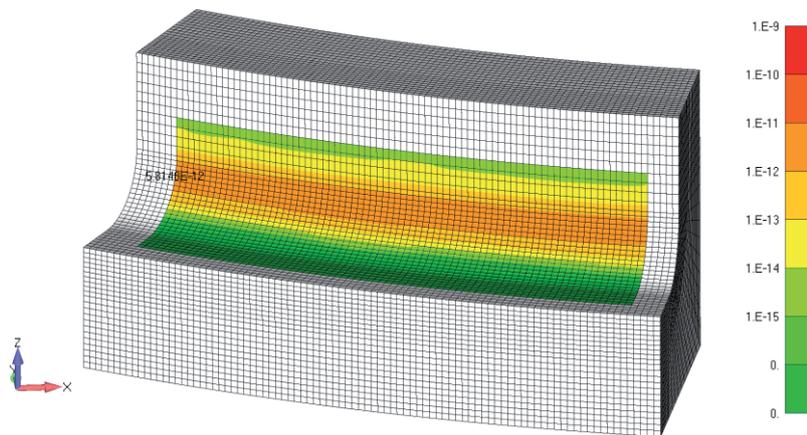
V4
L10
C1Output Set WinLIFE Result SET
Elemental Contour: Demaging Parameter

Fig. 13: Sub-Modell einschließlich Schadenssumme für den Hot-Spot im Bereich 2 für die gesamte Laufzeit der WEA (alle Szenarien extrapoliert)

7 Zusammenfassung und Ausblick

Das Vorgehen zur Lebensdauerauslegung einer WEA in Verbindung mit Finiten Elementen hat sich in der hier beschriebenen Weise etabliert und wird zunehmend als Routineauslegung angewendet. Es existieren eine große Zahl von Messdaten, die für eine derartige Auslegungsrechnung verwendet werden können. Die Reihenfolge der Belastungen und die Übergänge zwischen den Lastfolgen müssen jedoch in geeigneter Weise einbezogen werden, da dieser Schädigungsbeitrag nicht vernachlässigbar ist. Das kann durch eine zusätzlich zu definierende Mittellastfolge geschehen.

Auch die Netzqualität des FE-Modell ist bedeutsam. Aus Gründen der Rechenzeit wird man mit einem groben Netz starten, damit die kritischen Bereiche suchen und mit einem feineren Netz die abschließende Bewertung in den kritischen Bereichen vornehmen.

Auf diese Weise gelingt es, mit vertretbaren Rechenzeiten auch sehr komplexe Systeme mit einer großen Zahl von Szenarien zu bewerten.

8 References

- [1] Haibach, E., Berger, C., Hänel, B., Wirthgen, G., Zenner, H., Seeger, T.: Rechnerischer Festigkeitsnachweis für Maschinenbauteile, Heft Nr. 183-1, 1994, Forschungskuratorium Maschinenbau, Lyonerstr. 18, Frankfurt/M.
- [2] FKM Richtlinie: Rechnerischer Festigkeitsnachweis für Maschinenbauteile, 4. Extended Edition 2002, Forschungskuratorium Maschinenbau, 1998
- [3] Gudehus, Zenner: Leitfaden für eine Betriebsfestigkeitsrechnung, Empfehlung zur Lebensdauerabschätzung von Maschinenbauteilen. 3rd Edition, ISBN 3-514-00445-5, Publisher: Stahleisen, Düsseldorf.
- [4] Guideline for the certification of wind turbines, Edition 2005, Germanischer Lloyd,
- [5] Hobbacher, A.: Recommendations for fatigue design of welded joints and components, International Institute of welding, IIW document IIW-1823-07 December 2008
- [6] Weber, E.; Häckh, J.; Willmerding, G.: Fatigue Life calculation using winLIFE. NAFEMS conference Wiesbaden, 2010.
- [7] Artner, W.; Häckh, J.; Willmerding, G.: Berechnung der Lebensdauer von Windenergieanlagen unter Verwendung gemessener Lastdaten; VDI-Tagung Zuverlässigkeit von Windenergieanlagen, Bremerhaven, 2012
- [8] Willmerding, G.; Häckh, J.; Seifert, C.; Weber, E.; Radovic, Y.: Fatigue Life Design for Wind Turbine Components using winLIFE, NAFEMS conference 2011, Boston
- [9] Willmerding, G.; Häckh, J.; Artner, W.: Fatigue Life Design of Wind Turbine Components for Total Life, Vortrag auf der NAFEMS-Konferenz 2013 in Salzburg

Bitte per Post oder Fax senden:

Tel.: +49 (0) 80 51 - 96 59 3 49

Fax: +49 (0) 80 51 - 96 74 3 37

e-mail: magazin@nafems.de

Adresse für Fensterkuvert



NAFEMS GmbH
Osterham 23

D-83233 Bernau am Chiemsee
Germany

Rückantwort: NAFEMS Magazin, Ausgabe (4/2013)

Bitte senden Sie mir nähere Informationen zu folgenden Themen:

- | | |
|---|---|
| <input type="checkbox"/> NAFEMS Mitgliedschaft | <input type="checkbox"/> Anzeigenmarkt |
| <input type="checkbox"/> NAFEMS Magazin „Benchmark“ | <input type="checkbox"/> Professional Simulation Engineer PSE |
| <input type="checkbox"/> NAFEMS Seminare | <input type="checkbox"/> Internationale Arbeitsgruppen |
| <input type="checkbox"/> NAFEMS Trainingskurse | <input type="checkbox"/> NAFEMS World Congress 2015 |

Bitte nehmen Sie mich in Ihren Verteiler auf.

Senden Sie das NAFEMS Magazin bitte auch an meine/n Kollegen/in (Adresse unten).

Ich möchte folgendes zum NAFEMS Magazin anregen:

Ich interessiere mich für Werbe-/Stellenanzeigen - bitte senden Sie uns die Mediadaten zu.

Ich interessiere mich für www.CAE-Stellenmarkt.de. Bitte kontaktieren Sie uns.

Absender

Firma: _____

Abt.: _____

Titel, Vor-/Nachname: _____

Straße: _____

PLZ-Ort: _____

Tel.: _____

Fax: _____

e-mail: _____

Bitte senden Sie das NAFEMS Magazin auch an:

Firma: _____

Abt.: _____

Titel, Vor-/Nachname: _____

Straße: _____

PLZ-Ort: _____

Tel.: _____

Fax: _____

e-mail: _____

NAFEMS Online-Magazin

NAFEMS Deutschland, Österreich, Schweiz GmbH
Osterham 23
D-83233 Bernau am Chiemsee, Germany

Tel. +49 (0) 80 51 – 96 59 3 49
Fax +49 (0) 80 51 – 96 74 3 37
e-mail: info@nafems.de

www.nafems.org/magazin

ONE
ASSOCIATION
1 0 0 0 M E M B E R
O R G A N I S A T I O N S

ONE
VISION
3 0 0 T E C H N I C A L
G R O U P P A R T I C I P A N T S

ONE
COMMUNITY
O V E R 3 0 0 0
E V E N T A T T E N D E E S

ONE
NAFEMS
T H E I N T E R N A T I O N A L
A S S O C I A T I O N F O R
T H E E N G I N E E R I N G
A N A L Y S I S C O M M U N I T Y



www.nafems.org