



NAFEMS

MAGAZIN

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

Fachbeiträge:

Fokus Strukturdynamik

Validierung der Schwingungsberechnung an Klimaanlage und Gebläsen

J. Ehrmantraut, D. Links, M. Knör, J.-C. Sick, W. Kühnel,
T. Heckenberger (Behr GmbH & Co. KG)

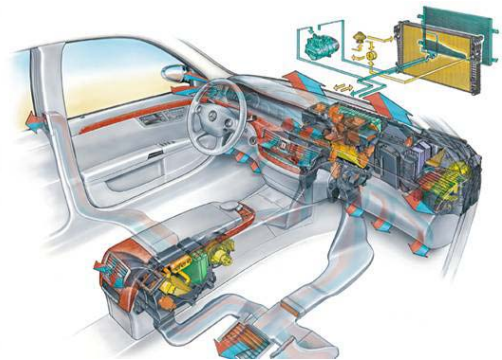


Bild: Behr GmbH & Co. KG

Experimentelle Untersuchungen und effiziente Simulationsmethoden für die vibro-akustische Optimierung fluidbefüllter Kfz-Leitungen

L. Gaul, J. Herrmann (Universität Stuttgart)

Aktive Schwingungsunterdrückung bei Systemen mit veränderlichen dynamischen Eigenschaften

S. Algermissen (Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt e.V.);
M. Sinapius (Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt e.V. /
Universität Magdeburg); M. Zornemann (Universität Magdeburg)

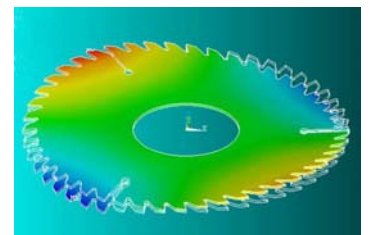


Bild: DLR e.V.

Einsatz flexibler Mehrkörpersysteme zur Simulation von Betriebsschwingungen am Beispiel einer Wälzstoßmaschine

M. F. Zäh, O. Rösch, T. Bonin (Technische Universität München, iwb)

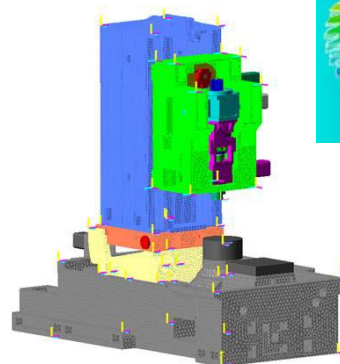


Bild: TU München, iwb

Fokus Computational Fluid Dynamics

Numerische Simulation von Rauigkeitseffekten in ausgemauerten Zyklonen

D. Kahrimanovic (Christian-Doppler Labor für Modellierung partikulärer Strömungen); G. Aichinger, F. Plaul (Siemens Metals Technologies);
S. Pirker (Christian-Doppler Labor für Modellierung partikulärer Strömungen / Universität Linz)

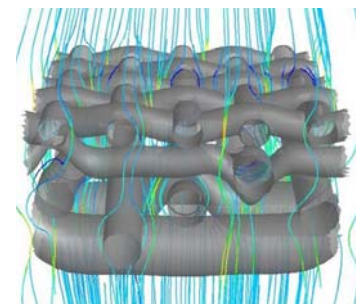


Bild: Hochschule Niederrhein, IMH

Numerische Strömungssimulationen der komplexen Geometrie eines Technischen Textils

K. Farber, J. Jasper, M. Martin, M. Schmitt, S. Krick, P. Farber (IMH - Institut für Modellbildung und Hochleistungsrechnen der Hochschule Niederrhein); J. Leisen, H. W. Beckham (Georgia Institute of Technology, USA)

Trainingskurse	• Basic 1 FEM: Praxisorientierte Strukturmechanik / Festigkeitslehre	19. - 20. Okt. 2009
	• Basic CFD: Introduction to CFD Analysis: Theory and Applications (in English)	11. - 12. Nov. 2009
	• Basic 2 FEM: Praxisorientierte Grundlagen für FEM-Berechnungen	23. - 24. Nov. 2009
Seminar	• Multidisziplinäre Simulationen – Zukunft der virtuellen Produktentwicklung	09. - 10. Nov. 2009



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

Sehr geehrte Leserin,
sehr geehrter Leser,

Die aktuellen Probleme in der Finanz- und Realwirtschaft erzwingen ein Überdenken überkommener Grundsätze und Arbeitsweisen. Das gilt nicht nur für diese Bereiche selbst, sondern auch für die Simulation und Berechnung im Ingenieurwesen. Zwar ist bei den Ingenieuren schon immer eine gesunde Relation zwischen Aufwand und Nutzen von Bedeutung gewesen. Es sei daran erinnert, dass die Entwicklung der Computer ursprünglich angestoßen wurde durch Überlegungen, wie man den immer größer werdenden Aufwand an manueller Strukturberechnung erleichtern könnte. Die gegenwärtige Situation erfordert jedoch ein noch schärferes Kostenbewusstsein und eine realistische Abschätzung des 'return of investment' auch für den Berechner. Er kann nicht ohne Prüfung voraussetzen, dass die Simulation in jedem Fall kostengünstiger ist als eine Untersuchung im Realen. Zudem benötigt er Informationen, wie er den größtmöglichen Nutzen aus seinen Analysen ziehen kann. Wichtig ist nicht nur, ein zutreffendes Modell zu formulieren, sondern auch, dass dieses Modell die jeweils aktuelle Version beschreibt. In diesem Zusammenhang bietet sich an, auf eine NAFEMS Arbeitsgruppe zum Thema Simulation Data Management hinzuweisen. Als produktneutrales, nutzerbestimmtes Konsortium hat sich diese Gruppe zum Ziel gesetzt, das Management von Simulations- und Prozessdaten voranzubringen. Das Konsortium ist offen für Beiträge von interessierter Seite. Nähere Informationen finden Sie unter der Adresse <http://www.nafems.org/tech/sdmwg/>.

Die Beantwortung der oben genannten Fragestellungen wird von NAFEMS unterstützt durch Sammlung und Verbreitung von Informationen unabhängig vom jeweiligen Anbieter eines Softwareprodukts oder eines Dienstleisters. Wesentliche Foren für solch einen Informationsaustausch stellen die NAFEMS Seminare dar, auf denen die Teilnehmer in intensiven Dialogen zwischen Nutzern und Anbietern der verschiedenen Programmsysteme ihre Erfahrungen austauschen. Die wissenschaftlichen Beiträge, die in diesem Magazin veröffentlicht werden, stammen aus Seminaren, die kürzlich für den deutschsprachigen Raum abgehalten wurden. Neben entsprechenden Seminaren in anderen Regionen veranstaltet NAFEMS in zwei-jährigen Turnus auch einen internationalen Congress mit Themen aus dem gesamten Bereich der numerischen Simulation. In diesem Jahr fand der Congress vom 16. bis 19. Juni auf Kreta statt. Wie schon zuvor war es auch jetzt wieder das Top-Ereignis auf dem Gebiet der Simulation im Ingenieurbereich; die Teilnahme hat sich wirklich gelohnt.

Beim Lesen im vorliegenden Heft wünsche ich Ihnen viele neue Erkenntnisse und Anregungen für einen erfolgreichen Einsatz der numerischen Simulation zur Lösung Ihrer Probleme.

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.simulia.com



www.esi-group.com



www.intes.de



www.mssoftware.com



Leading MBS Technology
for Technology Leaders

www.simpack.com

Über NAFEMS

NAFEMS ist eine gemeinnützige 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. Stavriniadis (Chairman), ESA, NL
 M. Zehn (Vice Chairman), Femcos mbH, D
 R. L. Dreisbach (The Boeing Company), USA
 D. Ellis, Idac Ltd., UK
 G. Miccoli, Imamoter, I
 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

Um die Aktivitäten von NAFEMS im deutschsprachigen Raum neutral zu leiten und die nationalen Belange innerhalb der NAFEMS zu vertreten, wurde ein Lenkungsausschuss etabliert.

Mitglieder des deutschen NAFEMS Steering Committees

Dr.-Ing. W. Dirschmid (Consultant), Chairman
 Dr.-Ing. Y. Deger (Hochschule Rapperswil)
 Dr.-Ing. A. Gill (Ansys Germany GmbH)
 Dr.-Ing. R. Helfrich (Intes GmbH)
 Dipl.-Ing. G. Müller (Siemens AG)
 Dr.-Ing. G. Müller (CADFEM GmbH)
 Dipl.-Ing. Felix A. Muggli (Sulzer Innotec)
 Dipl.-Ing. F. J. H. Peeters (Abaqus Europe BV)
 Dipl.-Ing. A. Pfaff (MSC.Software GmbH)
 Prof. Dr.-Ing. K. Rohwer (DLR)
 Dr. A. Svobodnik (Harman/Becker Automotive Systems)
 Prof. Dr.-Ing. habil. M. Zehn (TU Berlin / Femcos mbH)

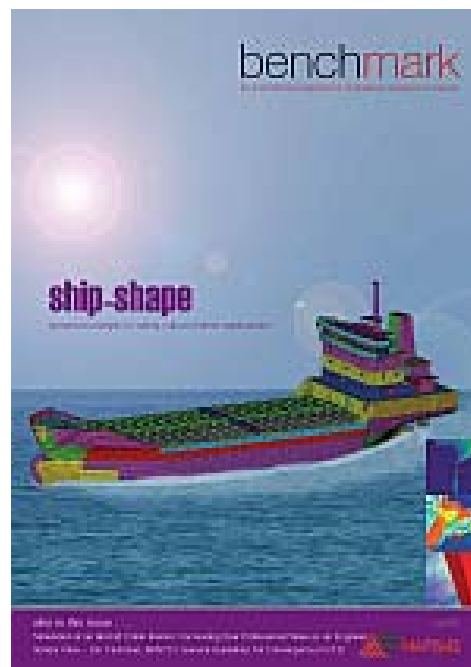
Mitglied bei NAFEMS?

NAFEMS hat weltweit über **900 Mitgliedsunternehmen und -Institutionen**.

NAFEMS Mitglieder erhalten unter anderem:

- Benchmark (Internationales FEM-Magazin)
- Literatur
- Freie Seminarplätze
- Ermäßigungen für Trainingskurse, Kongresse und Literatur
- Zugriff auf passwortgeschützten Webbereich mit Kontaktmöglichkeiten und Informationen
- Kontakt zu über 900 Organisationen weltweit

Werden auch Sie Mitglied !



Die Zeitschrift „Benchmark“

Benchmark, das internationale NAFEMS Magazin wurde in der April-Ausgabe im neuen Layout veröffentlicht. Hinzu kamen neue Rubriken wie „to the editor“, „www dot“ und „I want one!“ sowie weitere, die in den nächsten Ausgaben einfließen werden. Natürlich ist auch weiterhin die beliebte Rubrik „The CAE Guy“ sowie News, Basiswissen, Fachbeiträge etc. fester Bestandteil dieser einzigartigen Publikation.

Die nächste Ausgabe erscheint noch im Juli. Jetzt abonnieren – für Mitglieder natürlich frei!

Weitere Informationen erhalten Sie unter:
www.nafems.org

Impressum

Editor in Chief

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

Redaktioneller Beirat

- Dr. Yasar Deger (HSR, CH)
- Dr. Alfred Svobodnik (Harman/
Becker Automotive Systems, A)
- Prof. Dr. Manfred Zehn (TU Berlin
/ Femcos mbH, D)

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 02.02.2009

Verteilung / Bezug

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

Copyright © 2009, Werbos GbR.

Nachdruck – auch auszugsweise –, Vervielfältigung oder sonstige Verwertung ist nur mit schriftlicher Genehmigung unter ausdrücklicher Quellenangabe gestattet. Gekennzeichnete Artikel stellen die Meinung des Autors, nicht unbedingt die Meinung der Redaktion 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 veröffentlichte Manuskripte bleibt. Eine Haftung für die Richtigkeit der Veröffentlichungen kann trotz Prüfung durch die Redaktion vom Herausgeber nicht übernommen werden.

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

Vorwort des Editor in Chief	2
Sponsoren	3
Über NAFEMS / Mitgliedschaft	4
Impressum / Inhalt	5
NAFEMS DACH Aktuell: Überblick: Seminare und Kurse / Literatur	6
NAFEMS DACH Aktuell: Seminare und Kurse	7 - 9
Neuigkeiten	10 - 20
Stellenanzeigen	20
Veranstaltungskalender	21
Veranstaltungen: NAFEMS World Congress	22
FACHBEITRÄGE	
Fokus Strukturdynamik	
Validierung der Schwingungsberechnung an Klimaanlage und Gebläsen	
J. Ehrmantraut, D. Links, M. Knör, J.-C. Sick, W. Kühnel, T. Heckenberger (Behr GmbH & Co. KG)	23
Experimentelle Untersuchungen und effiziente Simulations- methoden für die vibro-akustische Optimierung fluidbefüllter Kfz-Leitungen	
L. Gaul, J. Herrmann (Universität Stuttgart)	33
Aktive Schwingungsunterdrückung bei Systemen mit veränderlichen dynamischen Eigenschaften	
S. Algermissen (Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt e.V.); M. Sinapius (Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt e.V. / Universität Magdeburg); M. Zornemann (Universität Magdeburg)	44
Einsatz flexibler Mehrkörpersysteme zur Simulation von Betriebsschwingungen am Beispiel einer Wälzstoßmaschine	
M. F. Zäh, O. Rösch, T. Bonin (Technische Universität München, iw)	55
Fokus Computational Fluid Dynamics (CFD)	
Numerische Simulation von Rauigkeitseffekten in ausgemauerten Zyklonen	
D. Kahrmanovic (Christian-Doppler Labor für Modellierung partikulärer Strömungen); G. Aichinger, F. Plaul (Siemens Metals Technologies); S. Pirker (Christian-Doppler Labor für Modellierung partikulärer Strömungen / Universität Linz)	64
Numerische Strömungssimulationen der komplexen Geometrie eines Technischen Textils	
K. Farber, J. Jasper, M. Martin, M. Schmitt, S. Krick, P. Farber (IMH - Institut für Modellbildung und Hochleistungsrechnen der Hochschule Niederrhein); J. Leisen, H. W. Beckham (Georgia Institute of Technology, USA)	76
Rückmeldeformular	88 - 89
Werbeanzeigen	
Comsol Multiphysics GmbH	11
Technische Universität Darmstadt	15
Swap Computer GmbH	19

Die nächsten NAFEMS Trainingskurse

Basiswissen für die Anwendung von Finite-Element-Berechnungen für Ingenieure und Konstrukteure

Basic 1: Praxisorientierte Strukturmechanik / Festigkeitslehre	19. - 20. Okt. 2009
Referent: Dr.-Ing. Yasar Deger (HSR - Hochschule für Technik Rapperswil)	
Basic CFD: Introduction to CFD Analysis: Theory and Applications (in English)	11. - 12. Nov. 2009
Referent: Prof. Dr.-Ing. habil. Uwe Janoske (ISMVT - Steinbeis-Transferzentrum)	
Basic 2: Praxisorientierte Grundlagen für FEM-Analysen	23. - 24. Nov. 2009
Referent: Dr.-Ing. Yasar Deger (HSR - Hochschule für Technik Rapperswil)	

Das nächste NAFEMS Seminar

Multidisziplinäre Simulationen

– Die Zukunft der virtuellen Produktentwicklung

09. - 10. Nov. 2009

Ein Call for Papers wird in Kürze versendet - **Abstract bitte bis 4. Sept.**

Alle Kurse und Seminare finden in Wiesbaden statt. Mehr Informationen zu den Veranstaltungen sowie das internationale NAFEMS Seminar- und Kursangebot finden Sie auf den Seiten 7 bis 9 sowie unter www.nafems.org.

Literatur

NAFEMS bietet mit über 200 Publikationen eine umfangreiche Auswahl an Fachliteratur im Berechnungsumfeld an.

Häufig bestellte Publikationen sind zum Beispiel:

- NAFEMS 2020 Vision of Engineering Analysis and Simulation
- Quality Management in Engineering Simulation - A Primer for NAFEMS QSS
- Current & Future Technologies in Automotive Engineering Simulation (CAE)
- Tips and Workarounds for CAD Generated Models
- International Journal of CFD Case Studies Vol 7
- BENCHmark Magazin
- ...

Werden Sie Autor!

Falls Sie Interesse haben, eine Publikation im Auftrag von NAFEMS zu verfassen oder mitzuwirken, setzen Sie sich bitte mit uns in Verbindung.

Aktuell werden Autoren für folgende geplante NAFEMS Publikation gesucht:

- [How to Undertake Fluid Structure Interaction](#)
- [2nd NAFEMS Workbook of CFD Examples](#)

NAFEMS entwickelt kontinuierlich neue Fachliteratur für ihre Mitglieder und für den weiteren Kreis der Ingenieure. Ein vollständige Literaturliste, Informationen für Autoren sowie online-Bestellmöglichkeiten finden Sie unter:

www.nafems.org/publications

e-Library

NAFEMS bietet für Mitglieder Literatur - zunächst im Versuch - zum Download an.

Folgende Publikationen sind zurzeit erhältlich:

- How To Understand CFD Jargon
- A Roadmap of NAFEMS documents
- State of the Art Review - Weld Simulation Using Finite Element Methods
- Procedural Benchmarks for Common Fabrication Details in Plate and Shell Structures
- Advanced Finite Element Contact Benchmarks
- An Introduction to Modelling Buckling and Collapse - Second Edition

NAFEMS Trainingskurse

Basiswissen für die Anwendung von FEM/CFD-Berechnungen für Ingenieure / Konstrukteure

Basic 1 FEM:

Praxisorientierte Strukturmechanik / Festigkeitslehre

19. - 20. Oktober 2009

Der Kurs vermittelt praxisorientiert das Basiswissen, welches für das Verständnis und für die kompetente Auswertung von FE-Berechnungen unerlässlich ist. Er richtet sich vor allem an Ingenieure und Konstrukteure, die ihre einschlägigen Kenntnisse aus der Studienzeit an einer Fachhochschule oder Hochschule im Hinblick auf die Anwendung bei FE-Analysen auffrischen und festigen möchten.

Der Kurs wird in einer Workshop-Atmosphäre durchgeführt, wodurch eine aktive Mitwirkung gefördert werden soll. Ausgewählte Beispiele aus der Industrie tragen zur effizienten Erreichung des Kurszieles bei.

Kursinhalte

- Einführung, Grundbegriffe und Prinzipien
 - Freiheitsgrade / Lagerung / Freischneiden / Gleichgewichtsbetrachtung
 - Innere Kräfte / Beanspruchung / Schnittgrößen
 - Spannungszustände / Hauptspannungen
- Typische Beanspruchungsfälle
 - Zug und Druck
 - Abscheren, Schubspannung und Schubdeformation
 - Biegespannungen und Biegedeformation / Biegung + Schub
 - Torsionsspannung und Torsionsdeformation
 - Spannungen und Verformungen bei Scheiben, Platten und Schalen

- Zusammengesetzte Beanspruchung
- Materialverhalten / Versagenshypothesen / Sicherheitsfaktor
- Wechsel- und Dauerfestigkeit, Ermüdung und Kerbwirkung
- Thermische Beanspruchung
- Spannungen und Verformungen in dünnwandigen Strukturen
- Stabilitätsprobleme: Knicken und Beulen
- Grundlagen der Elastodynamik / dynamische Beanspruchung
- Erste Kenntnisse der FEM zur Lösung von Festigkeitsaufgaben (ausführliche Grundlagen siehe „Basic 2“)

Basic 2 FEM:

Praxisorientierte Grundlagen für FEM-Berechnungen

23. - 24. November 2009

Der Kurs vermittelt praxisorientiert und programmunabhängig die notwendigen Grundlagen für den erfolgreichen und effizienten Einsatz der Finite-Element-Methode. Er erklärt die Arbeitsweise auf leicht verständliche Art und beschreibt die Voraussetzungen und Vorgehensschritte anhand zahlreicher, einfach gehaltener, anwendungsspezifischer Beispiele.

Die Teilnehmer können als Vorschlag ein konkretes aktuelles Problem, das mit FE-Analyse zu lösen wäre, mitbringen und zur Diskussion stellen. Der Kurs wird in einer Workshop-Atmosphäre durchgeführt, wodurch eine aktive Mitwirkung gefördert werden soll.

Kursreferent Basic 1 / Basic 2 FEM

Dr. sc. techn.
ETH/SIA
Yasar Deger



HSR, Abt. Maschinentechnik,
Inst. für Anlagen- und Sicherheitstechnik – SITEC

Herr Deger hat langjährige, breitgefächerte Erfahrung in der Praxis der Methode der Finiten Elemente und in der Angewandten Mechanik. Zugleich ist er als Dozent für Technische Mechanik und Methode der Finiten Elemente 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“ erschien kürzlich beim Expert Verlag, Renningen, in der 5. Auflage und ist Teil der Kursunterlagen.

Kursinhalte

- Einleitung / Übersicht
- „Kräfte-Management“ / Zusammenspiel von Struktur, Belastung, Lagerung und Material
- Modellbildung als ingenieurmäßiger Prozess und als Grundhandlung bei einer FE-Analyse / 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 / Elemente mit rotationssymmetrischem Spannungszustand
- Modellierung von Materialverhalten / Evaluation von Versagenskriterien
- Dynamische FE-Berechnungen / modale Analyse / Dämpfung / dynamischer Lastfaktor / Betriebsschwingungen als Lastfall
- 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 / Ansätze zu deren Erkennung und Behebung / Möglichkeiten zur Überprüfung der Ergebnisse
- Fallbeispiele / Workshop / Diskussion

Basic CFD:

Introduction to CFD Analysis: Theory and Applications *

11. - 12. November 2009

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.

Kursinhalte

- 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

Kursreferent CFD-Basic

Prof. Dr.-Ing. habil. Uwe Janoske



ISMVT – Steinbeis-Transferzentrum für Simulation in Maschinenbau und Verfahrenstechnik

Herr Janoske hat langjährige, breitgefächerte Erfahrung in der Praxis auf dem Gebiet der Strömungsberechnung.

Neben der Leitung des Studiengangs Virtual Engineering an der Berufsakademie Mosbach sowie Lehraufträgen an den Universitäten Wuppertal und Stuttgart, gründete er 2002 das Steinbeis Transferzentrum Simulation in Maschinenbau und Verfahrenstechnik.

- 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

* Der Kurs wird in englischer Sprache gehalten.

**Bitte fordern Sie nähere Informationen
- insbesondere auch für Inhouse-Kurse -
unter Verwendung des Rückmeldeformulars auf Seiten 88 und 89 an.**

Call for Papers & Ankündigung zum NAFEMS Seminar:

Multidisziplinäre Simulationen – Die Zukunft der virtuellen Produktentwicklung

09. - 10. November 2009, Wiesbaden

Produkte besser, schneller, kostengünstiger entwickeln – ein einleuchtendes Rezept, um die Wettbewerbsfähigkeit zu steigern. Aber wie kann das gelingen? Bessere Produkteigenschaften bedeutet heute in vielen Fällen, ein komplexes, integriertes System von mechanischen, elektrischen, thermischen und/oder akustischen Komponenten mit eingebetteter Steuer- und Regelungssoftware zu verbessern. Dieses Niveau der Komplexität, gepaart mit kontinuierlich steigendem Marktdruck, erfordert neue Wege im Erforschen und Entwickeln von Produkteigenschaften. Die jüngere Vergangenheit hat gezeigt, dass Methoden der virtuellen Produktentwicklung der Forderung „besser, schneller, kostengünstiger“ durchaus gerecht werden können. Wie aber soll es nun „noch besser, noch schneller, noch kostengünstiger“ werden? Brauchen wir einen grundsätzlichen Paradigmenwechsel oder können wir den derzeitigen Entwicklungstrend fortsetzen? Revolutionär oder evolutionär, das ist die Frage.

Während im ersten Ansatz der virtuellen Produktentwicklung der Fokus auf einer monodisziplinären Simulation von Einzelkomponenten und Baugruppen lag, steht es nun an, die virtuelle Produktentwicklung auf Systemebene zu betreiben, auch wenn diese von unterschiedlichen Disziplinen beeinflusst wird. Die Verbesserung einer singulären physikalischen Eigenschaft einer Einzelkomponente oder Baugruppe bedeutet nicht notwendigerweise auch eine entsprechende Verbesserung des Gesamtsystems. Vielmehr ist die häufig multidisziplinäre Interaktion von Komponenten und Baugruppen zu beachten. Dabei müssen nicht nur unterschiedliche physikalische Effekte gekoppelt werden; miteinander müssen gänzlich unterschiedliche Ingenieursdisziplinen mit möglicherweise disloziert arbeitenden Mitarbeitern zusammenspielen. Da-

durch kann das Ziel – der virtuelle Versuch – auch bei komplexen Systemen schneller erreicht werden, und es eröffnet sich weiteres Potenzial für Produktverbesserungen. Eine sorgfältig geplante Produktentwicklungsstrategie ist dabei ein Schlüsselfaktor, da die Komplexität zusätzlich durch die Forderung „schneller, kostengünstiger“ erhöht wird.

Prinzipiell gibt es zwei Philosophien für multidisziplinäre Simulationen. Zum einen wird der Ansatz verfolgt, alle Modellkomponenten in einem einzigen Simulationssystem, das alle Disziplinen integriert, abzubilden. Andererseits gibt es auch einen Trend, spezifische Tools für einzelne Disziplinen mittels entsprechender Schnittstellen zu koppeln bzw. zu integrieren. Beide Philosophien werden derzeit verfolgt und können zum Erfolg führen, bedürfen aber einer sehr sorgfältigen Planungsphase. A priori kann keiner der beiden Philosophien der Vorzug gegeben werden. Vielmehr bestimmen das Produkt- sowie das Unternehmensumfeld, welche Philosophie zum Erfolg führt.

Ziel des Seminars

Das Seminar soll Möglichkeiten der virtuellen Produktentwicklung auf multidisziplinärer Systemebene aufzeigen. Dabei interessieren sowohl der Stand der Technik, also Methoden die bereits heute in der Produktentwicklung im industriellen Umfeld eingesetzt werden, als auch aktuelle Trends der Forschung, die kurz vor einer industriellen Umsetzung stehen. Das Seminar wendet sich sowohl an Berechnungsingenieure unterschiedlicher Disziplinen als auch an Systemanalysten.

Erwünschte Beiträge

Wir suchen Beiträge, die entweder die Kopplung von Tools für einzelne Disziplinen aufzeigen, oder aber Komplettsysteme beschreiben, die

alle Disziplinen in einem Simulationswerkzeug abbilden. Als Beispiele multidisziplinärer Simulationen seien hier erwähnt (ohne Vollständigkeit):

- Systems Modeling und Controls (z. B. Kopplung zwischen hydraulischen und elektrischen Systemen)
- Controls und Kinematiksysteme
- Kinematiksysteme und Strukturmodelle
- Thermische Effekte einer umströmten Struktur
- Kopplung zwischen Numerik und Messtechnik
- Aktive und passive Lärminderung in elastischen Systemen
- CFD und Struktur
- Kopplung analytischer und numerischer Verfahren
- Einbindung von Versuchen in die numerische Simulation

Der Schwerpunkt soll dabei in der Darstellung der praktischen Anwendbarkeit anhand typischer Beispiele aus der Produktentwicklung liegen. Besonders erwünscht sind Beiträge, die über die Modellierung von Baugruppen hinausgehen und multidisziplinäre Simulationen von Gesamtsystemen zeigen. Weiterhin interessieren Aspekte der technischen und organisatorischen Rahmenbedingungen sowie Anforderungen an Mitarbeiter, um multidisziplinäre Simulationen erfolgreich einzuführen.

Begleitende Fachausstellung

In einer begleitenden Fachausstellung werden Lösungen von Softwareherstellern und Dienstleistern präsentiert.

Fachliche Koordinatoren

Dr. A. J. Svobodnik (Harman/Becker Automotive Systems) und Dipl.-Ing. A. Pfaff (MSC Software GmbH), beide Mitglieder des deutschen NAFEMS Steering Committees.

Abstract bitte bis 04. September 2009 an info@nafems.de.

ALTAIR ENGINEERING

Intrinsys wird Altair Partner

Altair Engineering gab bekannt, dass Intrinsys, ein führender britischer PLM Serviceanbieter, dem HyperWorks Channel Partnerprogramm beigetreten ist und nun den britischen Konstrukteuren und Ingenieuren HyperShape/CATIA, Altairs in CATIA V5 integrierte Optimierungstechnologie, anbietet. HyperShape/CATIA ist eine direkte Integration der bekannten Altair Designoptimierungstechnologie OptiStruct in die CATIA V5 Lösung von Dassault Systèmes.

Neue PBS GridWorks Version

Altair Engineering gab die Verfügbarkeit von PBS GridWorks 10.1 bekannt. Diese neue Version der Software Suite baut auf der bekannten Skalierbarkeit und Robustheit von PBS Professional für die Verteilung von Workloads auf, zusätzlich enthält sie sowohl PBS Catalyst, ein Application-Aware Job Management Portal als auch PBS Analytics, welches weitere Optionen zur Visualisierung von Nutzungsdaten bietet, um Investitionen in High-Performance Computing (HPC) zu optimieren.

Neue HyperWorks 10.0 Version

Altair Engineering gab die Veröffentlichung von Altair HyperWorks 10.0 bekannt, einer noch leistungsstärkeren Version der beliebten integrierten Computer-Aided-Engineering (CAE) Software Suite. Das neue Release baut auf der umfangreichen Solver-Lösung und der Berechnungsgeschwindigkeit von RADIOSS auf, führt mehrere erstmalig im Markt verfügbare Verbesserungen für den Bereich Designoptimierung ein, stellt eine neue mathematische Analysesoftware vor und baut seine Führungsposition im Markt für Modellierungs- und Visualisierungstechnologie weiter aus.

ACUSIM tritt Altair HyperWorks Enabled Community bei

Altair Engineering gab bekannt, dass AcuSolve und AcuConsole von ACUSIM Software, einem führenden Anbieter von Computational Fluid Dynamics (CFD) Lösungen, der HyperWorks Enabled Community (HWEC) beigetreten ist. Somit erhöht sich die Zahl der unter der HyperWorks Plattform erhältlichen Anwendungen auf 51, einschließlich 23 Anwendungen von Drittanbietern. HyperWorks Kunden können ab sofort die neuesten Versionen von AcuSolve und AcuConsole, sowie alle anderen erhältlichen Anwendungen, ohne zusätzliche Kosten mithilfe des HyperWorks Software-Lizenz-Systems unter www.hyperworkcommunity.com downloaden.

Geförderte Weiterbildungen im Bereich CAE

Altair Engineering gab bekannt, dass das Unternehmen, in Zusammenarbeit mit dem Bundesministerium für Arbeit und Soziales und der Agentur für Arbeit, ab sofort CAE Weiterbildungen für Ingenieure anbietet. Mit dieser Weiterbildungsmaßnahme unterstützt Altair Unternehmen und seine Mitarbeiter bei den Herausforderungen, die sich aufgrund der Finanz- und Wirtschaftskrise ergeben. Damit soll das Potential der Mitarbeiter erhöht und die Wettbewerbsfähigkeit der Unternehmen gestärkt werden. Die Förderungsmöglichkeiten stehen vor allem Firmen in Kurzarbeit zur Verfügung, allen anderen Unternehmen unter bestimmten Voraussetzungen.

www.altair.de

ANSYS

ANSYS 12.0 leitet mit Smart Engineering Simulation eine neue Epoche ein

ANSYS, Inc. hat die neue Version seiner Simulationsplattform ANSYS 12.0 vorgestellt. ANSYS 12.0 ist ein weiterer wichtiger Schritt zur Realisierung des Simulation-Driven Product Development. (siehe hierzu auch „CADFEM“)

Der zweimalige Sieger im America's Cup wählt wieder ANSYS Simulationslösungen für die Titelverteidigung

Die Firma ANSYS wird als "Offizieller Zulieferer" das Schweizer Team Alinghi unterstützen, das sich für die Verteidigung seines America's Cup-Titels rüstet. Alinghi wird die integrierte Simulationslösung von ANSYS als Schlüsselstrategie nutzen, um den 33. America's Cup, den ältesten Pokalwettbewerb und das prestigeträchtigste Segelrennen weltweit, für sich zu entscheiden. Alinghi verfolgt seine Vision des innovativen Jachtbaus, indem es auf strukturmechanische und fluiddynamische Simulationstechnologien von ANSYS vertraut, um Bootkonstruktion und -analyse auf Systemebene auszuführen. Selbst kleine Verbesserungen können entscheidend sein: beim 32. America's Cup kamen die Boote bei vielen Rennen mit weniger als 30 Sekunden Zeitabstand ins Ziel. "Das Team entwickelte und optimierte mit der Software zur Struktursimulation von ANSYS praktisch alle Aspekte der Gewinnerjacht des America's Cup 2007", sagt Kurt Jordan, der bei Alinghi für die Strukturmodellierung verantwortliche Ingenieur. "Der tatsächliche Startschuss für den America's Cup fällt Jahre vor den eigentlichen Rennen. Während des kompletten Konstruktionsprozesses ist der entscheidende Erfolgsfaktor die effiziente Nutzung der zur Verfügung stehenden Zeit. Jegliche Entscheidung, wie z. B. die Anzahl der Prototypen und Tests, hat strategische Auswirkungen auf unsere kostbarste Ressource, - die Zeit. Das Vertrauen in die mit unseren Simulationswerkzeugen gewonnenen Ergebnisse, und der dadurch mögliche Verzicht auf den Bau von Prototypen und umfangreichen Tests, gibt uns einen spürbaren Vorteil gegenüber der Konkurrenz. Aus diesen Gründen haben wir ANSYS als unseren exklusiven Zulieferer für Simulationslösungen gewählt."

www.ansys-germany.com

AUTODESK

Autodesk steigert Leistung von Moldflow um das Doppelte

Autodesk stellt ein neues Release von Moldflow vor, der branchenführenden Lösung für die Simulation und Optimierung von Kunststoffspritzgussverfahren. Das geplante zweite Release von Autodesk Moldflow 2010, Bestandteil der Autodesk Lösungen für Digital Prototyping, bietet eine höhere Produktivität, eine größere Genauigkeit der Berechnungen und eine optimierte Interoperabilität mit Inventor als auch mit anderen etablierten CAD-Applikationen. Die Software für die Simulation von Spritzgussprozessen kombiniert als eine der ersten im CAE-Markt die Vorteile der Datenverarbeitungsleistung mit der leistungsstarken GPU-Technologie zur Durchführung komplexer Berechnungen in doppelter Geschwindigkeit. Die Kunden profitieren von einer größeren Genauigkeit ihrer Kunststoffsimulationen durch deutliche Verbesserungen der 3D-Mesh-Analysequalität für Teile und Baugruppen. Der Native-Support für Autodesk Inventor und einer Vielzahl weiterer CAD-Modelle erleichtern die Integration von Moldflow in den Produktdesign und -entwicklungsprozess.

www.autodesk.de

BETA CAE SYSTEMS

Erfolgreiche Zusammenarbeit zwischen FE-DESIGN und Beta CAE

Beta CAE Systems S.A., spezialisiert auf die Entwicklung modernster CAE Pre- und Postprocessing Lösungen und FE-DESIGN GmbH führender Anbieter von Optimierungslösungen präsentieren mit TOSCA ANSATM environment die neue grafische und interaktive Benutzeroberfläche für TOSCA Structure V7.0. TOSCA ANSATM environment zeichnet sich durch eine besonders einfache und intuitive Bedienung aus. Die übersichtliche, workflowbasierte Menüführung und die Visualisierung von fertigungsgerech-

COMSOL
MULTIPHYSICS® 

Multiphysik-Simulation

Nutzen Sie COMSOL® für beliebige Multiphysik-Simulationen: modellieren Sie Strukturmechanik, Strömungsdynamik und Wärmetransport in einem Simulationsmodell.

Schnell, flexibel und benutzerfreundlich.

Kostenfreie CD!



Mit aktuellen Fachbeiträgen zur Multiphysik-Simulation
www.comsol.de/ad_09



www.comsol.de

 COMSOL

COMSOL AND COMSOL MULTIPHYSICS ARE REGISTERED TRADEMARKS OF COMSOL AB.

ten Randbedingungen vereinfachen die Beschreibung und Durchführung von Optimierungsaufgaben. In Verbindung mit der neuen Version TOSCA Structure 7.0 steht dem Benutzer somit eine sehr leistungsfähige Softwareumgebung für alle Aufgabenstellungen aus Topologie-, Gestalt- und Sickenoptimierung zur Verfügung. TOSCA ANSATM environment basiert auf der Technologie des führenden Preprocessors ANSATM und profitiert von vielen neuen Funktionalitäten der aktuellen Version 13.0.1. Durch die bewährte Offenheit von ANSATM und TOSCA lässt sich diese Optimierungslösung einfach in bestehende Simulationsprozesse der Kunden integrieren. TOSCA ANSATM environment wird weltweit durch FE-DESIGN und Partner vertrieben. Die Funktionalitäten von TOSCA ANSATM environment stehen auch allen Anwendern von ANSATM ab der Version 13.0.1. zur Verfügung.

www.fe-design.de
www.beta-cae.gr

BLUE RIDGE NUMERICS

CFdesign für Autodesk Inventor
 Blue Ridge Numerics gibt die Verfügbarkeit der Simulationssoftware CFdesign V10 for Autodesk Inventor 2010 gekannt. Inventor-Anwender sollen so strömungstechnische und thermische Fragestellungen beantworten können.

www.cfdesign.com

CADFEM

ANSYS 12.0 mit Smart Engineering Simulation

ANSYS Inc. hat die neue Version seiner Simulationsplattform ANSYS 12.0 vorgestellt. ANSYS 12.0 ist ein weiterer wichtiger Schritt zur Realisierung des Simulation-Driven Product Development. In nahezu jedem Industriebereich ist die technische Simulation zu einem Schlüsselinstrument bei der Produktentwicklung geworden, da sich mit Hilfe von Simulationsverfahren innovative Produkte schneller und kostengünstiger

auf den Markt bringen lassen. Vorausschauende Unternehmen führen deshalb neue Strategien ein, um die Wertschöpfung aus ihren Investitionen in die technische Simulation noch weiter zu erhöhen. Smart Engineering Simulation mit ANSYS 12.0 unterstützt dieses Vorhaben, indem es Entwurfszyklen weiter komprimiert, Parameterstudien und Optimierung quer über unterschiedliche Disziplinen hin ermöglicht, die Realitätsnähe von virtuellen Prototypen erhöht und Simulationsprozesse und -daten erfasst und so eine effiziente Wiederverwendung ermöglicht. ANSYS 12.0 ist die zurzeit umfassendste Simulationssoftware für Ingenieure. Sie unterstützt schnelles Produktdesign und Validierung in einer anwenderfreundlichen virtuellen Umgebung, die komplexe und gekoppelte physikalische Phänomene einschließt. Ingenieure haben mit ANSYS 12.0 Zugang zu einer einmaligen Anwendungsbreite und -tiefe. Sie können mit ANSYS 12.0 ihren Designprozess komprimieren und die teure und zeitaufwändige Herstellung und das Testen von Prototypen minimieren.

Neues Fachbuch für Konstrukteure

CADFEM Mitarbeiter Christof Gebhardt ist der Autor des soeben bei Hanser erschienenen Fachbuches „Konstruktionsbegleitende Berechnung mit ANSYS DesignSpace“ zur FEM-Simulation für Konstrukteure. Lange waren FEM-Berechnungen dem Spezialisten vorbehalten. Immer kürzere Entwicklungszeiten verstärken heute aber die Notwendigkeit, FEM-Simulationen bereits in der Konstruktionsphase durchzuführen. Zu den am stärksten verbreiteten Programmen für die konstruktionsbegleitende Berechnung gehört ANSYS DesignSpace, die Softwarelösung für Konstrukteure. Das seit Mai 2009 verfügbare Fachbuch des Hanser-Verlags aus der Reihe cad.de richtet sich an Anwender und technisch Verantwortliche aus der CAD-Konstruktion. Auf leicht verständliche Weise werden die Grundlagen der Finite-Elemente-Methode vermittelt, die Anwendungsgebiete in

Statik und Dynamik gezeigt, aber auch Begriffe wie Nichtlinearitäten und Kontakt erläutert. Der Schwerpunkt des Buches liegt auf der praktischen Anwendung von ANSYS DesignSpace, bezogen auf die Version 12. Das Buch kann direkt bei CADFEM zum Preis von EUR 49,90 (inkl. ges. MwSt., zzgl. Verpackung und Versand) bestellt werden (www.cadferm.de/shop).

www.cadferm.de

CD-ADAPCO

STAR-CCM+ V4.04:

Jetzt mit "Harmonic Balance"

CD-adapco freut sich die Veröffentlichung von STAR-CCM+ V4.04 bekannt zu geben. STAR-CCM+ hat sich in seinen ersten sechs Jahren zu mehr als nur einem einfachen CFD-Code entwickelt. Mittlerweile hat es sich zu einer integrierten Plattform von leistungsfähigen multidisziplinären technischen Simulationen entfaltet, welche z. B. Verbrennung, Mehrphasenströmung, Wärmeübertragung durch Festkörper und Flüssigkeiten sowie Fluid-Struktur-Interaktion und Festkörperspannungen innerhalb nur einer einzigen Umgebung umfasst.

www.cd-adapco.com

CEETRON

GLview InovaVersion 8.3 freigegeben

Ceetron gibt die Verfügbarkeit der neuen Version GLview Inova Version 8.3 bekannt.

www.ceetron.com

COMSOL

COMSOL Community jetzt online!

Ab sofort gibt es für Anwender der Simulationssoftware COMSOL Multiphysics eine neue Internetseite – die COMSOL Community. Den über 50.000 Nutzern weltweit bieten die neuen Internetseiten jetzt die Möglichkeit, sich mit anderen Ingenieuren und Wissenschaftlern bequem auszutauschen. Die Community bietet ihnen gebündelte Fachkompetenz und viele Anwendungsmodelle. Durch einfaches Hoch- oder Herunterladen von Modellen ermöglicht der Model-Exchange den mühelosen Austausch von Simulationsmodellen. Das Discussion Forum bietet allen COMSOL Nutzern die Möglichkeit, aktuelle Fragen und Themen rund um die Mathematische Simulation zu diskutieren. Ergänzt wird es durch den Multiphysics Blog mit Tipps und Tricks zur Modellierung und die User Presentation – eine Bibliothek mit über 1.000 Papers und Präsentationen. Insgesamt ein reicher Fundus an Hintergrundinformationen zum aktuellen Forschungsstand der Simulation, der über die Aktivitäten und das Networking der COMSOL Anwender stetig weiter wächst. Die COMSOL Community ist zu finden unter: <http://www.comsol.de/community>

www.comsol.de

DASSAULT SYSTÈMES

Dassault Systèmes bringt Abaqus 6.9 auf den Markt

SIMULIA aus dem Hause Dassault Systèmes bringt das Release Abaqus 6.9 auf den Markt. Abaqus Unified FEA ist die technologisch führende Lösung von SIMULIA für die Finite-Elemente-Analyse (FEA). Designer, Ingenieure, und Forscher aus der Elektronik-, Luftfahrt-, Automobil- und Energiebranche, dem Konsumgüter- und Life Sciences-Bereich verwenden Abaqus, um durch realistische Simulationen das Verhalten von Materialien und Produkten zu beurteilen sowie gesamte

Fertigungsprozesse einzuschätzen. Abaqus 6.9 bietet eine Reihe neuer Einsatzmöglichkeiten für die Simulation von Versagen und Rissbildung, für Hochleistungsberechnungen sowie für „Noise, Vibration and Harshness (NVH)“-Analysen. Zudem hat SIMULIA die Abaqus-Funktionen in den Bereichen Materialien, Modellierung, Vernetzung automatische Kontaktsimulation und Multiphysik ausgebaut. „Um den sich rasant wandelnden Anforderungen an die Produktentwicklung gerecht zu werden, spielen aktuelle Simulationstechniken eine entscheidende Rolle“, sagt Frank Popielas, Manager Advanced Engineering beim Automobilzulieferers Dana Holding Corporation, „Die Synergie zwischen Abaqus 6.9 und Hochleistungsrechner-Clustern wird uns helfen, die Stückkosten zu reduzieren und den Zeitaufwand optimal zu halten.“ „Dadurch, dass wir bei der Umsetzung und Prüfung neuer Funktionen eng mit unseren Kunden zusammenarbeiten, haben wir die stabilste FEA-Software auf dem Markt entwickelt“, erklärt Steve Crowley, Director of Product Management, SIMULIA, Dassault Systèmes, „Abaqus 6.9 bietet Fertigungsunternehmen die Möglichkeit, ihre nichtlinearen und linearen Analyseprozesse innerhalb einer Unified FEA-Umgebung zusammenzuführen.“ Eine Liste der neuen und verbesserten Features von Abaqus 6.9 finden Sie unter: http://www.simulia.com/products/abaqus_fea

www.simulia.com

DYNAMORE

Neue Versionen von LS-DYNA und LS-OPT

Die FE-Software LS-DYNA eignet sich hervorragend für stark nichtlineare strukturmechanische Probleme. Insbesondere für kurzzeitdynamische Ereignisse wie Crash oder Impaktvorgänge ist LS-DYNA der weltweit am häufigsten eingesetzte Code. Seit kurzem ist eine neue Release (971-R4.2.1) mit etlichen Neuerungen und Verbesserungen

verfügbar. Die Optimierungssoftware LS-OPT steht Anwendern von LS-DYNA kostenfrei zur Verfügung. LS-OPT ist eine leistungsstarke Software zur Optimierung von beliebig nichtlinearen FE-Anwendungen und zur Analyse der Modellrobustheit mit probabilistischen Methoden. Auch hier steht eine neue Version (4.0) mit vielen neuen Möglichkeiten, vor allem bei der Ergebnisdarstellung: Meta-Model Viewer, Pareto-Visualisierung, Stochastische Auswertungen, Sensitivitätsanalyse etc. zur Verfügung. Mehr Information zu LS-DYNA und LS-OPT finden Sie unter: www.dynamore.de

Erfolgreiche 7. Europäische LS-DYNA Konferenz in Salzburg

Vom 14. - 15. Mai 2009 fand die 7. Europäische LS-DYNA Konferenz in Salzburg statt. Organisiert wurde die Veranstaltung von DYNAMORE mit Unterstützung der europäischen LS-DYNA Distributoren Arup, Alyotech und Engineering Research sowie von LSTC. Über 330 Teilnehmer aus 25 Ländern informierten sich in mehr als 140 Fachvorträgen und in einer Hard- und Softwareausstellung mit über 30 Ausstellern über Anwendungen, Entwicklungen, Trends, Hardware, Systemsoftware und Zusatzprodukte rund um LS-DYNA. Die umfassenden Informationsmöglichkeiten, der internationale Wissensaustausch und die Möglichkeit der fachlichen Diskussion über Grenzen hinweg machten diese zweijährlich im Wechsel mit der Internationalen LS-DYNA Konferenz stattfindende Europäische Konferenz zu einem großen Erfolg. Neben interessanten Plenarvorträgen der Automobilhersteller BMW, Daimler, Porsche und Jaguar Landrover, die einen umfassenden Überblick über die aktuellen Trends und Herausforderungen bei der Crash- und Insassensimulation boten, bereicherten Vorträge von Siemens mit Anwendungen aus der Schienenfahrzeugindustrie, von der TU Wien mit der Vorstellung von aktuellen Forschungsergebnissen aus der Modellierung von Holzmaterial sowie von der NTNU Trondheim mit einem Beitrag zur Crashesimulation von Alu-

miniumstrukturen das Vortragsangebot. Darüber hinaus boten sich innerhalb der sechs parallelen Sessions mit Anwendervorträgen reichhaltige, fachliche Informations- und Diskussionsmöglichkeiten. Referenten aus Industrie und Wissenschaft stellten ihre Erfahrungen auf den Gebieten Crash, Insassen- und Fußgängerschutz, Airbag, Materialien, Optimierung, Metallumformung, Fluid-Struktur-Interaktion, Prozessoptimierung sowie zu ergänzenden Softwaretools zur Datenaufbereitung und zum Datenhaltung vor. Die 11. internationale LS-DYNA Konferenz findet vom 6. - 8 Juni 2010 in Detroit, USA, statt. Ein kostenloses LS-DYNA Update-Forum mit Dr. John Hallquist, Programmentwickler und Präsident der LSTC, findet am 12. November 2009 in Filderstadt bei Stuttgart statt.

www.dynamore.de

ENGINSOFT

R&D baut mehr und mehr auf Multiobjective Optimization

Die Ingenieure und das Beratungsteam der EnginSoft GmbH erfahren seit einiger Zeit eine stetig steigende Nachfrage für die modeFRONTIER Technologien, vor allem aus den Bereichen Energieerzeugung, Pumpenherstellung, Elektronik und den Sensorindustrien der Schweiz und Deutschlands. Neue Anwender in diesen Industriezweigen und in verschiedenen Forschungseinrichtungen nutzen die Software verstärkt für modernstes Produktdesign und Produktentwicklungen. modeFRONTIER ermöglicht beispielsweise die Analyse komplexer Datensätze und Lösungen, sowie die Optimierung von Prozessen in der Produktentwicklung und Übertragung von Daten, unerlässliche Faktoren für Wettbewerbsfähigkeit und Kundenzufriedenheit. Die Anwendung von modeFRONTIER beschleunigt alle Prozesse in der Produktentwicklung und hilft dabei, beachtliche Einsparungen in Zeit und Kosten zu erzielen.

EnginSoft verstärkt seine Repräsentanz in Deutschland

Die ESTECO GmbH, 2005 als Joint Venture von EnginSoft SpA, ESTECO Srl und der CFD Consultants GmbH gegründet, firmiert seit Februar 2009 als EnginSoft GmbH. Der neue Firmenname steht auch stellvertretend für den neuen alleinigen Eigentümer EnginSoft S.p.A.

www.enginsoft.com

ESI GROUP

ESI stellt neues Logo vor

ESI Group kündigte die Einführung ihres neuen Logos sowie der neuen Tagline „get it right an. ESI hat eine langjährige Tradition in der Entwicklung und Bereitstellung von Simulationslösungen für die Industrie, beginnend mit der Firmengründung 1973, der Entwicklung seines erfolgreichsten Produkts PAM-CRASH im Jahr 1985, bis hin zum Börsengang am Paris Nouveau Marché 2000, durch den mehrere Akquisitionen möglich wurden. Im Laufe der Jahre kamen Experten aus der ganzen Welt zu ESI. Heute beschäftigt das Unternehmen weltweit mehr als 750 hochgradige Spezialisten. Jetzt ist es für ESI an der Zeit, ihr Image gemäß dem aufzufrischen, was das Unternehmen heute darstellt und vertritt. Zusammen mit einem neuen, innovativen Logo hat ESI die neue Tagline „get it right eingeführt. Schon im Logo soll damit die Strategie verdeutlicht werden, End-to-End Virtual Prototyping-Verfahren zu ermöglichen, mit denen Kunden Entwicklungszyklen verkürzen und durch weniger physische Prototypen Kosten senken können. Entwickler und Ingenieure können direkt am virtuellen Prototyp frühzeitig testen, ob ein Produkt die geplante Leistung erbringt und auch in der geplanten Form herstellbar ist. Indem die Kunden in die Lage versetzt werden, „richtig zu bauen“, „richtig zu testen“ und „richtig zu liefern“ („build it right“, „test it right“, „deliver it right“), ermöglicht es ESI innovativen Unternehmen, Prototypen und letztlich auch das fertige Produkt beim ersten Ver-

such, ohne zeit- und kostenraubende Iterationen, richtig zu liefern. „Ich bin sehr froh darüber, diesen jüngsten Schritt in der Geschichte von ESI ankündigen zu können“, sagte Alain de Rouvray, Vorsitzender und Geschäftsführer der ESI Group. „Unser neues Markenprofil bietet uns die Möglichkeit, dem Markt einen starken, positiven Eindruck zu vermitteln: ESI ist ein innovativer Anbieter, der etwas wagt und neue Wege erschließt. Wir helfen unseren Kunden, es mit „get it right™“ auf Anhieb richtig zu machen, indem wir Lösungen bieten, die sowohl die Software als auch den Service für End-to-End Virtual Prototype-Verfahren anbieten. Damit können Simulationen schon in einer frühen Entwicklungsphase beginnen, so dass die Leistung des kompletten digitalen Modells Schritt für Schritt verifiziert werden kann, bevor der erste echte Prototyp hergestellt wird, und Endbenutzer und Manager frühzeitig Schlüsselentscheidungen treffen können“, fuhr er fort. „Zuverlässigkeit, Produktivität und Innovation steigen merklich an, wenn der Prototyp gleich beim ersten Versuch den Anforderungen entspricht. ESI bietet den Kunden hiermit einen wichtigen Wettbewerbsvorteil.“ Mit dem neuen Logo hat sich ESI für eine einfache, frische Erscheinung als Ausdruck von Modernität und Dynamik entschieden. Die Farbe Orange steht für Enthusiasmus, Kreativität und Entschlossenheit und spiegelt damit den Geist von ESI – Innovation, Qualität und Engagement für die Menschen – wieder. Das neue ESI-Logo repräsentiert eine auf dem Markt einzigartige Vision, Strategie und Identität. Get it right mit ESI! Für einen ersten Eindruck des neuen Erscheinungsbildes besuchen Sie bitte unsere Webseite: www.esi-group.com

ESI Group und École Polytechnique de Montréal kooperieren bei PAM-RTM

ESI hat dank seiner Partnerschaft mit der École Polytechnique de Montréal die Veröffentlichung zahlreicher Innovationen auf dem Gebiet der numerischen Simulation des Liquid Composite Molding (LCM) und der

Fertigungsprozessanalyse bekannt gegeben. 2007 wurde mit der École Polytechnique de Montréal ein langfristiger Vertrag geschlossen, in dem die Entwicklung, Prüfung und gewerbliche Verwertung von PAM-RTM, der simulationsbasierten Composite-Lösung für Resin Transfer Molding (RTM) und Harzinfusionsverfahren von ESI, vereinbart wurde.

ESI kündigt VA One 2008.5 an

ESI hat die Veröffentlichung von VA One 2008.5 angekündigt. VA One ist eine Komplettlösung zur vibroakustischen Simulation über die gesamte Frequenzbreite und kombiniert nahtlos Finite Elemente, Boundary Elemente und die SEA (Statistical Energy Analysis) in einem einzigen Modell. Die neue Version umfasst über 40 bedeutende Verbesserungen, die alle Module betreffen.

ESI Group gibt Virtual Performance Solution 2009 heraus

ESI hat die Herausgabe seiner Virtual Performance Solution Version 2009 bekannt gegeben, eine skalierbare Simulationslösung mit expliziten und impliziten Lösungstechnologien für alle Arten der virtuellen Produktentwicklung und -validierung.

Pam-Diemaker for CATIA V5

ESI gibt die Freigabe von PAM-DIEMAKER for CATIA V5 2009 bekannt.

ProCAST and QuikCAST

ESI gibt die Freigabe von ProCAST 2009 and QuikCAST 2009, einer einzigartigen Suite von Simulationslösungen für die Gießereiindustrie bekannt.

www.esi-group.com

FE-DESIGN

siehe „Beta CAE Systems“

www.fe-design.de

FRAUNHOFER SCAI

Neu erschienen: MpCCI Proceedings

Auf dem 10. MpCCI User Forum des Fraunhofer-Instituts für Algorithmen und Wissenschaftliches Rechnen im Februar 2009 auf Schloss Birlinghoven stellten zahlreiche Vertreter aus der Praxis industrielle Anwendungen mit der Software „MpCCI“ vor. Die Entwickler des SCAI erläuterten erstmals die neuen Funktionen von Version 4.0 der hersteller-

unabhängigen Kopplungssoftware für numerische Simulationscodes. Die Beiträge international renommierter Forscher und Entwicklungsingenieure sind in einem Tagungsband, den „MpCCI Proceedings“, zusammengefasst. Die „MpCCI Proceedings“ geben Einblick in die Funktionalität und bieten vielfältige Praxislösungen mit der „Multiphysics“-Software. Die Kopplung verschiedener Simulationen wird in der Industrie immer wichtiger, um den wachsenden Ansprüchen an die Qualität von Simulationsergebnissen und innovative Produkte gerecht zu werden. Im Maschinen-, Anlagen- und Automobilbau oder bei Windrädern und Kraftwerken ermöglicht die Kopplung von Simulationen zum Beispiel eine gegenseitige Berücksichtigung von Strömung und Struktur im Konstruktionsprozess, und trägt zu einer bestmöglichen Produktrealisierung bei. „MpCCI“ erlaubt die Kopplung zahlreicher kommerzieller Simulationscodes und wird stetig erweitert.

www.scai.fraunhofer.de

Werbeanzeige

Die Graduiertenschule Computational Engineering (CE) verfügt über ein hohes Maß an Expertise in allen Bereichen des CE. Wir bieten Kooperationspartnern aus dem industriellen Umfeld Möglichkeiten zu gemeinsamer Forschung und Intensivierung des Wissenstransfers in unseren Hauptforschungsfeldern:

- Modellierung und Simulation gekoppelter Multiphysics-Probleme
- Simulationsbasierte Optimierung
- Modellierung und Simulation von hierarchischen Mehrskalproblemen



Exzellenzinitiative
des Bundes und der Länder

Kontakt: Prof. Dr. M. Schäfer, Graduate School CE, Dolivostraße 15, 64293 Darmstadt

www.graduate-school-ce.de/cooperation

FEDEM TECHNOLOGY

Neue Version Fedem 5.0

Die Fedem Technology gibt die Veröffentlichung der Simulationssoftware Fedem bekannt.

www.fedem.com

IBM

IBM kündigt neue, leistungsstärkere XIV- und DS8000-Speichersysteme an

IBM hat neue High-End-Enterprise-Speicherprodukte im Portfolio seiner Informationsinfrastrukturlösungen angekündigt. Die neuen Systeme wurden dafür entwickelt, Unternehmen bei der Bewältigung ihres Datenwachstums noch besser zu unterstützen. Nähere Informationen unter www.ibm.com/systems/storage/disk/ds8000, www-03.ibm.com/systems/storage/news/center/xiv/index.html und www.ibm.com/storage.

Green500-Liste: IBM Supercomputer sind laut Report am energieeffizientesten

Laut der neuen Green500-Liste der Supercomputer, die von Green500.org veröffentlicht wurde, sind die IBM Supercomputer, die zu den leistungsfähigsten Computern der Welt zählen, auch die energieeffizientesten. Energieeffizienz ist ein zentrales Designprinzip bei der Entwicklung von IBM Systemen. Hierzu zählt auch die Arbeitsleistung pro Watt bei Workloads, die sehr viel Rechenleistung beanspruchen. IBM hält derzeit das breiteste Angebot an allgemein einsetzbaren Supercomputern bereit, das auf der Green500-Liste zu finden ist. Hierzu gehören Blue Gene, Power-Server, iDataPlex, BladeCenter und hybride Cluster. Die Liste zeigt, dass 18 der Top 20 der energieeffizientesten Supercomputer weltweit auf Basis von IBM High-Performance-Computing-Technologie gebaut wurden. Die Liste enthält Supercomputer aus aller Welt, die für eine Vielzahl von Aufgaben, wie zum Beispiel Astronomie, Klima- und Arzneimittelforschung

eingesetzt werden. IBM hält zudem 57 Plätze in den Top100 der Liste. Die Green500-Liste wird von Green500.org veröffentlicht. Sie liefert ein Ranking der energieeffizientesten Supercomputer der Welt und bietet eine ergänzende Sicht auf die Top 500-Liste der Supercomputer weltweit, die letzten Monat von Top500.org veröffentlicht wurde. Weitere Informationen zur Green500-Liste unter <http://www.green500.org>, zur Top500-Liste unter <http://www.top500.org>, und über IBM und HPC-Lösungen unter www.ibm.com/deepcomputing.

www.ibm.com/deepcomputing

INTEC

INTEC (SIMPACK) kooperiert mit ECN im Bereich Wind Energie

INTEC GmbH gab bekannt, dass sie auf dem Gebiet der Aerodynamik von Windenergieanlagen mit der niederländischen Forschungseinrichtung Energy Research Centre of the Netherlands (ECN) eine Kooperation eingegangen ist. Ein Ziel der Kooperation ist es, dem SIMPACK Anwender weitere Verfahren zur Berechnung der auf die Rotorblätter wirkenden aerodynamischen Kräfte zur Simulation der Anlagendynamik infolge veränderlicher Windfelder zur Verfügung zu stellen. Neben der von ECN entwickelten BEM Aerodynamik Methode, sollen auch detailliertere Methoden z.B. zur individuellen Pitchregelung der Rotorblätter in SIMPACK zur Verfügung stehen. Somit wird es erstmals möglich sein, in einem MKS-Tool unterschiedliche Ansätze zur Berechnung der aerodynamischen Kräfte einer detailliert modellierten Windenergieanlage zu verwenden.

www.simpack.de

INTES

VisPER Version 1.1 freigegeben

Im Mai 2009 hat INTES eine neue Version seines Modelleditors VisPER freigegeben, der spezialisierte Pre- und Postprocessingwerkzeuge für PERMAS bereitstellt. VisPER Version 1.1 vervollständigt die Palette von Optimierungswizards, welche den Aufbau von Optimierungsmodellen für PERMAS in einer grafisch geführten Weise unterstützt. Neben den schon vorhandenen Wizards zur Topologie- und Dimensionsoptimierung enthält VisPER Version 1.1 jetzt auch einen neuen Wizard für die Formoptimierung. Damit stellt VisPER eine einheitliche graphische Benutzeroberfläche für die Beschreibung von Optimierungsaufgaben zur Verfügung. Die Optimierung erfolgt mit PERMAS und die Auswertung kann wieder mit VisPER durchgeführt werden. Zusätzlich bietet VisPER Version 1.1 noch Erweiterungen wie spezifisches Postprocessing für Schweißpunktergebnisse, einen neuen Dialog zur Erzeugung von Parts (Gruppen), erweiterte Auswahlmöglichkeiten bei der Set-Erstellung, Spezifikation von Symmetrien und min/max Dimensionen in der Topologie-Optimierung, Verbesserungen beim Auffinden von Löchern und bei der Netzqualität im Wizard für die Fluid-Struktur-Kopplung und allgemeine Animationsmöglichkeit über Schieberegler (z.B. für Basisvektoren zur Formänderung). Darüber hinaus sind viele Verbesserungen in die neue Version eingeflossen, und auch die Dokumentation wurde auf den neuen Stand der Entwicklung gebracht.

www.intes.de

ISKO ENGINEERS

ADINA 8.6 – Multiphysikalische Simulationssoftware für Entwicklung und Produktoptimierung

Seit Mai 2009 ist die multiphysikalische Simulationssoftware ADINA in der aktuellen Programmversion 8.6 auf dem Markt. Als universelles FEM-Programmsystem bietet ADI-

NA umfassende Analysemöglichkeiten der mechanischen, thermischen und elektrischen Eigenschaften von Strukturen, Strömungen und Fluid-Struktur-Interaktionen. Die Version 8.6 bietet u.a. nochmals verbesserte Methoden der geometrischen Modellierung. Dank komplexer Funktionalität und Kopplungsoptionen ermöglicht ADINA die Berechnung linearer und nichtlinearer, quasistatischer und dynamischer Fragestellungen aus Strukturmechanik, Strömungsmechanik, Akustik, Thermodynamik und Elektromagnetismus. Die Komplettlösung ADINA integriert dabei unterschiedliche Simulationsdisziplinen in einem Programm. Dies hat sich – unabhängig von der Anwenderbranche – als besonders vorteilhaft für den Entwicklungsprozess erwiesen. Letztlich ist der Einsatz eines einzigen Simulationswerkzeuges preiswerter und zuverlässiger zugleich. ADINA ist das effiziente und erprobte All-in-one-Simulations-Werkzeug für entwicklungsbegleitende Berechnungen in allen Branchen von der Automobilkonstruktion über die Fertigungstechnik und Medizintechnik bis zur Luftfahrttechnik und erneuerbare Energien.

www.isko-engineers.de

LMS

Continental Automotive simuliert Hybridfahrzeuge mit LMS Imagine.Lab AMESim

LMS präsentiert seine erweiterte Lösung für die Simulation von Hybridfahrzeugen. LMS bietet sowohl Automotive OEM's wie auch Zulieferern ein zuverlässiges Werkzeug, um kostengünstig Hybridfahrzeuge zu entwickeln. So können strenge CO2- und andere Emissionsziele eingehalten und Markenmerkmale wie Leistung, Qualität und Zuverlässigkeit gepflegt werden. LMS Imagine.Lab Hybrid Vehicle hilft Ingenieuren sowohl bei der Analyse des Energie-Managements als auch bei der Auslegung des Verbrennungsmotors und der elektrischen Systeme. Damit kann die beste Struktur

für Hybrid-Antriebstränge bei gleichzeitiger Berücksichtigung des Fahrzeug-Wärmemanagement ermittelt werden. Continental Automotive Frankreich setzt LMS Imagine.Lab AMESim bereits bei der Entwicklung und Validierung eines Mild-Hybrid-Fahrzeug-Modells für die Vorhersage der CO2-Emission ein. Dieses Modell erlaubt Continental Automotive, eine komplette und detaillierte Energiebilanz des Fahrzeugs zu erstellen. Dabei konnten die Einflüsse von neuen Komponenten bestimmt, sowie Kontrollfunktionen entwickelt, validiert und kalibriert werden.

www.lmsintl.com

MSC.SOFTWARE

Übernahmevertrag mit Symphony Technology Group

MSC-Software gab bekannt, dass das Unternehmen mit Tochtergesellschaften der Symphony Technology Group (STG) einen Vertrag unterzeichnet hat, gemäß dem eine STG unterstelltes Unternehmen alle ausgegebenen MSC-Aktien in bar im Rahmen einer Fusionierung erwerben wird, die mit einem Gesamtwert von 360 Millionen US-Dollar beziffert wird. MSC-Aktionäre erhalten gemäß diesem Vertrag 7,63 US-Dollar pro MSC-Stammaktie. Dieser Preis entspricht einem Aufschlag von ca. 13 % auf den Schlusskurs der MSC-Aktien vor Bekanntgabe der Übernahme sowie einem Aufschlag von ca. 24 % im Vergleich zur durchschnittlichen Schlussnotierung dieser Aktien über einen Zeitraum von 90 Börsentagen. „Nach sorgfältiger und gründlicher Prüfung aller strategischen Alternativen für MSC hat der MSC-Aufsichtsrat diesen Vertrag gebilligt, da er für unsere Aktionäre die beste Option darstellt“, so Ash Munshi, Interims-CEO und Präsident von MSC. „Diese Entscheidung ist der Höhepunkt eines langen Prüf- und Evaluierungsprozesses und bietet neben einer Wertsteigerung für unsere Aktionäre auch unseren Mitarbeitern und unseren Kunden exzellente Möglichkeiten.“ „Dank dieser Transaktion wird das Unterneh-

men auch weiterhin in der Lage sein, sich auf die Entwicklung und Vermarktung führender Simulationslösungen zu konzentrieren. Wir sind erfreut, dass Symphony die bisherigen Erfolge von MSC zu würdigen weiß, und freuen uns auf die nächste Phase des Unternehmens“, so Munshi weiter. „Die Produktpalette von MSC umfasst zweifellos marktführende Simulationslösungen mit einer nachweislichen Erfolgsgeschichte und großen Wettbewerbsvorteile für die Kunden. MSC blickt auf eine lange Geschichte zurück, in der sich das Unternehmen im Bereich von Design und Simulation für verschiedenste Branchen stets als Triebkraft für Innovation präsentiert. Symphonys Mission ist die eines Partners, der beim Aufbau erfolgreicher Unternehmen hilft und Wachstum durch Innovation ermöglicht. Deshalb freuen wir uns, ein so starkes Geschäftsmodell, wie es das MSC-Team im Laufe der vergangenen 45 Jahre geschaffen hat, als Stütze unseres Unternehmens gewinnen zu können“, erläuterte Dr. Romesh Wadhvani, CEO und Hauptgeschäftsführer der Symphony Technology Group. Der MSC Aufsichtsrat hat der Fusion zugestimmt und wird die Empfehlung aussprechen, dass auch die Aktionäre den Vertrag akzeptieren. Im Zusammenhang mit der Transaktion haben Aktionäre, die ca. 14 % der ausgegebenen MSC-Aktien repräsentieren, einschließlich des größten Aktionärs, Elliott Associates, sowie alle Direktoren und Geschäftsführer der Firma für die Transaktion gestimmt. Elliott Associates hat sich darüber hinaus zur Fremd- und Eigenfinanzierung verpflichtet, um die Finanzierung der gesamten Transaktion zu unterstützen. Wells Fargo Foothill, Teil der Wells Fargo & Company (NYSE:WFC), und die Capital Source Bank werden die vorrangige Bankfinanzierung übernehmen. Die Transaktion unterliegt den handelsüblichen Abschlussbedingungen, einschließlich der Zustimmung seitens der MSC-Aktionäre, sowie den behördlichen Genehmigungen und soll erwartungsgemäß gegen Ende des dritten Quartals 2009 ab-

geschlossen sein. J.P. Morgan Securities Inc. fungiert als Finanzberater auf Seite von MSC im Rahmen dieser Transaktion.

Procter & Gamble (P&G): Entscheidung für SimManager und SimXpert

MSC Software gab bekannt, dass die Firma Procter and Gamble den Einsatz von SimXpert und SimManager beschlossen hat. Die Software soll Design und Prozesse in der komplexen Entwicklung von Konsumgütern verbessern. Das Ziel von P&G ist es, den Zeitaufwand für umfassende Simulationen zu verringern. Zudem soll die Genauigkeit und Zuverlässigkeit virtueller Prototypen sowie die Simulationen des Produktionsprozesses bereits im Frühstadium der Produktentwicklung zu verbessert werden.

Das Kompetenzzentrum Virtuelles Fahrzeug entscheidet sich für MD Adams als Standard für die Mehr- körpersimulation

MSC Software teilte mit, dass das Kompetenzzentrum Virtuelles Fahrzeug (ViF) in Graz, Österreich, beschlossen hat, auf MD Adams und MD Adams/Car umzustellen. MD Adams wird für Mehrkörpersimulationen (MKS) verwendet. Mit MD Adams/Car können Konstrukteure speziell in der Automobilindustrie in kurzer Zeit funktionelle virtuelle Prototypen ganzer Fahrzeuge und von Fahrzeugteilsystemen entwerfen und testen.

www.mscsoftware.com

NAFEMS

Erster e-Learning Kurs erfolgreich absolviert

Zum ersten Mal wurde im Rahmen der NAFEMS e-Learning Reihe ein sechswöchiger Kurs „Dynamic FE Analysis“ durchgeführt. Der Kursleiter Tony Abbey konnte mit einer Gruppe von 25 Teilnehmern - die maximale Anzahl für diese Art von Kursen - in einer interaktiven Umgebung arbeiten. Der nächste e-Learning Kurs zum gleichen Thema be-

gann am 14. Juli 2009 - wieder über einen Zeitraum von sechs Wochen. Am 25. August beginnt ein weiterer vierwöchiger Kurs mit dem Thema „Introduction to Composite FE Analysis“. Beide Kurse sind von NAFEMS als sogenannte „instructor-led, web-based training courses“ akkreditiert. Mehr Infos hierzu finden Sie unter www.nafems.org/e-learning.

NAFEMS Networking auf YouTube, twitter und LinkedIn

Um Schritt zu halten mit dem schnell voranschreitenden „social networking“ via Internet hat NAFEMS Kontaktpunkte in verschiedenen Foren eingerichtet. So findet man NAFEMS unter www.twitter.com/NAFEMS, www.twitter.com/benchtweet und unter LinkedIn (suche nach „NAFEMS“). Auch auf YouTube (www.youtube.com/NAFEMS), gibt es bereits Informationen zu Veranstaltungen, sowie Interviews von Experten. Schauen Sie mal rein.

NAFEMS Webinar mit über 400 Teilnehmern

In Zusammenhang mit der Entwicklung des e-Learning Kurses „Dynamic FE Analysis“ fand im April ein Webinar zum gleichen Thema mit über 400 Teilnehmern statt. NAFEMS Webinare erfreuen sich immer größerer Beliebtheit. Mehr Informationen finden Sie unter www.nafems.org/events/webinars

www.nafems.org

SAMTECH

Neues Corporate Image

SAMTECH hat ein neues Corporate Image, welches ein neues Firmenlogo, neue Produktlogos, und eine neue Website umfasst.

www.samtech.com

SIMULIA

siehe „Dassault Systèmes“

SWAP COMPUTER

Vertrieb von DATAKIT Produkten zur Datenkonvertierung nach FEM-Programmen

Seit 01. Juli vertreibt die SWAP Computer GmbH aus Kehl am Rhein neben CADfix, dem Datenkonvertierungs- und reparaturprogramm des britischen Softwareherstellers TranscenData, auch die Produkte der französischen Firma DATAKIT. „Indem wir nun auch reine Konverter anbieten, runden wir das Produktportfolio - auch preislich - nach unten ab“, so Albert Eckert, der Geschäftsführer von SWAP. Für die Produkte CrossCAD und CrossManager stehen mehr als 50 verschiedene Importschnittstellen zur Verfügung, so dass kaum ein Format nicht in die FEM-Umgebung transferiert werden kann. Die Software zeichnet sich durch eine extrem hohe Konvertierungsleistung aus: So wird z. B. ein 100 MB großes natives CATIA V5-part in weniger als 2 min nach STEP umgewandelt. Die Preise beginnen (inkl. Batchmodus) bei 1800.- Euro (zzgl. MwSt.).

www.swap.de

SIEMENS PLM SOFTWARE

Teamcenter 8 für mehr Produktivität im gesamten Produkt- lebenszyklus

Siemens PLM Software kündigt die neueste Version seiner Teamcenter-Software an, dem weltweit am meisten genutzten PLM-System. Der Fokus der Version 8 von Teamcenter liegt auf individueller Anwender-, Applikations- und IT-Produktivität. Die Version wartet mit einer breiten Palette an Verbesserungen auf sowie neu mit Support für IBM-Software einschließlich DB2 Information Manager, WebSphere Application Server, Tivoli Access Manager, Tivoli Storage Manager und Rational ClearCase. Mit Teamcenter als einzige Quelle für Produkt- und Prozesswissen können individuelle Nutzer und Teams produktiver arbeiten – rund um die Uhr und von jedem beliebigen Standort weltweit. Teamcenter 8 ist ab sofort verfügbar.

Verfügbarkeit von NX für MAC OS X

Siemens PLM Software kündigt die Verfügbarkeit von NX mit nativem Support für Mac OS X an. Sämtliche Funktionalitäten für CAD und CAM von NX, der führenden Anwendung für die digitale Produktentwicklung von Siemens PLM Software, ist ab sofort für das Apple-Betriebssystem auf allen 64-bit Intel-basierenden Mac-Computern verfügbar.

CIMdata sieht Siemens PLM als Marktführer

Siemens PLM Software hat eine positive Marktbewertung von CIMdata erhalten. Das Beratungs- und Marktforschungsunternehmen positioniert Siemens PLM Software als PLM-Marktführer.

www.siemens.de/plm

hier der SUV – bis auf Einzelteilenebene zerlegt und gescannt, bzw. photogrammetrisch vermessen. Auf Basis der so gewonnenen geometrischen Informationen und der Identifikation der verwendeten Materialien entsteht ein Simulationsmodell, das sämtliche relevanten Eigenschaften des Fahrzeuges abbildet – sehr genau und: absolut reproduzierbar. Um die Verlässlichkeit der Simulationsergebnisse zu untermauern, wird das Fahrzeug zudem einer Reihe von Tests unterzogen (Bestimmung der Lagersteifigkeiten, Modalanalysen, FRF-Analysen, K&C etc.). "Im Vergleich zu einem rein dokumentierenden Benchmarking, bietet die von TECOSIM eingesetzte Methode einen entscheidenden Vorteil: Einzelne Eigenschaften und Funktionen des 'Konkurrenzproduktes' können gezielt

untersucht, und mit den eigenen Produkten unseres Auftraggebers in der selben (Simulations-)Umgebung verglichen werden", so Dipl.-Ing. Udo Jankowski, Geschäftsführer, TECOSIM GmbH. So können Einflüsse und Sensitivitäten sichtbar gemacht, und ein intelligenter Technologietransfer ermöglicht werden. "Es ist immer besser, etwas zu verstehen, als es zu kopieren", so Udo Jankowski. Dem jetzt erteilten Auftrag zum virtuellen Benchmarking des SUV der Luxusklasse, waren bereits Aufträge des selben Auftraggebers vorausgegangen – hier in den Bereichen Topologieoptimierung und Closure Optimization, bis zur Erstellung von Karosseriemodellen (Body in White).

www.tecosim.de

TECOSIM

Virtuelles Benchmarking: Simulation von Chassis-Performance und Fahrzeugdynamik

Der CAE-Dienstleister TECOSIM GmbH hat den Erhalt eines Auftrages zum virtuellen Benchmarking eines Sport Utility Vehicle (SUV) der Luxusklasse bestätigt. Dabei sollen Informationen über Chassis-Performance und Fahrzeugdynamik des von einem deutschen Automobilhersteller produzierten SUV gewonnen werden. Das Auftragsvolumen beträgt rund 470.000 Euro. Das Projekt, dessen Abschluss für Dezember 2009 vorgesehen ist, gliedert sich in zwei Projektphasen: In einem ersten Schritt bauen die Rüsselsheimer CAE-Spezialisten ein MKS-Berechnungsmodell (ADAMS) des kompletten Chassis auf, inklusive Räder und Reifen. In der jetzt gestarteten zweiten Projektphase gilt es, zunächst ein NVH-Modell (NASTRAN, trimmed body configuration) aufzubauen. Ebenfalls in Phase II erfolgt dann die Integration dieses NVH-Modells, sowie des in Phase I erstellten Chassis-Modells, in ein MKS-Berechnungsmodell des Komplettfahrzeuges. Beim virtuellen Benchmarking wird das Fahrzeug –

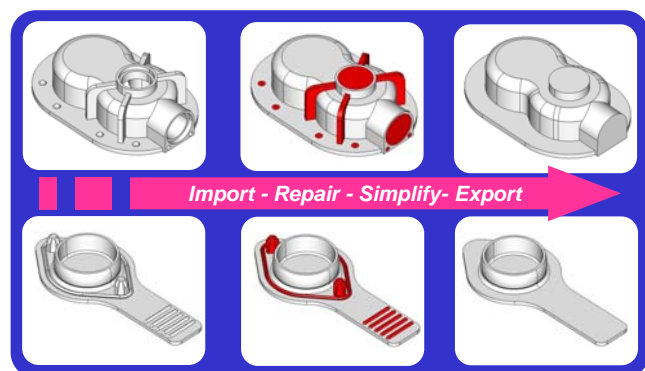
Werbeanzeige

CAD/FEM/CFD Datenaustausch

CADfix®

Schneller und effektiver 3D-CAD-Datenaustausch zwischen allen gängigen CAD/CAM&CAE-Anwendungen

- CAD-Datenkonvertierung und -reparatur
- Featureentfernung und Geometrievereinfachung
- Verschmelzen von Einzelflächen
- Entfernen von Miniflächen



"Mit CADfix dauert ein Datentransfer manchmal nur noch zehn Minuten. Die tagelange manuelle Nacharbeit und Kontaktaufnahme mit den Designern gehört der Vergangenheit an."

Harald Hoffman, Loewe AG, Design- und Unterhaltungselektronik

Contact us today if you would like to arrange for a demonstration, or find out more about how CADfix can help streamline your processes, save time and boost the level of service you're able to offer your customers

ITI TranscenData
TranscenData Europe Ltd
euinfo@transcendata.com
Tel: +44 1954 234300

SWAP Computer GmbH
albert.eckert@swap.de
Tel: +49 (0)7851-480476



www.cadfix.com www.cadfix.de www.swap.de



Natur entwickelt
sich selbst ...

... Wir entwickeln den Rest.

Als Partner namhafter internationaler Hersteller und Zulieferer kümmern wir uns um den kompletten Entwicklungsprozess für die Automotive, Aerospace und Engineering Industries. Vom Konzept bis zur Serie: über Konstruktion, Berechnung und Simulation, Versuch, Elektrik und Elektronik sowie Qualitäts- und Projektmanagement.

Werden Sie Teil unseres erfolgreichen Teams am Standort Bremen

Teamleiter

Strukturmechanik Aerospace (m/w)

Ihre Aufgaben

Als Teamleiter Strukturmechanik (m/w) sind Sie für die Leitung eines Teams von ca. 5-10 Berechnungsingenieuren hinsichtlich aller technischen- und projektrelevanten Punkte verantwortlich. Neben der eigenständigen Durchführung von Berechnungen, führen Sie Ihr Team in allen technischen Punkten, steuern in Zusammenarbeit mit Ihren Mitarbeitern die Projekte und sind für das Projektcontrolling zuständig. Darüber hinaus unterstützen Sie aktiv die Akquisetätigkeiten und die Angebotserstellung und sind verantwortlich für die Einhaltung aller Anforderungen und Richtlinien der Projekte und bilden die Schnittstelle zu unseren Kunden.

Das bringen Sie mit

Sie haben ein abgeschlossenes Studium im Bereich Luft- und Raumfahrttechnik und bringen idealerweise mindestens 3 Jahre Berufserfahrung im Bereich technische Berechnung mit. Durch Ihr fundiertes Fachwissen im Bereich FEM und analytischer Berechnungsverfahren sind Sie der kompetente Ansprechpartner für Ihre Teammitglieder. Im Idealfall konnten Sie durch die eigenverantwortliche Steuerung vergangener Projekte erste Führungserfahrungen sammeln.

Wir freuen uns auf Ihre Bewerbung. Dazu senden Sie uns bitte Ihre Unterlagen mit Angabe Ihres Gehaltswunsches und Ihres frühestmöglichen Eintrittstermins via E-Mail an karriere@puz.de.

Bitte beziehen Sie sich hierbei auf die Stellenreferenznummer B-915-901. Weitere Informationen zur Stelle, unserem Unternehmen und Ihren Entwicklungsmöglichkeiten erhalten Sie bei unserem HR-Team (Tel.: +49 (0) 89 / 318 57 - 501) oder unter www.puz.de.

Weitere Stellenangebote finden Sie unter www.karriere.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

TRANSTEC

transtec startet europaweite Virtualisierungs-Roadshow

transtec geht auch 2009 mit seiner erfolgreichen Virtualisierungs-Roadshow auf Tour durch Europa. IT-Verantwortliche können sich auf der eintägigen Veranstaltung über die neuesten Trends der Virtualisierungstechnologie informieren. Außerdem erleben die Teilnehmer in einer Live-Demonstration praxisnah die realen Vorteile von Virtualisierungslösungen. In Deutschland wird die Roadshow in Düsseldorf, Frankfurt, Hamburg und Tübingen Station machen. Die Teilnahme ist kostenlos.

www.transtec.de

VISENSO

Kooperation mit RTT und TechViz

Durch den Abschluss von Reseller-Verträgen mit den 3D-Visualisierungs-Experten TechViz (Paris) und RTT (München) stellt der führende Stuttgarter Virtual Reality (VR) Anbieter VISENSO jetzt die gesamte Bandbreite innovativer Lösungen für die interaktive Visualisierung und Analyse von CAD-Daten bereit. Damit wird ein schneller und kostengünstiger Einstieg in die VR-Technologie ebenso gewährleistet, wie ein effizienter Einsatz und flexibler Ausbau der Anwendungen bis hin zur High-End-Lösung.

www.visenso.de

Bitte senden Sie Pressemitteilungen an magazin@nafems.de.

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

Veranstaltungstermine 2009

NAFEMS e-Learning Kurs:

Dynamic FE Analysis

14.07. (6 Wo) Internet www.nafems.org/e-learning NAFEMS

NAFEMS e-Learning Kurs:

Introduction to Composite FE Analysis

25.08. (4 Wo) Internet www.nafems.org/e-learning NAFEMS

Deutsche Simulia-Konferenz

21.-22.09. Würzburg www.simulia.com Dassault Systemes Simulia

SIMPACT Academy Wind Turbine Dynamics and Design

23.-25.09. Groß Schwansee www.simpact.com/302.html Intec

Weimarer Optimierungs- und Stochastiktage

15.-16.10. Weimar, D www.dynardo.de Dynardo GmbH

3. Europäischen Comsol Konferenz 2009

14.-16.10. Mailand, I www.comsol.de/papers_09 Comsol Multiphysics

NAFEMS Trainingskurs FEM Basic 1:

Praxisorientierte Strukturmechanik / Festigkeitslehre

19.-20.10. Wiesbaden, D www.nafems.org * NAFEMS

Internationale LMS Simulation Conference

28.-29.10. München, D www.lmsgermany.com LMS International

European Hyperworks Technology Conference

02.-04.11 Ludwigsburg, D www.altairhtc.com Altair Engineering

NAFEMS Seminar:

Multidisziplinäre Simulationen – Die Zukunft der virtuellen Produktentwicklung

09.-10.11. Wiesbaden www.nafems.org NAFEMS

NAFEMS Trainingskurs

CFD Basic:

Practical CFD Analysis (in English)

11.-12.11. Wiesbaden, D www.nafems.org * NAFEMS

LS-DYNA Anwenderforum

12.11. Filderstadt, D www.dynamore.de DYNAmore

ANSYS Conference & 27. CADFEM Users´ Meeting

18.-20.11. Leipzig, D www.usersmeeting.com ANSYS / CADFEM

NAFEMS Trainingskurs FEM Basic 2:

Praxisorientierte Grundlagen für FEM-Analysen

23.-24.11. Wiesbaden, D www.nafems.org * NAFEMS

Blechexpo/Schweisstec 09

01.-04.12 Stuttgart, D www.blechexpo-messe.de P.E. SCHALL

Euromold

02.-05.12. Frankfurt, D www.euromold.com Demat

* Bitte Sprache auf „Deutsch“ wechseln, um gefilterte Informationen für den deutschsprachigen Raum zu erhalten.



Creta Maris Convention Center auf Kreta

The Analysis Advantage: Perspectives on Engineering Simulation for Today and Beyond



Der 12. NAFEMS World Congress fand von 16. - 19. Juni auf Kreta, Griechenland, statt. Trotz der schwierigen wirtschaftlichen Situation nahmen mehr als 200 Teilnehmer teil und genossen drei Tage voll mit Präsentationen, Workshops, Diskussionsforen, Podiumsdiskussionen und Networking-Möglichkeiten.

In mehr als 130 Vorträgen, darunter Keynote-Präsentationen von M. Wiedemann (DLR); E. Schelkle (Dr. Ing. h.c. F. Porsche AG / ACS); T. Yasuki (Toyota Motor Corp.); L. Komzisk (Siemens); J. Marczyk (Ontonix); F. Besnier (Principia) sowie Invited-Presentations von J. Leuridan (LMS International), A. de Rouvray (ESI Group), B. Engelmann (Simulia) und R. Sadeghi (MSC.Software), konnten die Teilnehmer umfangreiche Informationen über den aktuellen Stand numerischer Simulationsmethoden und über zukünftige Entwicklungen und Trend aus erster Hand sammeln.

Neben zahlreichen Workshops zu Material, Education & Training, Simulation Data Management, Computational Fluid Dynamics, Substituting Physical Test with Simulation und Multi-Physics Analysis fand zum ersten Mal das Symposium „Analysis and Simulation of Composite Structures, including Damage and Failure Simulation“ mit zahlreichen Vorträgen und einem von Prof. K. Rohwer (DLR) geleiteten Workshop statt. Begleitet wurde der Congress von einer Hard- und Softwareausstellung führender Anbieter. Nähere Informationen und Bilder zum NAFEMS World Congress finden Sie in Kürze unter www.nafems.org/congress.

Wir möchten an dieser Stelle allen Vortragenden, Ausstellern, Teilnehmern, Sponsoren, Sitzungs- und Workshopleitern, Committee-Mitgliedern, Helfern und Unterstützern herzlich für ihr Engagement danken und freuen uns auf ein Wiedersehen 2011 in Nordamerika.

Ihr NAFEMS World Congress Team



CEO / CTO Panel Discussion

V.l.n.r.: J. Marczyk (Gründer Ontonix); L. Komzisk (Chief Numerical Analyst, Siemens PLM Software); R. Sadeghi (CTO, MSC.Software); A. de Rouvray (Chairman und CEO, ESI Group); J. Leuridan (Executive Vice-President und CTO, LMS International); B. Engelmann (Vice President und CTO, Simulia); U. Schramm (CTO HyperWorks, Altair Engineering); C. Stavriniadis (European Space Agency, Chairman NAFEMS Council)



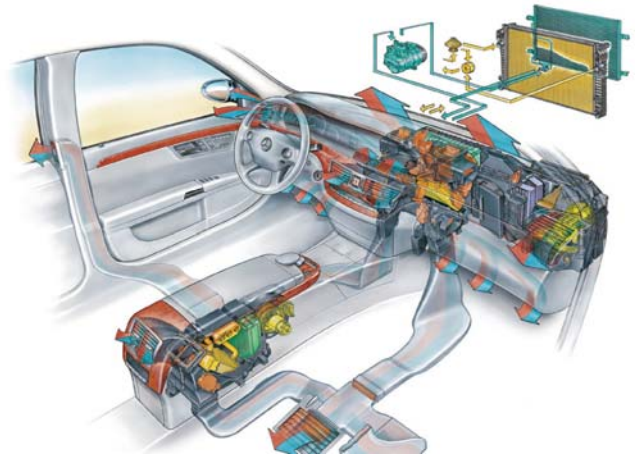
Ein Teil des NAFEMS Teams

V.l.n.r.: T. Morris, D. Quinn, J. Davenport, P. Steward, M. Zehn, M. Ladzinski; Vorne sitzend: R. Oswald, H. Wankel

Validierung der Schwingungsberechnung an Klimaanlage und Gebläsen

J. Ehrmanntraut, D. Links, M. Knör, J.-C. Sick,
Dr. W. Kühnel, Dr. T. Heckenberger

Behr GmbH & Co. KG, Stuttgart, Germany

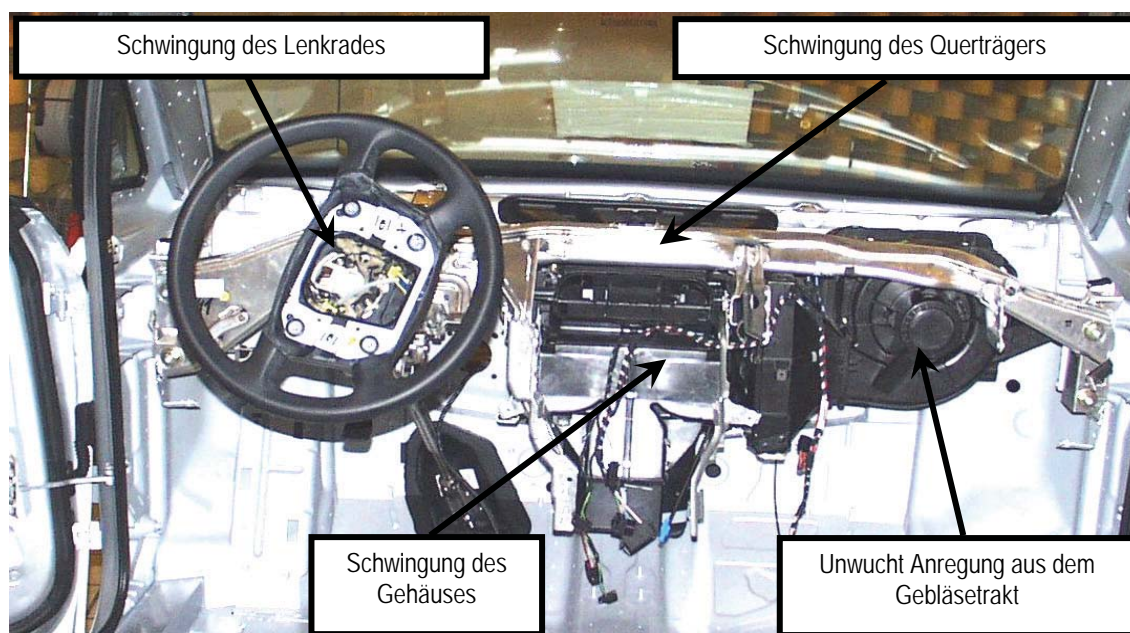


1 Übersicht BEHR Bauteile und Baugruppen

BEHR als Systempartner für das Thermomanagement im Auto optimiert den Wärme- und Kältekreislauf. Dies bezieht sich nicht nur auf die Verbesserung des thermodynamischen Verhaltens, sondern auch auf Festigkeit, Schwingungsverhalten und Gewicht der Bauteile. Beginnend in der Konzeptphase werden fast alle Produkte in den verschiedenen Stadien des Entwicklungszyklus in verschiedener Auflösung berechnet. Beispiele sind lineare und nichtlineare statische Analysen mit Kontakt- sowie Schwingungs-, Temperatur- und Crash-Berechnungen.

2 Ziele der Berechnung von Klimaanlagen

Das Ziel der Berechnung von Klimaanlagen ist – neben statischer Steifigkeits- und Spannungsberechnung – die korrekte Abbildung des Schwingungsverhaltens. Solche Berechnungen ermöglichen die Vorhersage von unerwünschten Schwingungen früh im Entwicklungsprozess und somit frühe Design Verbesserungen. Zusätzlich zur Berechnung der gesamten Anlage liegt ein Schwerpunkt auf der Untersuchung von Schwingungen, die durch die Unwucht des Gebläses angeregt werden. Diese Schwingungen können sich unter ungünstigen Umständen in die Klimaanlage fortpflanzen und auf den Querträger übertragen werden, im Extremfall verursachen sie Vibrationen am Lenkrad oder hörbare Geräusche. Die Transferpfade dieser Unwucht erregten Schwingungen werden untersucht um ihre Übertragung von Anfang durch eine günstige Entkopplung des Gebläsemotors zu verhindern. Das folgende Bild zeigt ein Beispiel für eine Klimaanlage und ihre direkte Verbindung mit dem Querträger in einer Rohkarosserie.



Die dynamische Untersuchung besteht aus den folgenden Schritten:

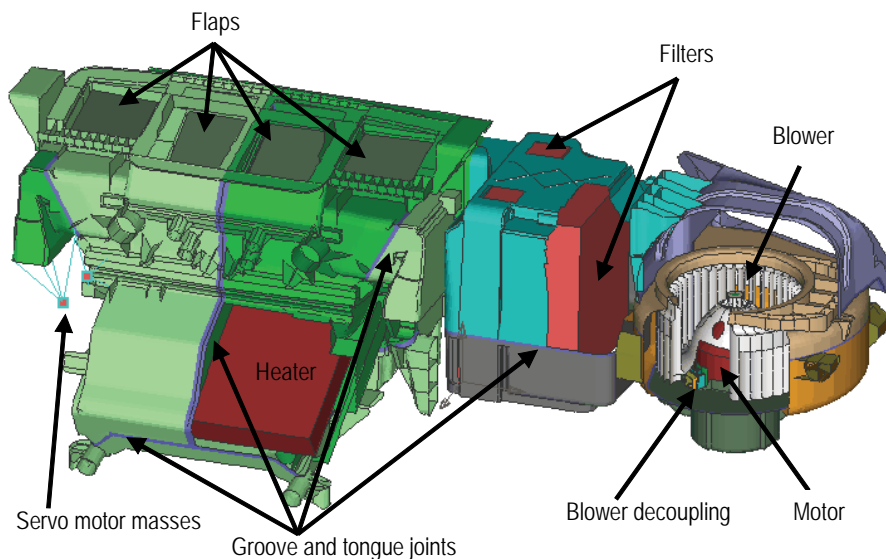
- Modalanalyse zur Bestimmung von Eigenformen und Eigenfrequenzen
- Berechnung des Antwortverhaltens im Frequenzbereich
- Numerische Optimierung bezüglich Eigenfrequenzen (basierend auf der Modalanalyse) und der Schwingungsamplituden (basierend auf dem Frequenzgang)

3 Anforderungen an FE-Modelle von Klimaanlage

Aus Sicht der FEM-Berechnung sind Klimaanlage extrem inhomogene Bauteile, bestehend aus unterschiedlichen Materialien:

- Dünnwandigen Gehäuseteilen(Herstellung durch Spritzguss)
- Nut- und Feder Verbindungen sowie kleine Metallclips und Schrauben zur Verbindung dieser Teile
- Lose ineinander gefügte oder gesteckte Teile wie Heizkörper, Verdampfer und Filter aus den unterschiedlichsten Materialien, teilweise direkt mit dem Gehäuse verbunden, teilweise durch Schäume entkoppelt
- Durch kleine Servomotoren angetriebene Klappen in der Luftführung,
- Elektromotor des Gebläses, über Gummientkopplungen mit dem Gehäuse verbunden

Alle Einzelteile und ihre Verbindungen untereinander beeinflussen Masse und Steifigkeit. Für die rechnerische Vorhersage des Schwingungsverhaltens ist es wichtig, diese Einflüsse im FE-Modell korrekt zu erfassen. Der Abgleich der FE-Modelle mit Ergebnissen aus der experimentellen Modalanalyse ist hierfür ein wichtiges Werkzeug. Die Einflüsse können quantifiziert, das Modell dem Test angepasst und daraus validierte Modellierungsrichtlinien abgeleitet werden.



Die Erstellung eines FE-Modelles für die dynamische Berechnung einer Klimaanlage ist eine sehr komplexe Aufgabe und hängt von vielen Details ab, wie z.B.

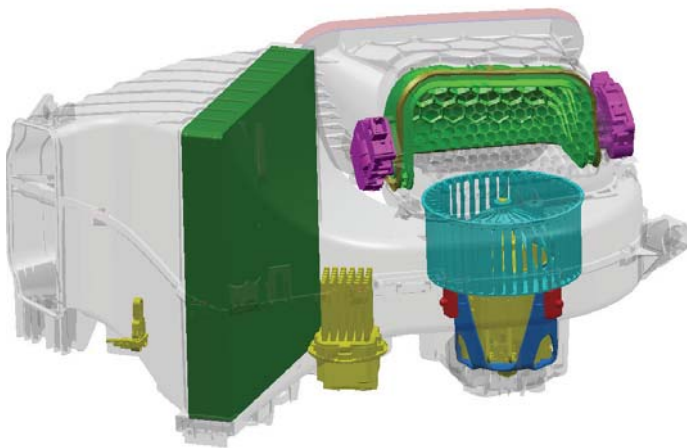
- Modellierung der Nut- und Feder Verbindung (sie streift das Gehäuse aus)
- Verbindung der verschiedenen Gehäuseteile(punktuell, flächig, Kopplungsrichtung)
- Modellierung von Gebläsemotor, Heizkörper und Verdampfer (Ausmodellierung mit Volumen oder Erfassung als Masse mit Trägheiten)
- Modellierung der Klappen (offen / geschlossen / Masse mit Trägheiten)
- Verbindung der oben genannten Bauteile mit dem Gehäuse: Federn, verschiedene Möglichkeiten von MPCs
- Modellierung der Entkopplung des Gebläsemotors

4 Modalanalyse

In der Modalanalyse werden Eigenformen (Beispiele s. Bild unten) und Eigenfrequenzen ermittelt. Aus Sicht von Test und Simulation ist es ein einfaches und zeitsparendes Verfahren, um über das Schwingungsverhalten eines Bauteils erste Informationen zu bekommen. Ziel der Modalanalyse in der Simulation ist weiterhin:

- Information über mögliche Resonanzstellen in bestimmten Frequenzbereichen
- Gewinnung einer Modalen Basis für Antwortberechnungen im Zeit- und Frequenzbereich

5 Entkopplung von Klimagebläsen, Funktion und Konzept



Das Bild links zeigt den prinzipiellen Aufbau einer Klimaanlage. Die Entkopplung der Gebläseschwingungen erfolgt durch Entkopplungselemente (im Bild rot).

Dahinter steckt die Idee, die Eigenfrequenzen der Entkopplung so weit abzusenken, wie es ohne Beeinträchtigung der Funktion unter Beschleunigungslasten aus einer Schlechtwegstrecke möglich ist. Das erfolgt durch Modifikation der Entkopplung hinsichtlich Steifigkeits- und Dämpfungseigenschaften durch Wahl von Material, Geometrie und Einbaubedingungen.

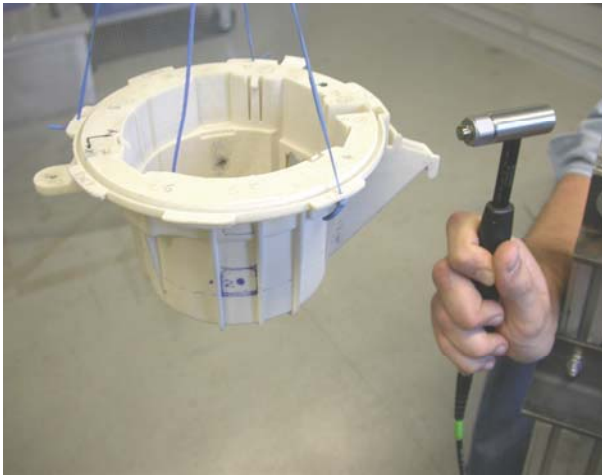
Um die Steifigkeit der Entkopplung gering zu halten, werden für die Entkopplungselemente Gummi-ähnliche Materialien verwendet. Diese Materialien sind nicht nur weich sondern haben auch eine hohe Dämpfung. Die Geometrie dieser Entkopplungselemente kann sehr unterschiedlich sein, weil sie stark von der Zusammenbausituation abhängt.

In diesem Beispiel werden Entkopplungselemente aus einem thermoplastischen Elastomer untersucht. Sie sind zyklisch zwischen Motoradapter und Ring der Lagerschale eingesteckt, d.h. ohne Verklebung oder Verbindung durch eine Spritzguss Ummantelung. Die Lagerschale ist mit Metallclips am Gehäuse befestigt. Diese Art der eingesteckten Entkopplung ist ein Standardkonzept.



Es gibt ein weiteres Entkopplungskonzept, bei dem eine ringförmige Entkopplung in einem Spritzgussprozess zusammen mit dem Restbauteil gefertigt wird. Dieses Konzept erfordert weniger Einzelschritte beim Zusammenbau und ist entsprechend preisgünstiger.

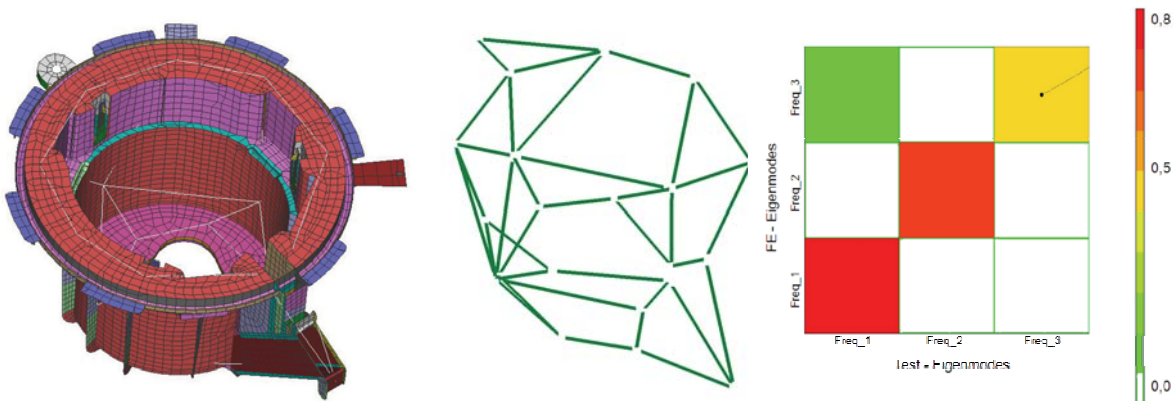
6 Vergleich von rechnerischer und experimenteller Modalanalyse



In den vorgestellten Untersuchungen wurden Modaltests durchgeführt. Die Testergebnisse (Eigenwerte und Eigenformen) werden mit den Berechnungsergebnissen verglichen. Unter der Voraussetzung, dass der Test präzise durchgeführt wurde und das reale Bauteilverhalten widerspiegelt, werden die Testergebnisse zur Anpassung des FE-Modelles verwendet, um eine bessere Korrelation zwischen Rechnung und Test zu erhalten.

Zuerst wurden alle Einzelteile des Gebläsetraktes (z.B. die Lagerschale im Bild links) einzeln in einer experimentellen Modalanalyse untersucht. Die Untersuchungen wurden frei-frei (im Test hängt das Bauteil an Gummischnüren) durchgeführt.

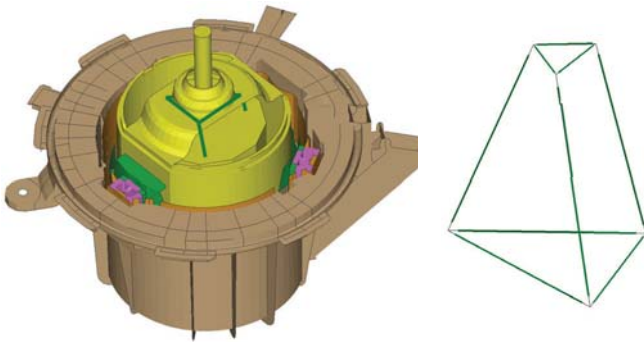
Es wurde die ‚Fixed Hammer Technik‘ verwendet. Hierbei wird die Anregung immer nur an einer bestimmten Stelle aufgebracht. Diese Stelle wird im Vorab über einen virtuellen Pre-Test ermittelt. Die Schwingungen werden mit Beschleunigungsaufnehmern gemessen. Sie werden an Stellen aufgebracht, an denen eine hohe Amplitude zu erwarten ist, was ebenfalls im Pre-Test ermittelt werden kann. Im Bild unten Mitte ist das Test Drahtmodell dargestellt, in dem die Aufnehmer- und Hammerpunkte durch Linien verbunden sind, das linken Bild zeigt die Lage des Drahtmodelles im FE-Modell.



Die Messungen sowie die Berechnung der Transferfunktionen und die Extraktion von Eigenmoden und Eigenfrequenzen wurden mit Test.Lab durchgeführt. Die FEM-Berechnungen wurden mit dem Solver PERMAS durchgeführt. Für den Vergleich von Test und Rechnung werden so genannte MAC (Modal Assurance Criterion) Matrizen in Virtual.Lab Correlation verwendet.

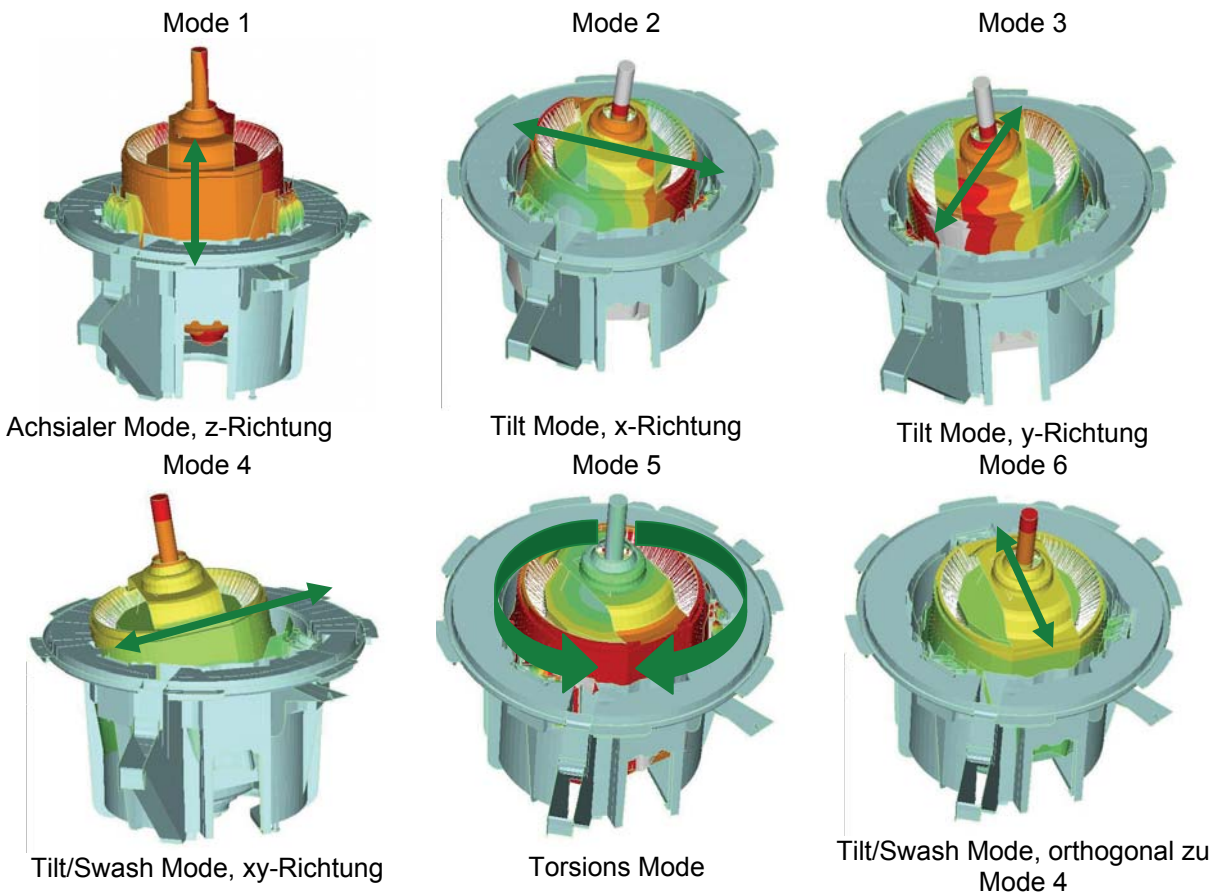
Die einzelnen Werte einer MAC Matrix bestehen aus dem Skalarprodukt zweier Vektoren – den Eigenvektoren aus der FEM-Berechnung und denen aus dem modalen Test. Eine gute modale Korrelation liegt vor, wenn die Diagonalwerte möglichst nahe an einem Wert von eins sind, und die Nebendiagonalwerte möglichst klein bzw. Null sind. Im Fall von großen Unterschieden werden die Diagonalwerte kleiner. Kleine MAC Werte auf der Diagonale zeigen eine schlechte Korrelation an. Hohe Nebendiagonalwerte weisen auf schlecht getrennte Moden (z.B. wegen zu grobem Testgitter) oder symmetrische Moden (z.B. bei symmetrischen Bauteilen) hin.

Nach der Untersuchung der MAC Werte wurden die Eigenfrequenzen verglichen. Bei prozentual gleichen Abweichungen in allen Moden wird vor allem bei Kunststoffbauteilen normalerweise der Elastizitätsmodul angepasst. Bei unregelmäßigen Frequenzabweichungen können andere Parameter justiert werden wie z.B. Elementtyp, Verbindungen, lokale Versteifungseffekte aufgrund des Zusammenbaus von Plastikteilen (z.B. Nut- und Feder Verbindungen). So wurde durch modales Updating ein genaueres FE-Modell für die weiteren Berechnungen erstellt.

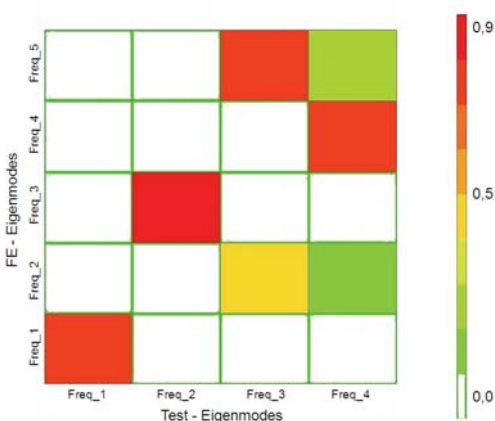


Nach dem modalen Updating der einzelnen Plastikteile wurde der Motor untersucht. Das Motorgehäuse wurde dafür in einen Aluminiumrahmen fest eingeschraubt. Der Motor wurde mittels Fixed Hammer Verfahren angeregt. Die Schwingungen wurden direkt auf dem Motor gemessen, dafür mussten ein paar Löcher in das Gehäuse gebohrt werden. Das Testmodell hatte 6 Positionen für Beschleunigungsaufnehmer in den Ecken des Messgitters.

Im folgenden Bild sind die wichtigsten Eigenformen dargestellt, die in der FEM-Berechnung gefunden werden. Moden senkrecht zur Rotationsachse treten verursacht durch die Symmetrie des Systems immer doppelt auf.



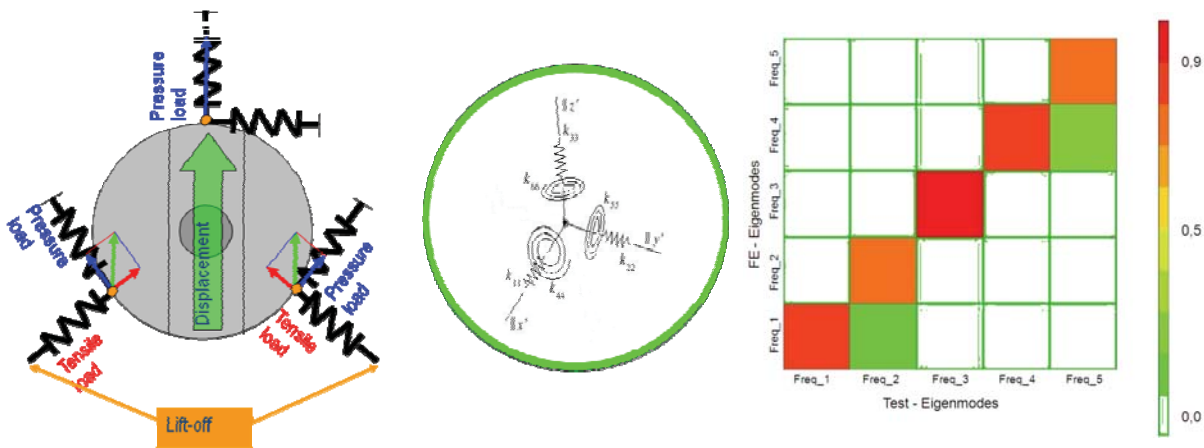
Aus den Test und Berechnungsergebnissen ergibt sich im ersten Schritt die folgende MAC Matrix:



Hier konnten also nur vier Eigenmoden aus dem Test mit den Eigenmoden aus der FEM-Berechnung abgeglichen werden. Die MAC Werte sind zwar relativ hoch, sie liegen jedoch nicht auf der Diagonalen, wie es für eine gute Korrelation eigentlich sein sollte. So korrespondiert z.B. der dritte Mode aus der Berechnung nicht mit dem dritten Mode aus dem Test, sondern mit dem zweiten. Wenn wir nun annehmen, dass die Tests korrekt durchgeführt wurden, dann muss der Grund für dieses Verhalten im FE-Modell gesucht werden. Offensichtlich repräsentiert die Modellierung der Entkopplungselemente nicht die unterschiedliche Steifigkeit in radialer, tangentialer und achsialer Richtung.

Nach diesem ersten Ergebnis lag der Fokus der folgenden Untersuchungen beim der Darstellung des Zusammenbaus von Entkopplungselementen und Gebläseeinheit im FE-Modell. Wie bereits erwähnt sind die Entkopplungselemente ohne wirklichen Kraftschluss nur zwischen Motoradapter und Lagerring eingesteckt. Gehalten werden sie lediglich durch Formschluss, daher sind Reibungs- und Abhebe-Effekte unvermeidbar. Bei den Tilt- und Swash Moden kann sich der Kontakt zwischen Entkopplungselementen und Reststruktur lösen und ein Spalt entstehen, weil die Bewegung nach einer Seite geht. Die Abhebe-Effekte sind im folgenden Bild links dargestellt. Diese nichtlinearen Effekte treten bei allen Test Moden auf, die sich senkrecht zur Rotationsachse des Systems bewegen. Sie wurden in der ersten FEM-Berechnung nicht berücksichtigt.

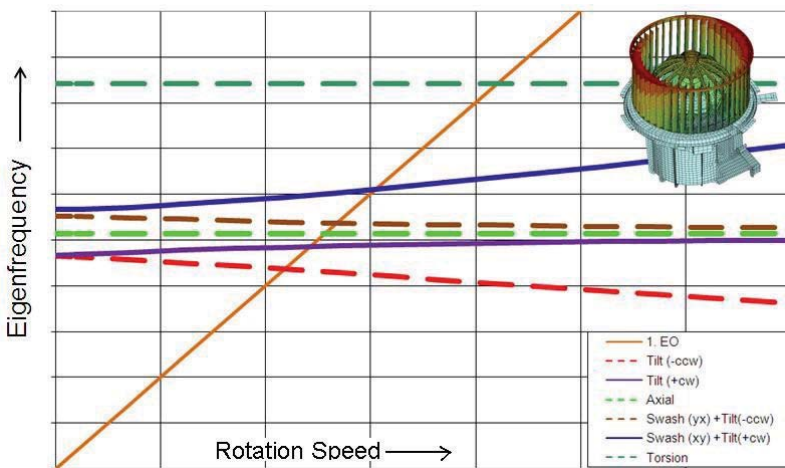
Um eine bessere Korrelation der Motormoden zu bekommen ist eine richtungsabhängige Steifigkeit der Entkopplungselemente erforderlich. Eine Möglichkeit hierfür ist der Ersatz der mit Volumen ausmodellierten Elemente durch Federn. Diese Modellierung bietet den Vorteil, dass die Federsteifigkeiten in die 3 Richtungen mittels Parameteroptimierung an die Testergebnisse angepasst und so ein automatisches Updating gemacht werden kann.



Hierfür wird jedes Entkopplungselement durch eine Feder mit 6 Freiheitsgraden (3 translatorische, 3 rotatorische) ersetzt (s. Bild oben Mitte). Nach der Optimierung wurden die neuen Ergebnisse wieder mittels MAC Matrix mit den Test Ergebnissen verglichen. Die MAC Matrix oben rechts zeigt deutlich, dass mit dem optimierten und angepassten Modell eine sehr gute Korrelation erreicht wurde. Alle wichtigen MAC Werte sind nun auf der Diagonale und die zugehörigen Eigenfrequenzen unterscheiden sich kaum mehr. Nebendiagonalwerte in relevanter Höhe kommen nicht mehr vor. Außerdem konnte im Vergleich zur letzten Korrelation ein weiteres Modenpaar identifiziert werden.

Das Ergebnis ist nun also ein gut an den Test angepasstes FE-Modell, das in den folgenden Untersuchungen verwendet werden kann

7 Effekte aus Kreiskräften, Darstellung im Campbell Diagramm



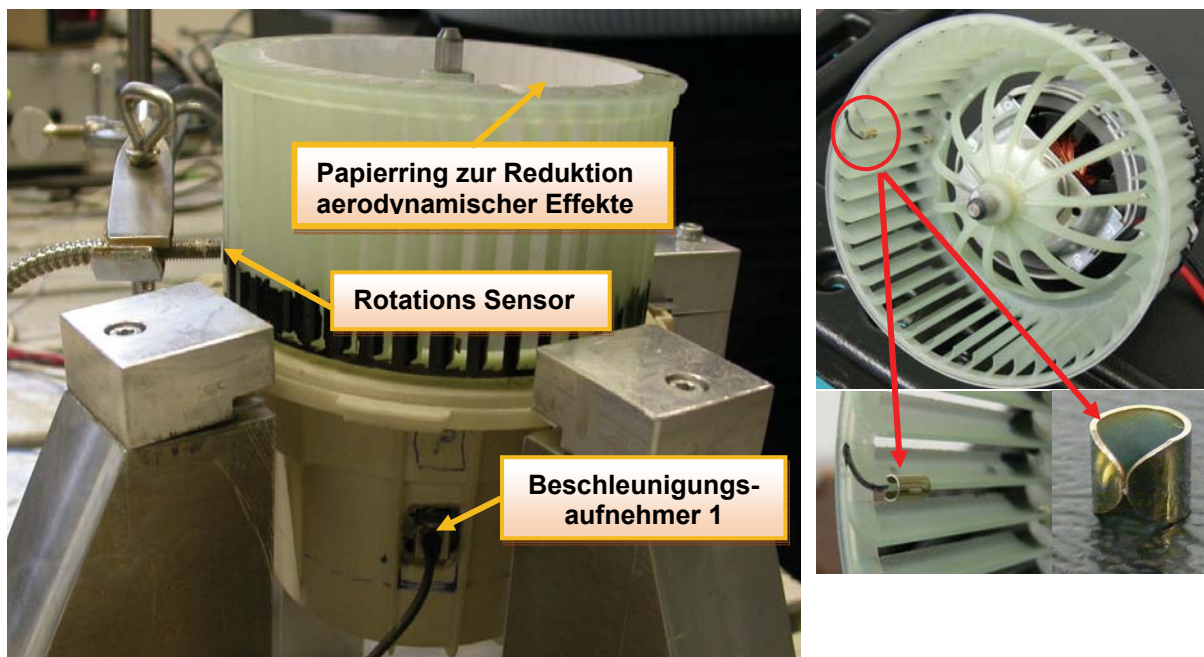
Die bisherige Korrelation von Eigenfrequenzen und Eigenmoden wurde ohne Einfluss der Rotation durchgeführt. Zur Darstellung der Eigenfrequenzen des rotierenden Systems werden sogenannte Campbell Diagramme erstellt. Die im Folgenden untersuchte Konfiguration besteht aus einem Gebläse, das in einer Lager- schale befestigt ist (s. Bild links).

Das Campbell Diagramm zeigt horizontal die drehzahlabhängigen Eigenfrequenzen der rotierenden Struktur. Die steile Linie durch den Ursprung stellt die erste Motorordnung dar, resultierend aus Unwuchtanregung. Einige Linien (Tilt und Swash) sind stark von der Horizontalen abweichend und erscheinen paarweise. Dieses nichtlineare Verhalten wird durch gyroskopische Effekte bei der Rotation verursacht. Bei der vorliegenden Struktur entsteht eine sehr starke Abhängigkeit der Eigenfrequenzen von der Drehzahl, außerdem eine paarweise Aufspaltung der Linien in einen aufsteigenden und einen absteigenden Ast. Die Moden sind komplex, die Bewegung findet elliptisch mitlaufend bzw. entgegenlaufend bezogen auf die Drehung des Gebläses statt. Nur Moden mit Bewegungsrichtung senkrecht zur Rotationsachse werden von diesen Effekten beeinflusst, axiale und Torsionsmoden verändern sich nicht, deren Linien sind im Campbell Diagramm horizontal.

Das Resonanzverhalten der Struktur bezüglich Unwuchtanregung kann erkannt werden an den Schnittpunkten der Linie für die erste Motorordnung mit den Linien der komplexen Eigenformen, Nur Linien, die eine Bewegung parallel zur Rotation des Gebläses und senkrecht zur Rotationsachse repräsentieren spielen dabei eine Rolle. Diese Linien sind im Bild oben durchgehend dargestellt. Dies führt hier zu 2 Schnittpunkten, d.h. zu 2 Resonanzstellen.

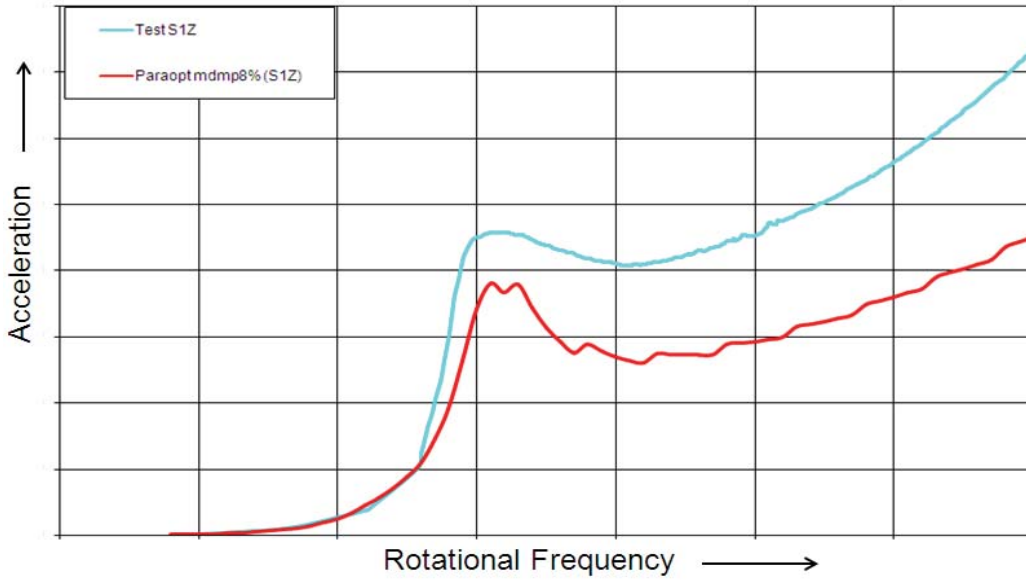
8 Berechnung und Validierung des Lüfterhochlaufs

Im nächsten Schritt wird ein Hochlauftest gemacht (s. Bild unten). Innerhalb der Schaufeln wird ein Papier ringförmig eingelegt, um aerodynamische Effekte, die in der Berechnung nicht berücksichtigt werden, auszuschalten bzw. zu minimieren. Auch für diesen Versuch muss ein Loch in das Gehäuse gesägt werden, um den Beschleunigungsaufnehmer direkt auf dem Motor palzieren zu können.



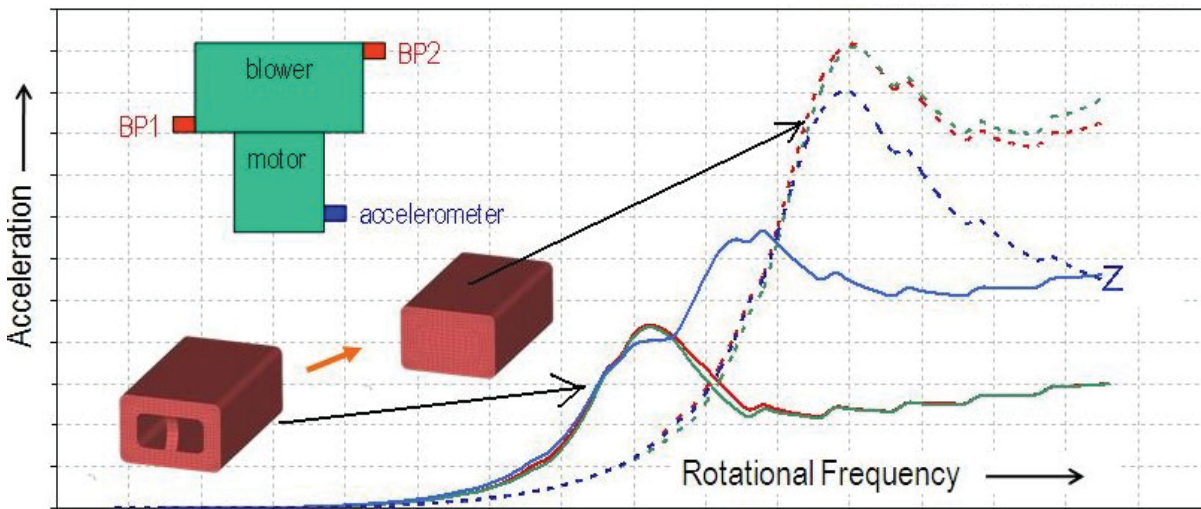
Für den Korrelationsprozess wird eine bestimmte Unwucht als Lastfall gewählt. Sie wird durch eine auf die Nase eines Schaufelblattes aufgesteckte Metallhülse realisiert (s. Bild unten). Um eindeutige Ergebnisse zu erhalten ist diese Unwucht größer als die zulässige Restunwucht unter Serienbedingungen.

Das folgende Diagramm zeigt einen Vergleich von Messung und Berechnung des Lüfterhochlaufes am Beschleunigungsaufnehmer. Frequenzen und maximale Amplitude stimmen sehr gut überein, d.h. das im letzten Abschnitt angepasste Modell liefert gute Ergebnisse. Die Amplituden aus der FEM-Berechnung hängen maßgeblich von der Dämpfung ab, die sowohl im Test als auch theoretisch schwer zu bestimmen ist. In den hier vorgestellten Berechnungen wurde eine aus den Testergebnissen gemittelte Modale Dämpfung verwendet.

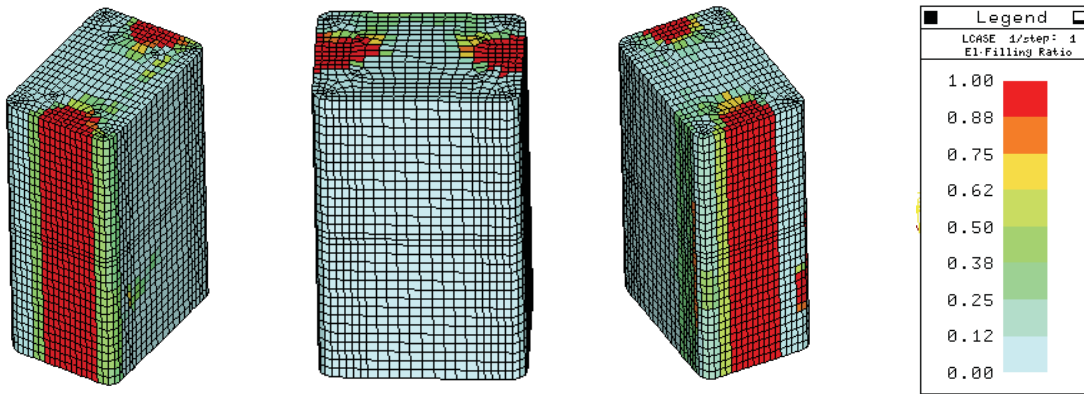


9 Topologieoptimierung der Entkopplungselemente

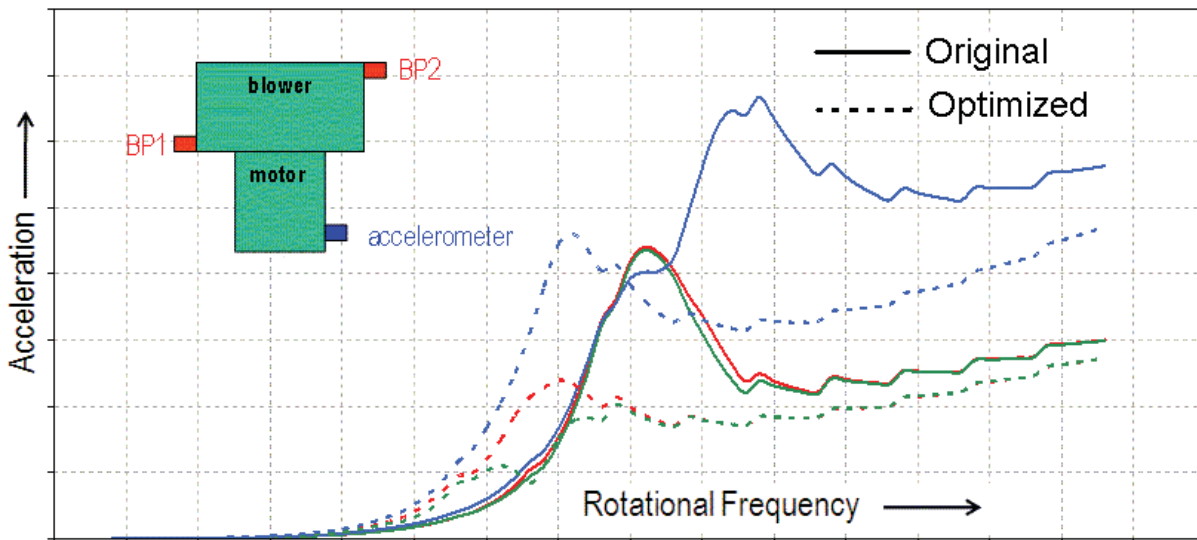
In Kapitel 6 wurde bereits die Rolle der Entkopplungsgeometrie angesprochen. Von außen gesehen sind die Entkopplungselemente rechteckig, im Inneren haben sie Hohlräume, die für mehr Flexibilität sorgen. Das Bild unten zeigt, wie die Geometrie der Entkopplungselemente die Ergebnisse der Hochlaufberechnung beeinflusst. Es ist deutlich, dass gefüllte Entkopplungselemente Resonanz und Amplitude zu höheren Werten hin verschieben. Hier stellt sich nun die Frage, welche Geometrie für ein Entkopplungselement bei gleichbleibender quaderförmiger Außenkontur optimal ist.



Zur Beantwortung dieser Frage wird eine Topologieoptimierung aufgesetzt. Das Designziel ist die Minimierung des Gewichts der Entkopplungselemente. Als „Designconstraints“ werden über den gesamten Hochlauf die Beschleunigungen einzelner Knoten in x, y und z-Richtung eingeschränkt. Zusätzlich werden statische Lasten an dem zu entkoppelnden Teil angesetzt und die dazugehörigen Verschiebungen eingeschränkt. Somit gehen in die Topologieoptimierung Statik, Modalanalyse und Frequenzgangberechnung ein. Die Ergebnisse sind im Bild unten dargestellt.



Während der Optimierung wird der Füllgrad der Elemente im gesamten Bauraum berechnet. Der Füllgrad zeigt die erforderliche Materialverteilung zur Abtragung der vorhandenen Belastung. Elemente mit einem Füllgrad nahe 1 haben also eine Steifigkeit und Dichte, Elemente mit einem Füllgrad nahe Null tragen nicht zur Steifigkeit der Struktur bei. Die Ergebnisse zeigen, dass die Lastabtragung nur über die Flanken der Entkopplungselemente abläuft. Eine auf die Flanken reduzierte Form funktioniert in der gesteckten Entkopplungsvariante zwar nicht, ist jedoch bei direkter Umspritzung durchaus denkbar. Im folgenden Diagramm wird die Performance der optimierten Geometrie mit der Performance der Originalgeometrie in einem Hochlaufdiagramm verglichen.



Das Diagramm zeigt eine deutliche Verbesserung des Entkopplungsverhaltens. Einerseits werden die Beschleunigungen in allen Richtungen reduziert, zusätzlich werden die Resonanzfrequenzen nach unten verschoben. Für die Zukunft sind weitere Untersuchungen zur Validierung der Ergebnisse geplant, in die auch Betrachtungen bezüglich der Herstellbarkeit eingehen müssen.

10 Zusammenfassung und Ausblick

Die Untersuchungen zeigen, dass die Validierung von Entkopplungskonzepten sehr stark von nichtlinearen Effekten dominiert wird. Es wurde eine Methode entwickelt, wie diese Effekte mit schnellen und einfachen Verfahren abgebildet werden können. Es wurde ein Analogmodell mit Federn erstellt, deren Steifigkeit hinsichtlich besserer Testkorrelation optimiert wurde. Das optimierte Modell wurde für die Berechnung von Hochlaufdiagrammen verwendet, in denen der Einfluss der Modell Anpassungen sichtbar wird. Resonanzen und Amplituden werden durch das angepasste Modell sehr gut dargestellt. Letztendlich wurde eine Topologieoptimierung durchgeführt, um für dieses Entkopplungskonzept eine Geometrie mit besserer Performance zu erhalten. Zukünftige Untersuchungen werden sich damit befassen, wie eine optimierte Federsteifigkeit in eine geeignete Entkopplungsgeometrie umgesetzt werden kann.

11 Literatur

- [1] Cotta, Michael; Links, Dagmar; Werz, Michael: **Consideration of Gyroscopic Effects in Vibration Analysis of Automotive Climatization Units with Rotating Blowers**. PERMAS Users' Conference 2006 Proceedings, 2006
- [2] Links, Dagmar; Cotta, Michael; Werz, Michael: **Vibration Analysis of Automotive Air Conditioning Units: Verification and Optimization of FE Models and Results**. LMS Users Conference 2006 Proceedings, 2006
- [3] Links, Dagmar; Boersma, Andries; Cotta, Michael; Masur, Silvio: **Verification of FE models by correlation with experimental modal analysis**. NAFEMS Seminar: Validation of FEM Analyses - Models and Results Conference Proceedings, 2002
- [4] Knör, Michael: **Validation of Blower Decoupling Concept "Comfort"**. Diplomarbeit bei Behr GmbH & Co. KG, Group Technology Center, Simulation Methods 3D, 2008
- [5] **MEDINA Pre-Processing Version 8.1.2.1 Reference Manual**, T-Systems, Leinfelden-Echterdingen, 2008
- [6] **MEDINA Post-Processing Version 8.1.2.1 Reference Manual**, T-Systems, Leinfelden-Echterdingen, 2008
- [7] **PERMAS User's Reference Manual Version 11.00.100**, INTES GmbH, Stuttgart, 2008
- [8] **LMS Test.Lab Manual Revision 7B**, LMS International, Leuven, 2008
- [9] **LMS Virtual.Lab Manual Revision 7B**, LMS International, Leuven, 2008

Experimentelle Untersuchungen und effiziente Simulationsmethoden für die vibro-akustische Optimierung fluidbefüllter Kfz-Leitungen

Lothar Gaul, Jan Herrmann

Institut für Angewandte und Experimentelle Mechanik, Universität Stuttgart

Fluidbefüllte Leitungssysteme in Kfz-Anwendungen werden durch Pumpen- und Ventilbetrieb hydroakustisch angeregt. Die daraus resultierenden Druckpulsationen führen aufgrund der Fluid-Struktur-Kopplung zur Schwingungsanregung der Leitung sowie angrenzender Fahrzeugkomponenten.

Effiziente Substrukturtechniken sowie Strategien zur Modellordnungsreduktion werden benötigt, um solche Leitungssysteme bezüglich des entstehenden Körperschalls und unerwünschter Geräusche zu optimieren. Die Anwendung der Craig-Bampton Methode auf Fluid-Struktur gekoppelte Leitungssysteme hat sich als besonders effizientes Verfahren zur Modellreduktion erwiesen. Brems- und Kraftstoffleitungen zeichnen sich durch sehr kleine Komponenten-Interfaces und sich wiederholender Substrukturen aus, was wiederum die Effizienz der verwendeten Component Mode Synthesis (CMS) erklärt. Die in dieser Arbeit vorgestellte, FE-basierte Substrukturtechnik und Modellreduktion ist vollständig automatisiert und erlaubt die Optimierung der Dynamik fluidbefüllter Leitungssysteme. Ein Beispiel ist die Berechnung der optimalen Leitungsanordnung und Aufhängung, die zu einer beträchtlichen Reduktion des auf der Zielstruktur induzierten Körperschalls führt.

Um die Ergebnisse der numerischen Simulation zu validieren und um ein genaues Verständnis des Fluid-Struktur gekoppelten Leitungssystems zu gewinnen, wird ein Hydraulikprüfstand mit einer innovativen Pulsationsquelle vorgestellt. Der Prüfstand erlaubt die zuverlässige Messung hydro- und vibroakustischer Übertragungsfunktionen für verschiedene Leitungsanordnungen. Die beobachteten Phänomene zur Fluid-Struktur-Kopplung decken sich mit den Ergebnissen der numerischen Simulation.

1 Einleitung

Druckpulsationen aufgrund von Pumpen- und Ventilbetrieb in fluidbefüllten Leitungssystemen verursachen die Ausbreitung von Hydroschall innerhalb der Leitung, was wiederum zur Schwingungsanregung der Leitungsstruktur sowie weiterer Komponenten des räumlichen Leitungssystems führt [1,2,3,4]. In der vorliegenden Arbeit werden Phänomene der Fluid-Struktur-Interaktion und der Übergang von Fluidschall zu Körperschall untersucht. Das Ziel ist ein detailliertes Verständnis über mögliche Übertragungspfade im fluidmechanischen System sowie die Entwicklung effizienter Maßnahmen, um den aufgrund der Druckpulsationen induzierten Körperschall auf Anbaustrukturen zu minimieren. Ein anschauliches Beispiel für solch eine Zielstruktur ist das Bodenblech, an dem das Kfz-Bremsleitungssystem angekoppelt ist. Auf den Vergleich zwischen Messung und numerischer Simulation wird besonderer Wert gelegt.

Zunächst wird ein hydraulischer Leitungsprüfstand präsentiert, der es erlaubt, sowohl hydro- als auch vibroakustische Übertragungsfunktionen eines fluidbefüllten Bremsleitungssystems zu messen. Im nächsten Schritt wird die Position der Aufhängungspunkte der Leitung an die Zielstruktur variiert und die optimale Leitungsanordnung und Aufhängung des Leitungssystems bestimmt. Die experimentellen Ergebnisse werden mit FE-Simulationen des Fluid-Struktur gekoppelten Leitungssystems verglichen. Um die Modellierung und Simulation des vollen, komplexen Leitungssystems zu vermeiden und den Rechenaufwand moderat zu halten, werden Techniken zur Substrukturkopplung und Modellreduktion angewendet. Aufgrund der kleinen Komponenten-Interfaces des Kfz-Leitungssystems und sich wiederholender Substrukturen wird die Erweiterung der Craig-Bampton Methode [5,6] auf Fluid-Struktur gekoppelte Leitungssysteme als effizientes Verfahren zur Modellordnungsreduktion eingesetzt [1,7]. Die verwendete Substrukturtechnik ist vollständig automatisiert und erlaubt die

Durchführung von Optimierungsrechnungen wie etwa die Minimierung der Schallübertragung von Leitungen auf angrenzende Plattenstrukturen [4].

Darüber hinaus wird eine Methode präsentiert, um großflächige Zielstrukturen mittels gemessener mechanischer Impedanzen zu ersetzen. Die vorgeschlagene Impedanzrandbedingung ermöglicht die Integration von großen Anbaustrukturen in die FE-Simulation fluidbefüllter Leitungssysteme [8]. Die Motivation für diesen Ansatz ist die Vermeidung der numerisch extrem teuren Modellierung von großflächigen Zielstrukturen wie zum Beispiel das Bodenblech bei Kfz-Anwendungen.

2 Experimenteller Aufbau

2.1 Hydraulischer Leitungsprüfstand

Eine schematische Darstellung des Leitungsprüfstands mit der angeschlossenen Messtechnik ist in Abb. 1 zu sehen. Der experimentelle Aufbau besteht im Wesentlichen aus einer hydroakustischen Pulsationsquelle und einer Hydraulikleitung mit einer angrenzenden Zielstruktur ($E=180 \text{ GPa}$, $\rho_s=7900 \text{ kg/m}^3$, $\nu=0.3$, Hauptmaße: $0.3 \times 0.3 \times 0.001 \text{ m}$). Die Hydraulikleitung ist eine gekrümmte Stahlbremsleitung ($E=206 \text{ GPa}$, $\rho_s=7900 \text{ kg/m}^3$, $\nu=0.3$, Längen $0.7 \text{ m} + 0.3 \text{ m}$) mit dem Außenradius von 3 mm und einer Wandstärke von 0.7 mm . Die Leitung ist mit Wasser befüllt ($c_f=1460 \text{ m/s}$, $\rho_f=1000 \text{ kg/m}^3$) und an zwei Befestigungsstellen, den so genannten Stahlclips, aufgehängt. Die dynamischen Druckpulsationen werden mit piezoelektrischen Drucksensoren gemessen, während der Körperschall auf der Zielstruktur mit einem Triax-Beschleunigungsaufnehmer an einem repräsentativen Messpunkt erfasst wird. Eine zusätzliche Handpumpe und eine angemessene Befüllungstechnik werden eingesetzt, um das Fluid zu komprimieren und eine stabile Fluidsäule ohne Luftpfeifen für zuverlässige Messungen sicherzustellen.

2.2 Anregung von Druckpulsationen

Die Pulsationsquelle besteht aus zwei Piezo-Stapelaktuatoren, die senkrecht zur Wellenausbreitungsrichtung und auf gegenüberliegenden Seiten der Hydraulikleitung angeordnet sind. Die Piezo-Aktuatoren werden von einem Leistungsverstärker angesteuert und gegenphasig betrieben, um Druckpulsationen innerhalb der fluidbefüllten Leitung zu erzeugen. Das Gehäuse der Pulsationsquelle ist dabei so konstruiert, dass der überwiegende Teil des Hydroschalls in der Messleitung erzeugt wird. Eine Sweep-Anregung wird gewählt, um Frequenzen bis 4 kHz anzuregen. Ein typisches Sweep-Signal und die entsprechende FFT des Drucks am Leitungsanfang p_1 sind in Abb. 2 dargestellt.

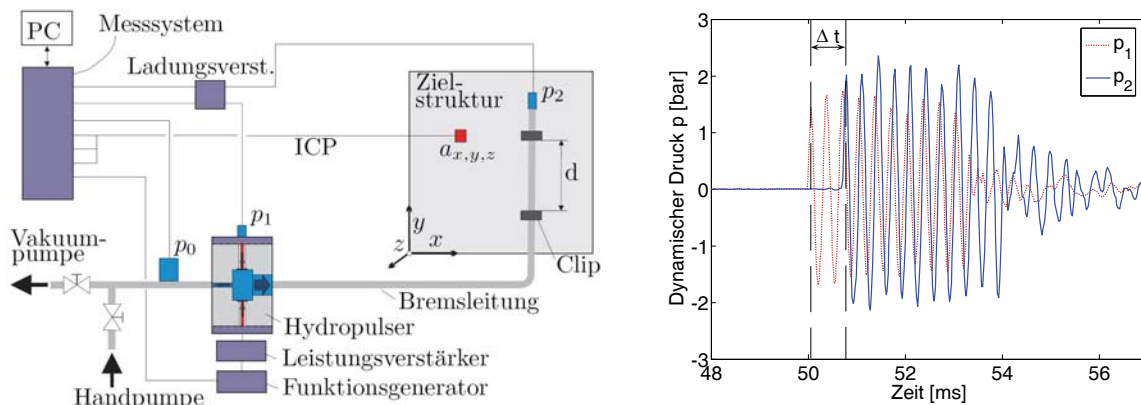


Abb. 1: Hydraulischer Leitungsprüfstand des fluidbefüllten Bremsleitungssystems und Zeitversatz von zwei typischen Drucksignalen (Tone Burst mit 10 Zyklen) am Leitungsanfang (p_1) and und am Leitungsende (p_2).

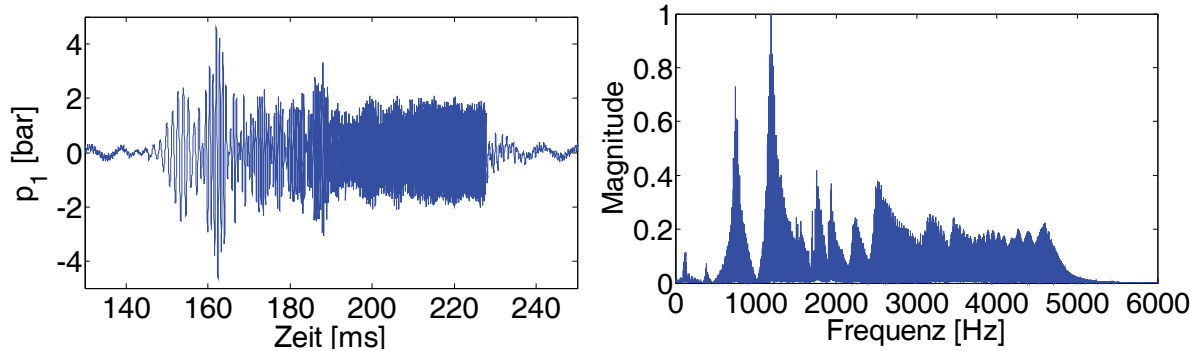


Abb. 2: Typisches Zeitsignal (Sweep) des Eingangsdrucks (links) und FFT (rechts).

2.3 Fluidgeschwindigkeit in der Leitung

Die Fluidwelle zeichnet sich durch eine starke Interaktion mit der Leitungswand aus [2], was sich mit Korteweg's Gleichung für die Fluidgeschwindigkeit in einer flexiblen Leitung erfassen lässt

$$c_k = \frac{c_f}{\sqrt{1 + \frac{2c_f^2 \rho_f r}{Et}}}, \tag{1}$$

wobei r für den mittleren Radius und t für die Wanddicke der Leitung stehen. Die untersuchte Leitung besitzt damit eine theoretische Fluidgeschwindigkeit von $c_k=1406$ m/s im Gegensatz zur deutlich höheren Schallgeschwindigkeit von Wasser $c_f=1460$ m/s. Die Fluidgeschwindigkeit lässt sich zudem messen über die exakte Länge der Fluidsäule und den Zeitversatz zwischen den dynamischen Drucksignalen am Leitungsanfang und am Leitungsende (siehe Abb. 1). Das Ergebnis ist $c_{exp}=1408$ m/s, was die vorhergesagte Phasengeschwindigkeit mit der Korteweg-Gleichung bestätigt.

Die mittlere Strömungsgeschwindigkeit in der Leitung kann gegenüber der hydroakustischen Geschwindigkeit für die betrachtete Anwendung vernachlässigt werden (Machzahl $M \ll 1$) [1].

3 Finite Elemente Modellierung und Modellreduktion

Dieser Abschnitt beschreibt die Component Mode Synthesis (CMS) nach Craig-Bampton [5] für Fluid-Struktur gekoppelte Leitungssysteme. Reduzierte Modelle werden benötigt, um den Rechenaufwand zu reduzieren und um die effiziente Berechnung verschiedener Leitungskonfigurationen zu ermöglichen.

3.1 FE-Modellierung und Fluid-Struktur-Kopplung

Die Substrukturen des räumlichen Leitungssystems werden mit Hilfe der Finite Elemente Methode modelliert [9]. Die diskretisierten Fluid- und Strukturpartitionen werden über ein Fluid-Struktur-Interface voll gekoppelt. Die beiden Kopplungsbedingungen sind durch die Euler-Gleichung sowie das Kräftegleichgewicht am Fluid-Struktur-Interface gegeben. Wie in [1,9] beschrieben, lassen sich damit die Bewegungsgleichungen des gekoppelten FE-Modells herleiten:

$$\begin{bmatrix} \mathbf{M}_s & \mathbf{0} \\ \rho_f \mathbf{C}^T & \mathbf{M}_f \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{\mathbf{u}} \\ \ddot{\mathbf{p}} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \mathbf{K}_s & -\mathbf{C} \\ \mathbf{0} & \mathbf{K}_f \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \mathbf{u} \\ \mathbf{p} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{f}(t) \\ \mathbf{q}(t) \end{bmatrix}. \tag{2}$$

Die Systemmatrizen der Substrukturen sind definiert als $\mathbf{M}_{s,f}$ und $\mathbf{K}_{s,f}$ (Index s bezeichnet dabei das Festkörper- und Index f das akustische Gebiet), während die Knotenverschiebungen und die akustischen Drücke (Dirichlet-Daten) durch \mathbf{u} und \mathbf{p} gegeben sind. Kräfte und Flüsse (Neumann-Daten) werden dagegen mit \mathbf{f} und \mathbf{q} bezeichnet.

3.2 Substrukturtechnik und Modellreduktion (Component Mode Synthesis)

Bei der Craig-Bampton Methode wird zunächst eine Transformation bezüglich der Freiheitsgrade auf den Komponenten-Interfaces durchgeführt. Anschließend erfolgt eine Modellreduktion im Modalraum, Die Reduktionsbasis $\Theta_{s,f}$ besteht aus Constraint Modes, die die statische Lösung charakterisieren, und den Fixed Interface Moden bis zu einer bestimmten Grenzfrequenz. Moden höherer Ordnung, die für den Frequenzbereich von Interesse keine Rolle spielen, werden dagegen nicht berücksichtigt. Die Reduktionsbasis wird folgendermaßen aufgebaut

$$\begin{bmatrix} \mathbf{u} \\ \mathbf{p} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \Theta_s & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \Theta_f \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \mathbf{q}_s \\ \mathbf{q}_f \end{bmatrix}, \quad (3)$$

was zu den reduzierten Bewegungsgleichungen

$$\begin{bmatrix} \mathbf{M}_s^* & \mathbf{0} \\ \rho_f \mathbf{C}^{*T} & \mathbf{M}_f^* \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{\mathbf{q}}_s \\ \ddot{\mathbf{q}}_f \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \mathbf{K}_s^* & -\mathbf{C}^* \\ \mathbf{0} & \mathbf{K}_f^* \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \mathbf{q}_s \\ \mathbf{q}_f \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{f}_s(t) \\ \mathbf{f}_f(t) \end{bmatrix} \quad (4)$$

mit den generalisierten, reduzierten Koordinaten $\mathbf{q}_{s,f}$ und den reduzierten Systemmatrizen führt

$$\begin{aligned} \mathbf{M}_s^* &= \Theta_s^T \mathbf{M}_s \Theta_s, & \mathbf{K}_s^* &= \Theta_s^T \mathbf{K}_s \Theta_s, & \mathbf{C}^* &= \Theta_s^T \mathbf{C} \Theta_f, \\ \mathbf{M}_f^* &= \Theta_f^T \mathbf{M}_f \Theta_f, & \mathbf{K}_f^* &= \Theta_f^T \mathbf{K}_f \Theta_f, \\ \mathbf{f}_s &= \Theta_s^T \mathbf{f}, & \mathbf{f}_f &= \Theta_f^T \mathbf{q}. \end{aligned} \quad (5)$$

Gl. 4 beschreibt ein Superelement für die Component Mode Synthesis (CMS). Implizite, skleronomische Kopplungsbedingungen werden aufgebaut, um eine kompatible Vernetzung an den Komponenten-Interfaces zu gewährleisten. Die reduzierten Substrukturen werden mit Hilfe einer expliziten Kopplungsmatrix $\mathbf{Q}_{s,f}$ assembliert. Die Herleitung dieser Kopplungsmatrix aus den impliziten Kopplungsbedingungen ist in [10] beschrieben. Schließlich folgt die Transformation in globale Koordinaten und die Assemblierung der Superelemente

$$\begin{aligned} & \sum_{i=1}^n \begin{bmatrix} \mathbf{Q}_{s,i}^T \mathbf{M}_{s,i}^* \mathbf{Q}_{s,i} & \mathbf{0} \\ \rho_f \mathbf{Q}_{f,i}^T \mathbf{C}_i^* \mathbf{Q}_{s,i} & \mathbf{Q}_{f,i}^T \mathbf{M}_{f,i}^* \mathbf{Q}_{f,i} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{\mathbf{q}}_s \\ \ddot{\mathbf{q}}_f \end{bmatrix} + \\ & + \sum_{i=1}^n \begin{bmatrix} \mathbf{Q}_{s,i}^T \mathbf{K}_{s,i}^* \mathbf{Q}_{s,i} & -\mathbf{Q}_{s,i}^T \mathbf{C}_i^* \mathbf{Q}_{f,i} \\ \mathbf{0} & \mathbf{Q}_{f,i}^T \mathbf{K}_{f,i}^* \mathbf{Q}_{f,i} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \mathbf{q}_s \\ \mathbf{q}_f \end{bmatrix} = \sum_{i=1}^n \begin{bmatrix} \mathbf{Q}_{s,i}^T \mathbf{f}_{s,i} \\ \mathbf{Q}_{f,i}^T \mathbf{f}_{f,i} \end{bmatrix}. \end{aligned} \quad (6)$$

Die reduzierten, globalen Systemmatrizen nach der Modellreduktion und CMS werden mit \mathbf{M}_g und \mathbf{K}_g bezeichnet, wobei \mathbf{f}_g für die entsprechenden Kräfte und Flüsse steht. Weitere Details zur verwendeten Modellreduktion sind in [7] zu finden. Eine typische Leitungskonfiguration ist in Abb. 3 dargestellt. Das Leitungssystem besteht aus $n=8$ Substrukturen, wobei eine Modellordnungsreduktion um den Faktor 20 erreicht wird. Mit einer Erweiterung der Craig-Bampton Methode um eine zusätzliche Reduktion der verbleibenden Freiheitsgrade auf den Komponenten-Interfaces lässt sich eine Modellordnungsreduktion um den Faktor 50 erreichen [11]. Der dreidimensionale Modellierungsansatz des assemblierten Leitungssystems berücksichtigt Biegeschwingungen der Leitungs- und Zielstruktur, die in Kfz-Anwendungen bzgl. der Schallabstrahlung von besonderer Bedeutung sind.

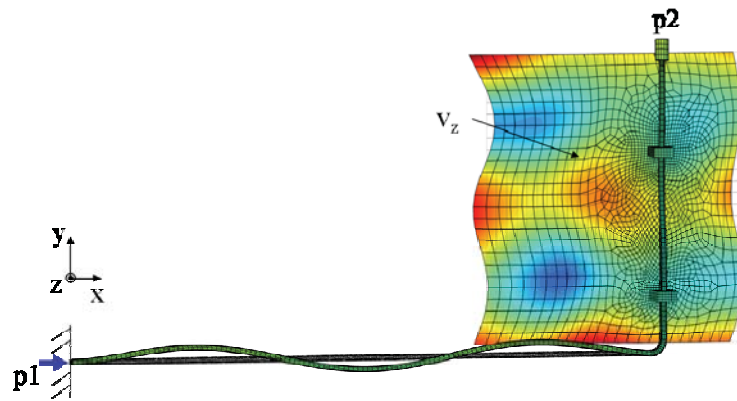


Abb. 3: Assembliertes Leitungssystem mit Randbedingungen und Schwingungsform bei $f=340$ Hz (erste hydraulische Resonanz).

3.3 Impedanzrandbedingung, um große Zielstrukturen zu ersetzen

Die harmonische Analyse des reduzierten Systems in globalen Koordinaten führt auf die dynamische Steifigkeitsmatrix

$$\mathbf{H}\mathbf{q} = \mathbf{f}_g, \quad \mathbf{H} = \mathbf{K}_g - \omega^2\mathbf{M}_g + i\omega\mathbf{D}_g. \tag{7}$$

Eine Impedanzrandbedingung (Impedanz-RB) wird implementiert, um die Zielstruktur durch gemessene mechanische Impedanzen zu ersetzen. Die Impedanz-RB wird am Kopplungs-Interface zwischen dem Clip und der Zielstruktur aufgebracht, wie in Abb. 4 schematisch dargestellt. In der vorliegenden Arbeit ist der Kopplungspunkt durch den mittleren Knoten des Komponenten-Interfaces des Clips definiert, so dass ausschließlich drei translatorische Freiheitsgrade berücksichtigt werden. Nun wird die diagonale Impedanzmatrix \mathbf{Z}_{imp} , die die mechanischen Impedanzen in x-, y-, und z-Richtung in physikalischen Koordinaten enthält, in das Gleichungssystem 7 eingebaut (Index *imp fasst die entsprechenden Indizes des Impedanz-Interfaces zusammen)

$$\mathbf{H}\mathbf{q} = \begin{bmatrix} \vdots \\ -\mathbf{Q}_{imp}^T \mathbf{\Theta}_{imp}^T i\omega \mathbf{Z}_{imp} \mathbf{\Theta}_{imp} \mathbf{Q}_{imp} \mathbf{q}_{imp} \\ \vdots \end{bmatrix}. \tag{8}$$

Die dynamische Steifigkeitsmatrix in reduzierten Koordinaten wird entsprechend modifiziert

$$\begin{bmatrix} \ddots & & & \\ \ddots & \mathbf{H}_{imp} + \mathbf{Q}_{imp}^T \mathbf{\Theta}_{imp}^T i\omega \mathbf{Z}_{imp} \mathbf{\Theta}_{imp} \mathbf{Q}_{imp} & & \\ \ddots & & \ddots & \\ \ddots & & & \ddots \end{bmatrix} \mathbf{q} = \begin{bmatrix} \vdots \\ \mathbf{0} \\ \vdots \end{bmatrix}. \tag{9}$$

Nach der harmonischen Analyse werden die Ergebnisse wieder in physikalische Koordinaten rücktransformiert, so dass die Übertragungsfunktion von Interesse berechnet werden kann. Die Impedanz-RB lässt sich erfolgreich in die Component Mode Synthesis integrieren, da die Interface-Freiheitsgrade beim Craig-Bampton Verfahren als physikalische Freiheitsgrade erhalten bleiben.

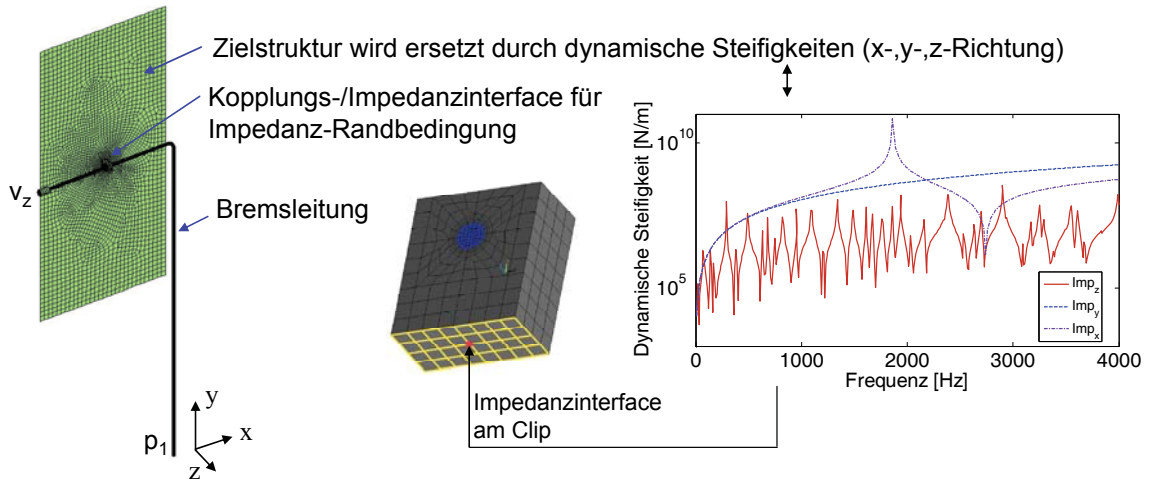


Abb. 4: Ersetzen der Zielstruktur durch Impedanzrandbedingung (schematische Darstellung des Testbeispiels).

4 Ergebnisse

4.1 Hydraulische Übertragungsfunktion

Die gemessene und berechnete hydraulische Übertragungsfunktion ist in Abb. 5 dargestellt. Die Korrelation zwischen Experiment und Simulation ist dabei sehr gut, sowohl im Hinblick auf die hydraulischen Resonanzfrequenzen als auch bezüglich der Fluiddämpfung. Das verwendete, frequenzabhängige Fluiddämpfungsmodell basiert auf einer komplexen Wellenzahl und berücksichtigt Wandreibungseffekte [12], die bei dünnen Leitungen wie den betrachteten Bremsleitungen dominant sind. Ein Rayleigh-Dämpfungsmodell wird eingesetzt, um die Strukturdämpfung zu erfassen. Eine ausgeprägte Fluid-Struktur-Kopplung ist für den Frequenzbereich um 1800 Hz zu beobachten, wo eine hydraulische Resonanz mit einer Strukturresonanz zusammenfällt. Ein weiterer gekoppelter Peak ist bei einer Frequenz von 3600 Hz sichtbar.

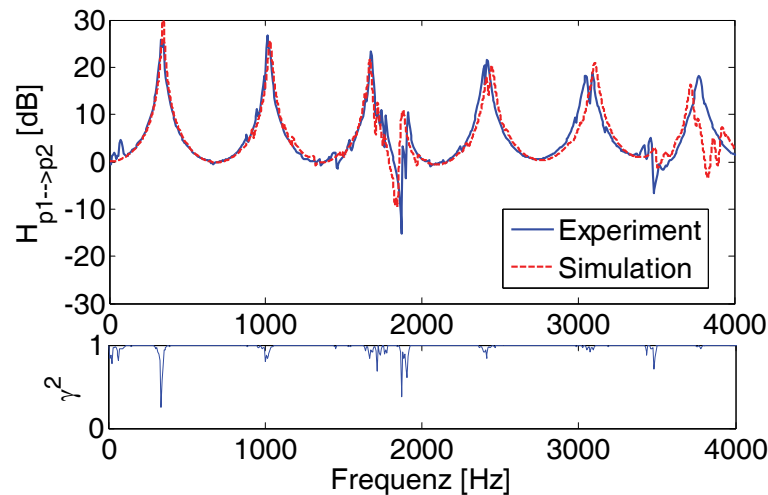


Abb. 5: Hydraulische Übertragungsfunktion zwischen den dynamischen Drücken p_1 und p_2 sowie Kohärenz der Messung.

4.2 Optimale Leitungsanordnung und Aufhängung an der Zielstruktur

4.2.1 Optimierungsschema

Die Modellierung der Substrukturen und das CMS-Verfahren werden nun vollständig automatisiert, um zahlreiche Leitungskonfiguration zu berechnen und um die optimale Leitungsanordnung und Aufhängung zu bestimmen. Das Optimierungsschema ist in Abb. 6 zu sehen. Die Positionen der Clips

(d_1 und d_2 wie in Abb. 1 und Abb. 6 definiert) und damit der Clipabstand werden variiert und die ANSYS [13] Input-Dateien der betreffenden Substrukturen (Leitungsabschnitte, Clip und Zielstruktur) modifiziert, um kompatible Vernetzungen an den Komponenten-Interfaces zu erhalten und um das neue Leitungssystem zu assemblieren. Nach dem Aufbau der Substrukturen werden die Systemmatrizen sowie die zugehörigen Element- und Knotentabellen in Matlab importiert [14,15], wo die Modellreduktion und das CMS-Verfahren durchgeführt werden. Die anschließende harmonische Analyse des reduzierten Systems wird mittels modaler Superposition realisiert und die H_2 -Norm [16] der vibro-akustischen Übertragungsfunktion zwischen dem Eingangsdruck p_1 und der Schnelle v_z an einem repräsentativen Messpunkt an der Zielstruktur ausgewertet, was wiederum der Zielfunktion der Optimierung entspricht. Die H_2 -Norm eignet sich als energiebasiertes, quadratisches Kriterium, um die vibro-akustische Übertragungsfunktion zu bewerten, da ein großer Frequenzbereich mit einer hohen modalen Dichte aufgrund der relativ dünnen Zielstruktur betrachtet wird (bis zu 1500 Hz im Folgenden). Das Berechnungsschema wird nun an einen Optimierungsalgorithmus angeschlossen, um die Zielfunktion zu minimieren. Der verwendete Optimierungsalgorithmus ist die Nelder-Mead Simplex-Methode (Matlab-Implementierung: fminsearch) [17].

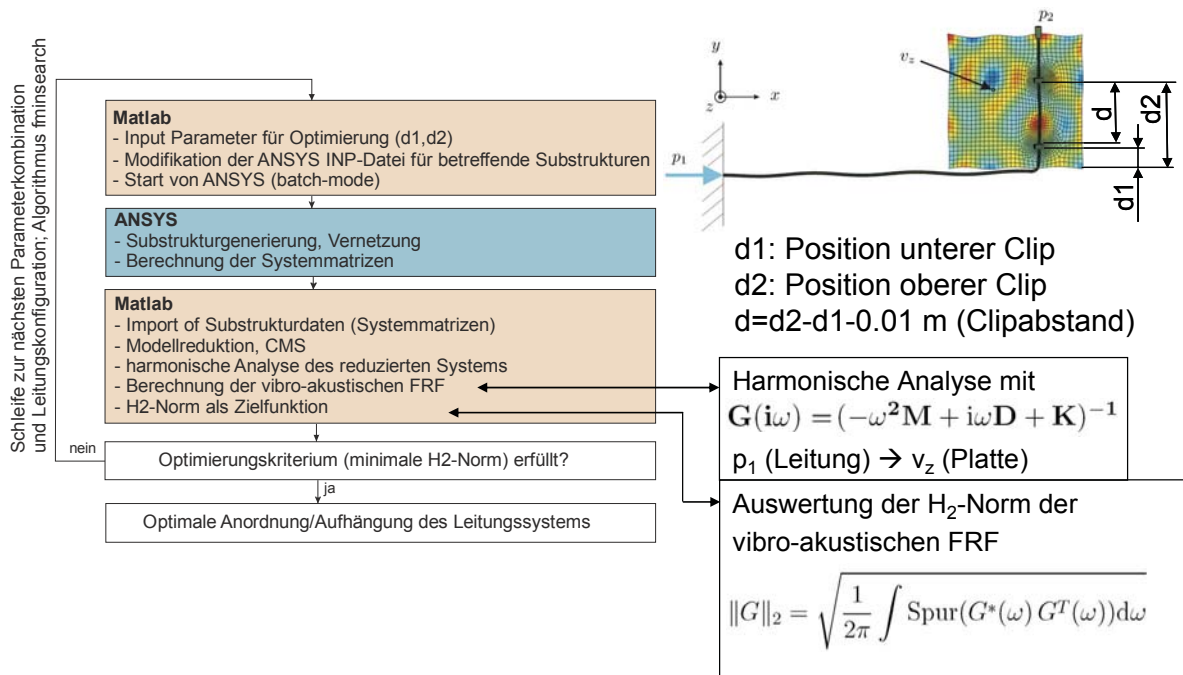


Abb. 6: Optimierungsschema der automatisierten Substrukturtechnik.

4.2.2 Vibro-akustische Optimierung der Position der Befestigungsstellen

Aufgrund der Druckpulsationen im Fluid und der starken Fluid-Struktur-Kopplung wird die Bremsleitung zu Strukturschwingungen angeregt, die über die Clips auf die Zielstruktur übertragen werden. Um den auf der Zielstruktur induzierten Körperschall zu minimieren, wird der in Abb. 1 definierte Clipabstand variiert und die vibro-akustische Übertragungsfunktion zwischen dem Eingangsdruck p_1 und der Schnelle v_z an einem repräsentativen Messpunkt an der Zielstruktur gemessen und berechnet. Zunächst wird die Position des unteren Clips d_1 (und damit der Clipabstand d) in äquidistanten Schritten variiert, um die Ergebnisse zwischen Messung und Simulation zu vergleichen (Frequenzbereich bis 1500 Hz). Der obere Clip bleibt dabei fixiert, während die Position d_1 des unteren Clips in der Simulation in 2 mm-Schritten und im Experiment in 5 mm-Schritten variiert wird. Aus Abb. 7 geht deutlich hervor, dass der optimale Clipabstand sowohl bei der Messung als auch bei der numerischen Simulation etwa $d=0.05$ m beträgt, während der ungünstigste Clipabstand durch $d=0.12$ m gekennzeichnet ist. Bis

jetzt wurde kein Optimierungsalgorithmus eingesetzt, sondern der Clipabstand in äquidistanten Schritten geändert. Im nächsten Schritt werden nun beide Clippositionen d_1 und d_2 variiert und die Simulation an einen Optimierungsalgorithmus gekoppelt, um den Körperschall an der Zielstruktur zu minimieren. Die relevanten lokalen Minima sind in Abb. 7 aufgeführt. Der minimale Wert der H_2 -Norm der vibro-akustischen Übertragungsfunktion wird für einen Clipabstand von $d=0.057$ m erreicht („opt“ in Abb. 7). Die Optimierung war nach 43 Iterationen erfolgreich, wobei die H_2 -Norm als Zielfunktion mit einer Abbruchtoleranz von 0.001 dB verwendet wurde. Die Startwerte waren $d_1=0.094$ m und $d_2=0.194$ m. Der maximale Wert der H_2 -Norm wurde für den Clipabstand $d=0.12$ m gefunden („worst“ in Abb. 7). Die Differenz zwischen der optimalen Leitungsanordnung und dem Worst-Case-Szenario beträgt damit 17.44 dB. Die Leitungsanordnung mit dem optimalen Clipabstand ist dadurch gekennzeichnet, dass die Clips auf Knotenlinien bezüglich dominanter Schwingungsformen liegen und der Körperschall dadurch minimiert wird.

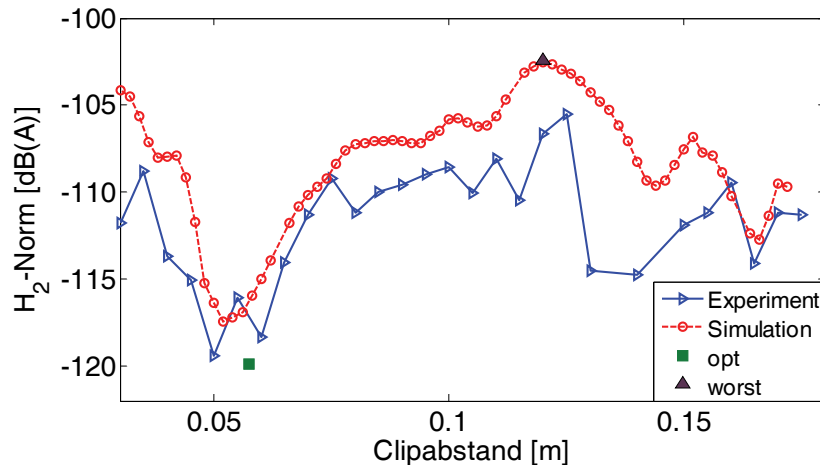


Abb. 7: Variation des Clipabstands und Auswertung der H_2 -Norm der vibro-akustischen Übertragungsfunktion für den Frequenzbereich bis 1500 Hz („opt“ und „worst“ kennzeichnen das Optimierungsergebnis für die Variation der Clippositionen d_1 und d_2).

4.3 Ersetzen der Zielstruktur mit gemessenen mechanischen Impedanzen

4.3.1 Mechanische Impedanzen, Out-of-Plane und In-Plane

Die zu ersetzende Zielstruktur ist eine rechteckige Stahlplatte, von der die mechanischen Punktimpedanzen mit einem Impulshammer sowie einem Triax-Beschleunigungsaufnehmer gemessen werden (Abb. 8). Die Impedanzen werden bezüglich der Plattenmitte bestimmt, da es sich dabei um die Position des Kopplungspunktes für die Kopplung der Platte an den Clip handelt. Es ist entscheidend, die Impedanzen in allen drei Koordinatenrichtungen zu berücksichtigen, da die Impedanzrandbedingung in die räumliche FE-Simulation integriert wird. Die Out-of-Plane-Impedanz lässt sich relativ einfach bestimmen [18], während die In-Plane-Impedanzen mit einer Hilfskonstruktion, bestehend aus einem kleinen Plexiglaskeil mit definiertem Winkel und einem Triax-Beschleunigungsaufnehmer (Abb. 8), gemessen werden. Die In-Plane-Impedanzen sind damit definiert als $Z_x = F \cos \varphi / v_x$ in x-Richtung und $Z_y = F \cos \varphi / v_y$ in y-Richtung.

Aus Gl. 7 folgt, dass für die Impedanzrandbedingung die dynamischen Steifigkeiten $i\omega Z$ benötigt werden. Aus diesem Grund werden im Folgenden nicht die Impedanzen, sondern direkt die dynamischen Steifigkeiten angegeben. Die Ergebnisse sind in Abb. 8 dargestellt. Für die Out-of-Plane-Steifigkeiten ist eine gute Korrelation zwischen dem Experiment und der FE-Simulation im betrachteten Frequenzbereich zu erkennen, während die Ergebnisse für die In-Plane-Steifigkeiten voneinander abweichen. Die Erklärung hierfür ist die Tatsache, dass die Out-of-Plane- und In-Plane-Steifigkeiten nicht vollständig voneinander entkoppelt sind, aber zumindest scheint der relativ hohe Level der gemessenen Steifigkeiten konsistent zu sein. Aus der numerischen Simulation folgt, dass in y-Richtung ausschließlich eine Resonanzstelle und in x-Richtung keine Resonanzstelle im betrachteten Frequenzbereich bis 4 kHz zu erkennen ist, was den Vergleich der Ergebnisse mit der In-Plane-Steifigkeit einer unendlich ausgedehnten Platte/Scheibe motiviert. Die analytische Lösung von Cremer [19] und Zimmermann [20] sind in derselben Abbildung aufgeführt und es ist offensichtlich, dass diese Kurven den Mittelwert im dargestellten Frequenzbereich bilden. Für den Fall einer unendlich ausgedehnten Platte sind wie erwartet keine Resonanzstellen zu beobachten.

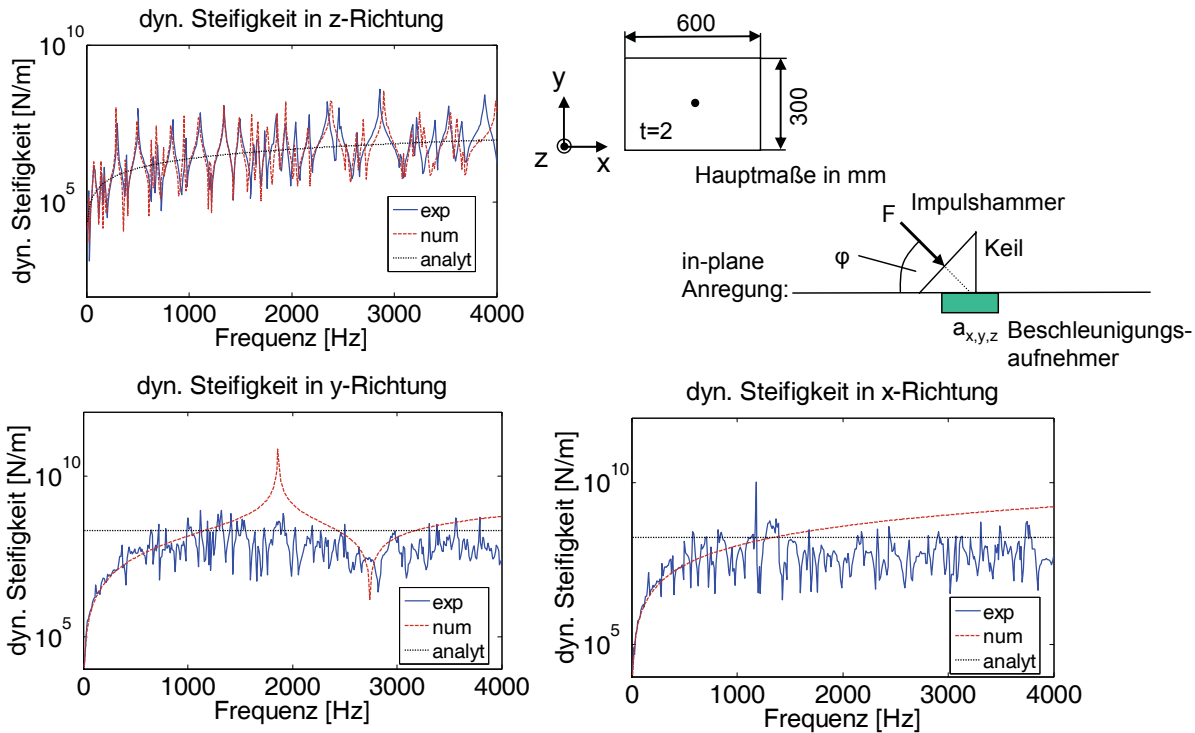


Abb. 8: Auswertung der dynamischen Steifigkeiten (oben links: out-of-plane, unten: in-plane).

4.3.2 Anwendung der Impedanzrandbedingung

Ein Testbeispiel, um das Potential der vorgestellten Impedanzrandbedingung aufzuzeigen, ist in Abb. 4 dargestellt. Die Zielstruktur (Längen 0.6 m + 0.3 m, Plattendicke 2 mm) wird ersetzt durch gemessene und berechnete Impedanzen in x-, y- und z-Richtung. Die Messung der Impedanz wird wie bereits beschrieben mittels Impulshammer und einem Triax-Beschleunigungsaufnehmer realisiert. Die vibro-akustische Übertragungsfunktion zwischen dem Einangsdruck p_1 und der Geschwindigkeit v_z am Ende der Rohrleitung dient als Referenzkurve, um die Dynamik dieses Leitungssystems zu beschreiben. Die Impedanz-RB wird am mittleren Knoten des Clips aufgebracht, an den die Platte gekoppelt werden soll. Das Ergebnis der vibro-akustischen Übertragungsfunktion wird mit den Referenzfällen verglichen, bei denen die voll modellierte Zielstruktur an einem Knoten an das Leitungssystem gekoppelt bzw. nicht berücksichtigt wird (Abb. 9). Die entsprechenden Übertragungsfunktionen zeigen eine gute Übereinstimmung, was die erfolgreiche Implementierung der Impedanzrandbedingung an einem Kopplungsknoten bestätigt. Es ist zu beachten, dass keine Momentenübertragung berücksichtigt wird, da bei dem betrachteten Testbeispiel nur ein Kopplungsknoten betrachtet wird. Eine Erweiterung der Impedanz-RB auf mehrere Kopplungsknoten ist denkbar, jedoch wird erwartet, dass die Momentenübertragung aufgrund des sehr kleinen Kopplungs-Interfaces realer Clips in Kfz-Anwendungen keine dominante Rolle spielt.

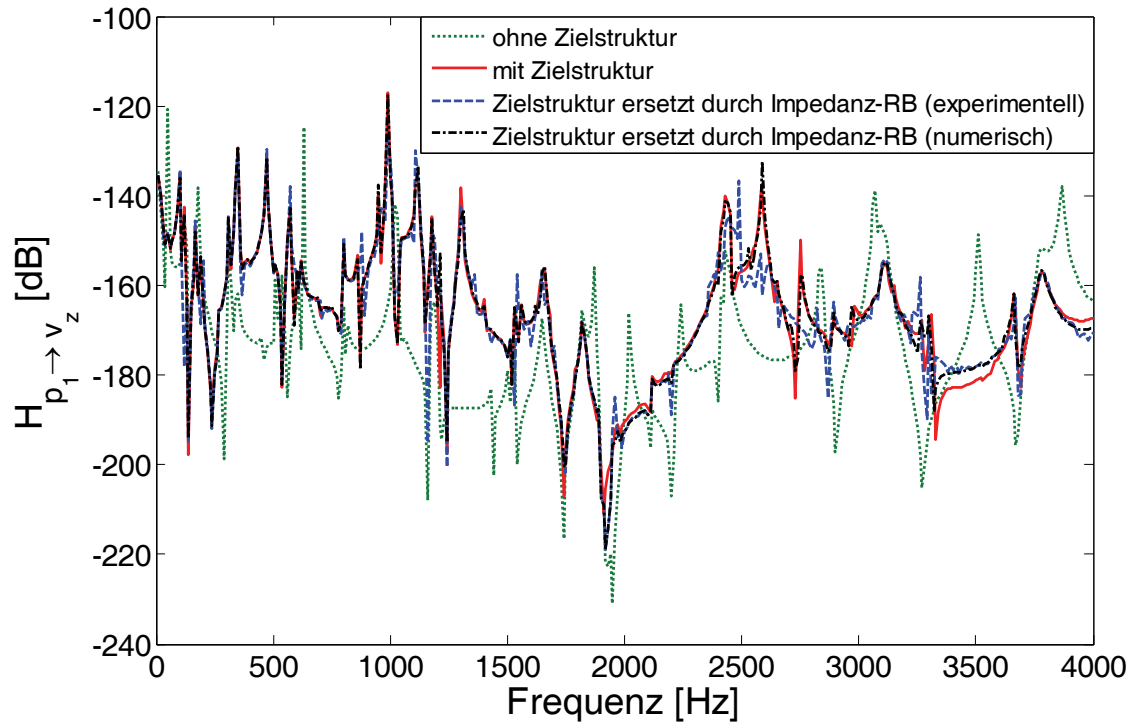


Abb. 9: Auswertung der vibro-akustischen Übertragungsfunktion; Ersetzen der Zielstruktur mittels Impedanzrandbedingung.

5 Zusammenfassung

Hydro- und vibro-akustische Übertragungsfunktionen wurden mit einem Hydraulikprüfstand zuverlässig gemessen und die Ergebnisse durch FE-Simulationen bestätigt, die die Fluid-Struktur-Kopplung berücksichtigen. Dabei wurden effiziente Strategien zur Modellreduktion eingesetzt und die Substrukturtechnik vollständig automatisiert, was wiederum die vibro-akustische Optimierung von fluidbefüllten Leitungssystemen ermöglicht. Eine beträchtliche Schwingungsreduktion wurde durch geometrische Maßnahmen wie etwa die Variation des Clipabstands erreicht (Körperschallreduktion um 17,44 dB).

Eine Impedanzrandbedingung wurde erfolgreich in die Component Mode Synthesis integriert, um großflächige Zielstrukturen durch gemessene mechanische Impedanzen zu ersetzen.

6 Danksagung

Die vorliegende Arbeit wurde von der DFG im Rahmen des Transferbereichs 51 *Simulation und aktive Beeinflussung der Hydroakustik in flexiblen Leitungen* gefördert.

7 Literatur

- [1] M. Maess: Methods for Efficient Acoustic-Structure Simulation of Piping Systems. Ph.D. thesis, Institute of Applied and Experimental Mechanics, University of Stuttgart, 2006.
- [2] M. Maess, J. Herrmann, and L. Gaul: Finite element analysis of guided waves in fluid-filled corrugated pipes, *J. Acoust. Soc. Am.* **121**, pp. 1313-1323, 2007.
- [3] J. Herrmann, T. Haag, L. Gaul, K. Bendel, and H.-G. Horst: Experimentelle Untersuchung der Hydroakustik in Kfz-Leitungssystemen, In: *Proceedings of 34th Deutsche Jahrestagung für Akustik DAGA*, Dresden, 2008.
- [4] J. Herrmann, T. Haag, S. Engelke, and L. Gaul: Experimental and numerical investigation of the dynamics in spatial fluid-filled piping systems, In: *Proceedings of Acoustics '08*, Paris, 2008.
- [5] R.R. Craig and M.C.C. Bampton: Coupling of structures for dynamic analysis, *AIAA Journal* **6**, pp. 1313-1319, 1968.
- [6] R.R. Craig and A.J. Kurdila: *Fundamentals of Structural Dynamics*, John Wiley & Sons, Inc., New Jersey, 2006.
- [7] M. Maess and L. Gaul: Substructuring and model reduction of pipe components interacting with acoustic fluids, *Mech. Syst. Signal Process.* **20**, pp. 45-64, 2006.
- [8] J. Herrmann and L. Gaul: Fluid-Structure Interaction Phenomena in Automotive Piping Systems, In: *Symposium on the Mechanics of Slender Structures MoSS 2008*, Baltimore, 2008.
- [9] O. Zienkiewicz and R. Taylor: *The Finite Element Method*, Butterworth-Heinemann, Oxford, 2000.
- [10] E. Brechlin and L. Gaul: Two methodological improvements for component mode synthesis, In: *25th International Seminar on Modal Analysis*, Leuven, 2000.
- [11] J. Herrmann, M. Maess, and L. Gaul: Efficient Substructuring Techniques for the Investigation of Fluid-Filled Piping Systems, In: *IMAC XXVII*, Orlando, 2009.
- [12] H. Theissen: Die Berücksichtigung instationärer Rohrströmung bei der Simulation hydraulischer Anlagen. Ph.D. thesis, RWTH Aachen, 1983.
- [13] ANSYS, Inc.: *ANSYS Academic Research Advanced, Release 11.0*, 2007.
- [14] The MathWorks: *Matlab Version 7.4.0.287 (R2007a)*, 2007.
- [15] The MathWorks: *Structural Dynamics Toolbox Version 6.0.1*, 2007.
- [16] W. Gawronski: *Dynamics and Control of Structures*, Springer, New York, 1998.
- [17] J.A. Nelder and R. Mead: A simplex method for function minimization, *Computer Journal* **7**, 308-313, 1965.
- [18] D.J. Ewins: *Modal Testing: Theory, Practice, and Application*, Research Studies Press, 1998.
- [19] L. Cremer and M. Heckl: *Körperschall*, Springer, Berlin, 1998.
- [20] P. Zimmermann: Eine Systematik der Punkt-Admittanzen von unbegrenzt ausgedehnten dünnen Platten und Scheiben, *Acta Mechanica* **18**, 201-232, 1973.

Aktive Schwingungsunterdrückung bei Systemen mit veränderlichen dynamischen Eigenschaften

Stephan Algermissen¹, Michael Sinapius^{1,2} und Martin Zornemann²

¹Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt e.V.,
Institut für Faserverbundleichtbau und Adaptronik Braunschweig, Germany

²Otto-von-Guericke-Universität, Fachbereich Maschinenbau, Magdeburg, Germany

Unerwünschte Schwingungen treten in nahezu allen Bereichen des Maschinenbaus auf. Die Adaptronik hat sich als Schlüsseltechnologie etabliert, um derartige Störungen erfolgreich zu unterdrücken. Ein adaptives System besteht neben der unerwünscht vibrierenden Struktur aus strukturintegrierten Sensoren und Aktuatoren, sowie einem schnellen Regler. Die Sensoren messen die Schwingungen, die gemessenen Informationen werden an den Regler gegeben, der die Größen auswertet und Stellsignale für die Aktuatoren bestimmt. Die möglichst in den Lastpfad integrierten Aktuatoren setzen die Stellsignale in Gegenschwingungen um, d.h. sie erzeugen destruktive Körperschallinterferenz.

Die Herausforderung an die Reglerauslegung besteht in einer geeigneten Modellierung der Regelstrecke, d.h. des Pfades zwischen Sensor und Aktuator. Das Modell ist vorzugsweise linear, weil moderne Regelalgorithmen wie z.B. \mathcal{H}_2 oder \mathcal{H}_∞ - Regler auf linearen Zustandsraummodellen basieren. Nicht selten haben schwingende Systeme während des Betriebes jedoch wechselnde Eigenschaften. Ein allgemeines lineares Modell reicht daher nicht aus. Durch Diskretisierung des Arbeitsraumes ist auch für viele Fälle von Systemen mit veränderlichen Eigenschaften eine lineare Beschreibung möglich. Das strukturdynamische Verhalten wird für jeden Punkt beschrieben, bzw. identifiziert. Eine geeignete Strategie für das Umschalten zwischen den Reglern für jeden Arbeitspunkt ist erforderlich. Stabilität und Regelgüte der Regelung ist nachzuweisen.

Das Prinzip des Active Vibration Control (AVC) für Systeme mit veränderlichen dynamischen Eigenschaften wird im folgenden Beitrag an Hand von zwei Beispielen demonstriert, nämlich für hochdynamische Parallelrobotik und einem Kreissägeblatt.

1 Einleitung

Die Forderung nach steigender Produktivität führt für Werkzeugmaschinen und Industrieroboter zur Verkürzung der Arbeitszyklen, zu erhöhten Beschleunigungen von Maschinenteilen oder auch höheren Drehzahlen. Häufig geht dies mit unerwünschten Strukturschwingungen einher, die die Präzision der Bearbeitung beeinträchtigen. Adaptronik ist eine junge Technologie, die sich zum Ziel gesetzt hat gerade dem entgegenzuwirken und eine weitere Leistungssteigerung zu ermöglichen. Strukturintegrierte Sensoren messen dabei die unerwünschten Schwingungen und in den Lastpfad integrierte Aktuatoren erzeugen Gegenschwingungen, um durch destruktive Körperschallinterferenz die schwingende Struktur zu beruhigen. Dabei sind schnelle Regler notwendig um zeitnah die erforderlichen Stellsignale für die Aktuatorik zu berechnen. Nicht selten hängen die strukturdynamischen Eigenschaften vom aktuellen Betriebszustand der zu beruhigenden Struktur ab. Veränderliche Eigenschaften können zum Beispiel bei Robotern von Betriebspunkt abhängigen Steifigkeiten oder bei rotierenden Systemen bei Drehzahländerung auftreten. Als Konsequenz müssen die Regler an die veränderlichen dynamischen Eigenschaften angepasst werden. Moderne Regelalgorithmen wie z.B. \mathcal{H}_2 oder \mathcal{H}_∞ basieren auf linearen Zustandsraummodellen. Um die Forderung nach Linearität für veränderliche Systeme zu erfüllen, lassen sich derartige Systeme in unterschiedliche Betriebszustände diskretisieren, in denen das Verhalten linear beschrieben wird. Das ermöglicht dann eine effektive Schwingungsunterdrückung für jeden Betriebspunkt. Natürlich braucht man dafür geeignete Regelungsstrategien, insbesondere für das Umschalten zwischen den unterschiedlichen Betriebspunkten. Dabei müssen Stabilität und Regelgüte sichergestellt werden. Der Beitrag erläutert das Konzept der aktiven Schwingungsunterdrückung für Systeme mit veränderlichen Eigenschaften an Hand zweier Beispiele, der hochdynamischen Parallelrobotik und dem Kreissägeblatt.

2 Aktive Schwingungsunterdrückung für schnelle Werkzeugmaschinen

Erhebliche Forschungsanstrengungen wurden während der letzten zwanzig Jahre auf dem Gebiet der aktiven Schwingungsunterdrückung flexibler Strukturen unternommen. Aktive Schwingungsunterdrückung bedeutet in diesem Zusammenhang die Erzeugung destruktiver Körperschallinterferenz durch Messung der unerwünschten Schwingungen, Bestimmung von Stellgrößen für nachgeschaltete Aktuatoren in schnellen Reglern und die Erzeugung von Gegenschwingungen durch strukturintegrierte Aktuatorik. Die Entwicklung aktiver Funktionswerkstoffe, die sowohl lasttragend als auch sensorisch oder aktuatorisch sind, ermöglicht eine völlig neue Klasse von aktiven Strukturen.

Die Anwendung der Adaptronik auf Strukturen mit veränderlichen dynamischen Eigenschaften erfordert Anstrengungen in drei Bereichen:

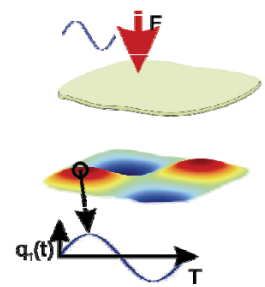
- Zuerst bedarf es der Entwicklung aktiver Komponenten. Dies erfordert die Integration von aktiven Funktionswerkstoffen in den Lastpfad.
- Zweitens erfordert die Entwicklung schneller Regler eine detaillierte Modellierung der strukturdynamischen Eigenschaften.
- Drittens erfordert die Schwingungsunterdrückung eine Reglerstrategie, die sich an veränderliche dynamische Eigenschaften anpassen lässt und zwischen den unterschiedlichen Betriebspunkten stabil umgeschaltet werden kann.

2.1 Konzepte der aktiven Schwingungsunterdrückung

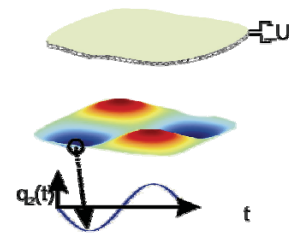
Unterschiedliche Konzepte zur aktiven Schwingungsunterdrückung (Active vibration control (AVC)) basierend auf aktiven Funktionswerkstoffen wurden in den letzten Jahren erforscht [1]. Sie können über die eingesetzten Reglerkonzepte (feedback or feedforward control) unterschieden werden oder auch über die Zielstellung der Schwingungsunterdrückung. Grundsätzlich gibt es zwei Varianten der aktiven Schwingungsunterdrückung. Die erste Variante hebt auf die modale Regelung ab, indem sie die Amplituden der *Struktureigenschwingungen* reduziert. Insofern ist diese AVC Variante 'global'. Die zweite Möglichkeit zielt auf die aktive Kontrolle der *strukturellen Wellenausbreitung* ab, sobald die Schwingungsübertragung von einer Strukturkomponente zu einem anderen Strukturteil entscheidend ist. Dieser Ansatz führt zu einer Beruhigung von definierten strukturellen Punkten. Dieser Ansatz kann durchaus zu stärkeren Vibrationen in anderen Teilen der Struktur führen. Insofern ist dieser Ansatz des AVC 'lokal'. Beide Varianten basieren jedoch auf dem Prinzip der destruktiven Körperschallinterferenz, das in *Abbildung 1* illustriert ist. AVC kann optimal durch Aktuatoren realisiert werden, die in den Lastpfad der schwingenden Struktur integriert werden. Dadurch haben sie optimale Autorität über die Strukturschwingungen.

Eine zweite Variante der aktiven Schwingungsreduktion ist die Verwendung von Schwingungstilgern, die die Strukturresonanzen verstimmen. Bei frequenzvariablen Tilgern kann die Tilgungsfrequenz an sich ändernde Betriebsbedingungen angepasst werden. Dadurch sind sie besonders für Systeme mit wechselnden dynamischen Eigenschaften geeignet. Elektromechanische Tilger können durch strukturintegrierte oder auch applizierte piezokeramische Flächenaktuatoren realisiert werden, die gleichzeitig als Aktuator und Sensor dienen.

Abbildung 2 skizziert eine solche Konfiguration eines elektromechanischen Netzwerkes. Die Spule mit der Induktivität L dient als Nebenwiderstand. Sie speichert die Energie, die vom piezoelektrischen Wandler aus der mechanischen Schwingungsenergie in elektrische Energie W_e umgewandelt wird. Mit



÷



=

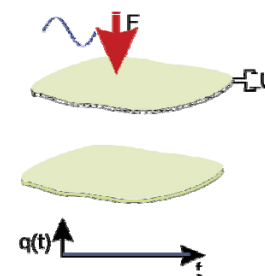


Abbildung 1: Aktive Schwingungsunterdrückung durch destruktive Interferenz

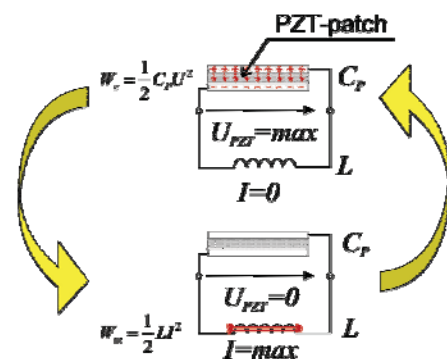


Abbildung 2: LC-Schwingkreis zur Nutzung als frequenzvariabler Tilger

einer Phasenverzögerung steuert die gespeicherte elektrische Energie W_m wiederum den piezoelektrischen Flächenaktuator an, was wiederum der Strukturschwingung entgegenwirkt. Die Induktivität L muss also so an die Kapazität C_p der Piezokeramik angepasst werden, dass die Eigenfrequenz des elektrischen Schwingkreises mit der der zu tilgenden Strukturresonanz zusammenfällt. Das elektrische Verhalten des LC-Kreises wird dabei als elektrischer Schwingkreis modelliert. Fällt die Eigenkreisfrequenz des Schwingkreises, Gl. (1) mit der Eigenfrequenz der schwingenden Struktur zusammen, entzieht der elektrische Schwingkreis der schwingenden Struktur Energie [2],[3],[4].

$$\omega_0 = \frac{1}{\sqrt{LC_p}} \quad (1)$$

2.2 Integrierte Sensoren und Aktuatoren

Eine Vielzahl von aktiven Funktionswerkstoffen, die als Energiewandler dienen, sind in den letzten Dekaden untersucht, erforscht und entwickelt worden. Dabei sind Funktionswerkstoffe multifunktional, d.h. sie sind einerseits Energiewandler und andererseits lasttragend. Diese Eigenschaft macht sie zur Integration in den Lastpfad geeignet. Unter den Funktionswerkstoffen sind die Piezokeramiken am weitesten erforscht und für den praktischen Einsatz entwickelt. Zahlreiche Methoden der Strukturintegration sind veröffentlicht [5] und auch bereits in der industriellen Umsetzung. Das sogenannte „packing“ dient der elektrischen Kontaktierung, der elektrischen Isolation, der mechanischen Stabilisierung und der der Vorspannung. Eine typische Konfiguration ist in *Abbildung 3* abgebildet. Derartige Halbzeuge sind geeignet auf Oberflächen durch Klebung appliziert zu werden oder in Verbundwerkstoffe integriert zu werden. Der Integrationsprozess ist vor allem durch die Sicherstellung der Strukturkonformität gekennzeichnet. Das Erreichen von Strukturkonformität ist ein Optimierungsprozess um sowohl maximale Aktuierung als auch maximale Tragfähigkeit und Steifigkeit zu erzielen. Die Maximierung beider Ziele führt zur optimalen Strukturkonformität. Eine Finite Elemente Modellierung unterstützt diesen Optimierungsprozess.

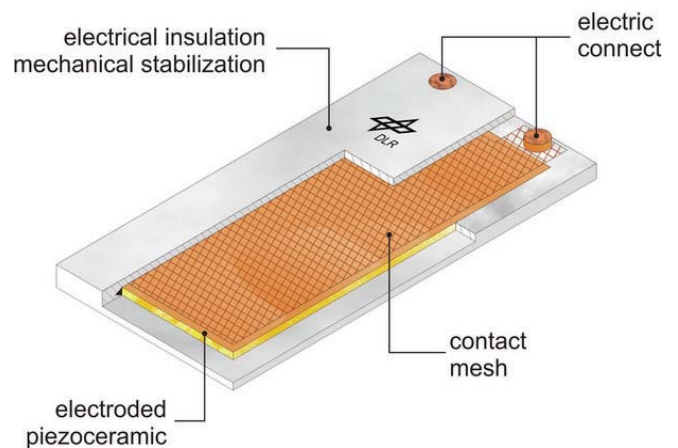


Abbildung 3: Struktur integrierbare Aktuatoren für aktive Schwingungsunterdrückung

2.3 Veränderliche dynamische Parameter

Werkzeugmaschinen und Industrieroboter sind typische Systeme mit veränderlichen dynamischen Eigenschaften. Ihre dynamischen Eigenschaften, d.h. vor allem ihre Eigenfrequenzen, hängen von den aktuellen Betriebsbedingungen ab. Dies kann z.B. die Betriebsposition des Roboters sein, die die Systemsteifigkeit oder Masseneigenschaften bestimmt oder die Drehzahl der Werkzeugmaschine. Die besondere Herausforderung besteht darin einen geeigneten Regler für ein AVC System zu entwerfen, das strukturell integrierte Sensoren und Aktuatoren enthält. Dazu muss die Regelstrecke zwischen Aktuator und Sensor modelliert werden. Moderne Regleralgorithmen wie \mathcal{H}_2 or \mathcal{H}_∞ basieren auf linearen Zustandsraummodellen. Folglich wird ein lineares Strukturmodell benötigt. Eine geeignete Methode für aktive Schwingungsunterdrückung (AVC) in Systemen mit veränderlichen dynamischen Eigenschaften ist die Diskretisierung des Arbeitsbereiches. Das dynamische Verhalten wird für jeden Arbeitspunkt linear beschrieben. Konsequenterweise muss das strukturdynamische Verhalten für jeden Arbeitspunkt identifiziert werden und auch für jeden Arbeitspunkt ein Regler ausgelegt werden. Eine Gesamtregelstrategie erfordert dann ein stabiles Umschalten zwischen den Reglern je nach Betriebssituation. Stabilität und Güte der Regler müssen natürlich nachgewiesen werden.

Im Folgenden wird die aktive Schwingungsunterdrückung für Systeme mit veränderlichen dynamischen Eigenschaften anhand einer hochdynamischen Parallelrobotik und am Beispiel eines Kreissägeblatt erläutert.

3 Aktive Vibrationskontrolle bei Parallelrobotern

Industrieroboter spielen eine zentrale Rolle bei der Automatisierung von Handhabungs- und Montageprozessen. Stetig steigende Anforderungen hinsichtlich maximaler Beschleunigung und Genauigkeit können nicht mehr von klassischen, d.h. seriellen Robotern erfüllt werden, weswegen neue Konzepte erforderlich sind. Einen vielversprechenden Ansatz bieten Parallelroboter. Die Antriebe dieser Maschinen sind zentral angeordnet. Im Betrieb sind die Arme, Gelenke und Endeffektor eines Parallelroboters die einzigen beschleunigten Elemente (*Abbildung 4*). Die bewegten Massen sind so wesentlich geringer als bei seriellen Robotern. Außerdem ist die Struktur von Parallelrobotern aufgrund der geschlossenen Kinematik steifer. Unabhängig davon entstehen bei hochdynamischen Programmen strukturelle Vibrationen durch das starke Abbremsen am Ende eines Bewegungsablaufes.

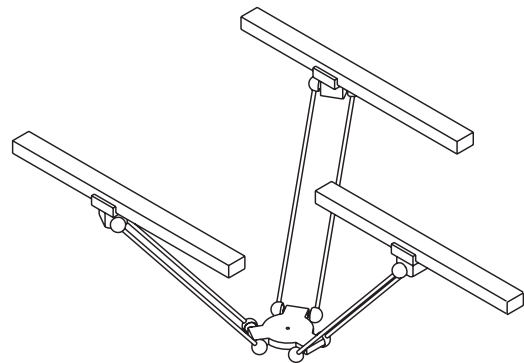


Abbildung 4: Skizze eines typischen Parallelroboters

Speziell bei Handhabungs- oder Montageprozessen, bei denen Teile schnell bewegt und präzise abgelegt werden müssen, beeinträchtigen diese Vibrationen die erreichbare Genauigkeit. Eine Möglichkeit diesem Problem zu begegnen ist die vollständige Beruhigung abzuwarten, was allerdings dem Streben nach Verkürzung von Zykluszeiten entgegenwirkt. Eine andere Möglichkeit zur Unterdrückung von Vibrationen ist der Einsatz von adaptiven Strukturen („smart-structures“). Um das Anwendungsfeld von Parallelrobotern zu erweitern wird derzeit Grundlagenforschung für neue Strukturkonzepte, adaptive Materialkomponenten und adaptive Systeme im Kontext des Sonderforschungsbereichs 562 „Robotersysteme für Handhabung und Montage“ [6] der Technischen Universität Braunschweig betrieben. Im Rahmen des Themas adaptive Strukturen für Parallelroboter werden neue aktive Komponenten, Modelle zur Beschreibung des Schwingungsverhaltens und neue Regelungskonzepte erforscht.

3.1 Arbeitsumgebung

Abbildung 5 gibt einen Eindruck vom Arbeitsbereich von TRIGLIDE, der aktuellen Testplattform im Sonderforschungsbereich. Der Endeffektor ist im Zentrum der Abbildung zu sehen. Er beinhaltet einen triaxialen Beschleunigungssensor zur Vibrationserfassung und einen seriellen Rotationsantrieb mit dem der vierte Freiheitsgrad der Bewegung realisiert wird. Der Endeffektor wird über Verbindungen von drei Linearmotoren bewegt, die jeweils aus zwei aktiven Stäben bestehen. Der Abstand zwischen den beiden unteren Gelenken beträgt 828 mm, der vertikale Abstand zum dritten Gelenk beträgt 450 mm. Die Stablänge beträgt 600 mm. Die x-Achse des Maschinenkoordinatensystems zeigt in Richtung des Antriebes, y-z-Ebene liegt rechtwinklig dazu. Die aus Kohlenstofffaser verstärktem Kunststoff (CFK) bestehenden aktiven Stäbe haben einen Innendurchmesser von 25 mm bei einer Wandstärke von 1,5 mm. Um eine Gegenschwingung zu erzeugen sind piezokeramische Patchaktuatoren auf der Oberfläche der Stäbe angebracht. Ein einzelner Stab erreicht eine belastungsfreie Auslenkung in axialer Richtung von 35 μm bei 400 V Anspannung. Die Piezo-Patches werden paarweise angeschlossen und arbeiten parallel. Für die Steuerung der aktiven Komponenten werden dementsprechend drei Steuerungssignale benötigt.



Abbildung 5: TRIGLIDE mit aktiven Strukturelementen

3.2 Systemidentifikation

Das Systemverhalten des Parallelroboters TRIGLIDE hängt von der Position des Endeffektors ab. Dementsprechend ist es sinnvoll den Arbeitsbereich zu diskretisieren, um die Eigendynamik des Systems beschreiben zu können. Der Arbeitsbereich wird dafür in zehn Bereiche unterteilt (*Abbildung 6*). Die Systemidentifikation wird je-

weils für einen repräsentativen Punkt jedes Bereichs durchgeführt [7]. Jedem dieser Arbeitspunkte wird ein Regler zugeordnet, der für die Zustände in dem jeweiligen Arbeitsbereich zuständig ist. Dementsprechend lassen sich die Systemeigenschaften jedes Arbeitspunktes aus den Eigenschaften eines anderen Arbeitspunktes aus demselben Arbeitsbereich ableiten. Andererseits ist die Steuerung stabil auszulegen, was wiederum mit Leistungseinbußen des Systems verbunden sein kann. Es lässt sich so eine Beziehung zwischen der Größe eines Bereichs und der Veränderung der Systemeigenschaften etablieren.

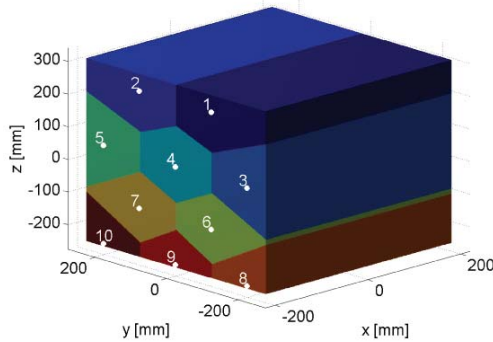


Abbildung 6: Arbeitspunkte in der y-z-Ebene

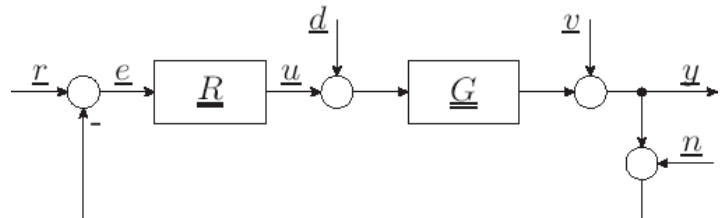


Abbildung 7: Geschlossene Regelstrecke

Ein wichtiger Schritt bei der Entwicklung der Regelung ist die Systemidentifikation. Die Umsetzung der Regelung hängt vom zugrunde gelegten Modell der Regelstrecke ab. Nur wenn die Regelstrecke die Anforderungen des Regelungskonzeptes erfüllt, kann der Regler die gewünschte Leistungsfähigkeit erfüllen. Die optimierte Unterteilung des Arbeitsbereichs beinhaltet zehn Regionen mit je einem Arbeitspunkt. Für jeden Punkt sind Messungen zur Systemidentifikation [8] erforderlich. Die TRIGLIDE Regelstrecke hat Reglereingänge für die drei translatorischen Beschleunigungssignale und drei Ausgänge für die drei Aktuatoren. Daraus ergibt sich ein Zustandsraummodell \underline{G}_i mit neun Struktur-Übertragungsfunktionen, die für jeden Arbeitspunkt bestimmt werden müssen.

Zur Systemidentifikation werden drei unterschiedliche, unkorrelierte Randomsignale verwendet, die die Struktur für einen Multi-Referenz Test anregen.

3.3 Regelung

Die verwendete Regelstrategie ist ein robustes Gain-Scheduling. Basierend auf dem Zustandsraummodell \underline{G}_i der Regelstrecke findet die Auslegung der Regler statt. Die Regler sind als Array organisiert und werden je nach Position des Endeffektors aktiviert. Der große Anteil an Unsicherheiten wie z.B. die Veränderungen der bewegten Massen im Betrieb sowie die Größe der Regelstrecke erfordern eine zuverlässige Regelung in Form eines H_∞ -Reglers für TRIGLIDE. Die Regler adaptiver Strukturen werden im Hinblick auf gute Störbeseitigung optimiert. Das Ziel ist dabei die Minimierung des Einflusses der Störungen auf die Regelgröße. Bei TRIGLIDE sind diese Störungen Vibrationen, die durch Beschleunigen und Abbremsen des Roboters hervorgerufen werden. Bezüglich des geschlossenen Regelkreises in *Abbildung 7* wird deutlich, dass die Übertragungsfunktion von der Störfunktion (Eingangsgröße) \underline{d} bis zur geregelten Variable \underline{y} \underline{SG} entspricht. Hierin ist die Empfindlichkeit

$$\underline{S} = [\underline{E} + \underline{GR}]^{-1} \tag{2}$$

mit der Regelstrecke \underline{G} und dem Regler \underline{R} . Die Matrix \underline{E} ist die Einheitsmatrix. Das Maximum der Übertragungsfunktion \underline{RS} von \underline{r} zu \underline{u} muss begrenzt werden, um die Regelgröße \underline{u} zu begrenzen, die dem Vektor der Ansteuerspannungen für die Aktuatoren entspricht. Die H_∞ -Norm ist gut geeignet um eine solche Bedingung hinsichtlich der Frequenz mathematisch zu formulieren. Die H_∞ -Norm der Übertragungsfunktion ist definiert als der größte Singulärwert der Übertragungsmatrix. H_∞ -Regler basieren auf der Minimierung dieser Norm [9]. Im Sinne einer robusten Regelung (*Abbildung 8*), setzt der Regler \underline{R} den H_∞ -Betrag der Übertragungsfunktion \underline{T}_{zw} von \underline{w} zu \underline{z} kleiner oder gleich 1. Die Vektoren \underline{w} und \underline{z} bezeichnen die Performance-Ein- bzw. -ausgänge. Die Spezifizierung der Ziele wird mit so genannten Gewichtsfunktionen \underline{W} gemacht. Die Inverse einer Gewichtsfunktion beschreibt den gewünschten Singulärwertverlauf („singular value function“) der gewichteten Übertragungsfunktion. Die Übertragungsmatrix \underline{RS} wird bei der Begrenzung der Stellgrößen berücksichtigt. Diese beschreibt die Beziehung von Störungen, die in den Regelkreis am Ausgang der Regelstrecke entstehen, und der Regelgröße. Die

Übertragungsmatrizen \underline{SG} und \underline{RS} werden durch die Matrizen \underline{W}_{SG} und \underline{W}_{RS} gewichtet. Die Übertragungsmatrix \underline{P}_{wu} wird an den Algorithmus der Reglerauslegung übergeben. Die Ein- und Ausgänge gibt Gl. (3) an.

$$\begin{bmatrix} \underline{z}_y \\ \underline{z}_u \\ \underline{e} \end{bmatrix} = \underline{P}_{wu} \begin{bmatrix} \underline{w}_r \\ \underline{w}_d \\ \underline{u} \end{bmatrix} \quad (3)$$

Die Daten aus der Systemidentifikation und der Regelsynthese werden zur Automatisierung auf einen Rechner übertragen und in eine Echtzeitumgebung integriert [10]. Dadurch wird eine schnelle und zuverlässige Reglerauslegung auf dem Zielrechner erreicht. Die Strukturregelung des TRIGLIDES arbeitet in einem Bereich bis 100 Hz bei einem Regelzyklus von 250 Hz.

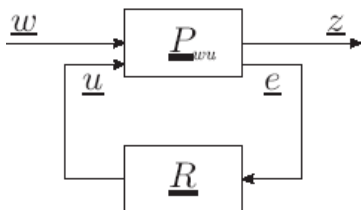


Abbildung 8 : Robuste Regelung

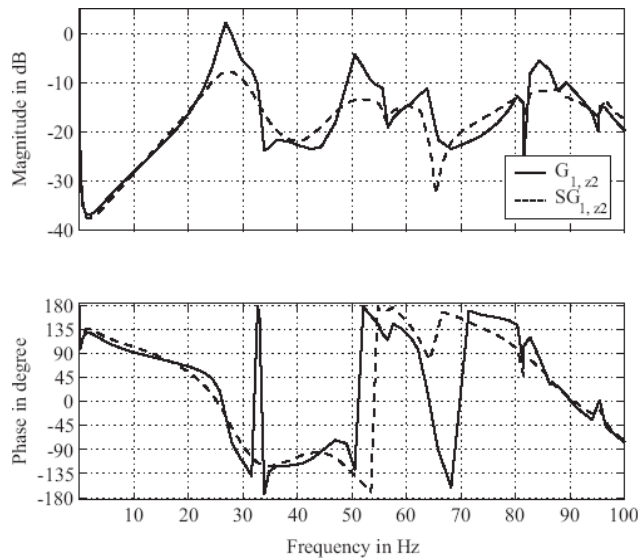


Abbildung 9: Verlauf des offenen und geschlossenen Regelkreises zwischen Aktuator 2 und der z-Beschleunigung

Ein Beispiel der Leistungsfähigkeit des Reglers ist in *Abbildung 9* an Hand einer Übergangsfunktion zwischen Aktuator 2 und z-Beschleunigung für einen einzelnen Arbeitspunkt zu sehen. Die Kurve des geregelten Systems (\underline{SG}) ist signifikant niedriger als diejenige des ungeregelten Systems (\underline{G}).

4 Aktive Vibrationsunterdrückung in Werkzeugmaschinen

Die Verwendung von rotierenden Werkzeugen wie Kreissägen zum Schneiden von Material ist durch unterschiedlichste Anforderungen an Genauigkeiten und Schnittgeschwindigkeiten gekennzeichnet, wie beispielsweise durch niedrige Anforderungen im (Holz-)Sägewerk oder beispielweise durch extrem hohe Anforderungen beim Schneiden eines Silicon-Wafer für die Halbleiterindustrie. Die erreichbare Schnittgenauigkeit ist abhängig vom Werkzeug selber und wird außerdem beeinflusst durch die Vibrationen des Werkzeugaufbaus. Bei der Betrachtung des Werkzeugs sind die am kritischsten auftretenden Bewegungen jene entlang der Rotationsachse des Werkzeugs, d.h. normal zur Schneide. Aus ihnen entsteht ein ungleichmäßiger Kontakt zwischen Werkzeug und Werkstück, welches zu Einbußen bei der Genauigkeit und höheren Schnittkräften führt. Dies führt aufgrund der höheren Reibleistung zu einem gestiegenen Wärmeeintrag in das Material des Werkstückes. Die tiefsten Eigenformen von rotierenden, scheibenförmigen Strukturen sind Biegeschwingungen, die einfach durch Unwuchten im Antrieb oder im System angeregt werden können. Sie können durch die Anzahl der konzentrischen (*i*) und diametralen Linien von Schwingungsknotenlinien klassifiziert werden, an denen die Bewegungsamplituden null sind.

Abbildung 10 zeigt drei tieffrequente Eigenformen (*i/j*) eines Kreissägeblattes, welches mithilfe der Finite Elemente Methode (FEM) berechnet wurden. Die frequenzmäßige Reihenfolge dieser Bewegungsformen hängt von

den strukturellen und mechanischen Eigenschaften des Sägeblattes wie zum Beispiel Steifigkeit, Massenverteilung oder Spannungszustand ab.

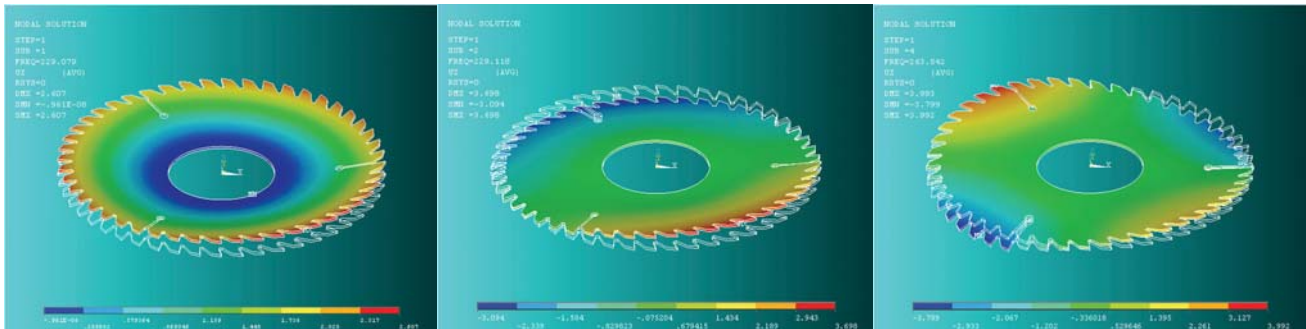


Abbildung 10: Eigenformen 0/0, 1/0 und 2/0 des Kreissägeblattes

Bei Maschinen mit rotierendem Werkzeug führen die Zentrifugalkräfte, ausgedrückt durch

$$F_z = m(r, \varphi)\omega^2 r \tag{4}$$

einerseits zu einer Versteifung und andererseits zu einem so genannten „spin-softening“. Die Zentrifugalkraft erzeugt innere mechanische Spannungen, die zu einer Steigerung der Steifigkeit der Struktur und damit zur Veränderung der Eigenfrequenzen führen. Diese von der Rotationsgeschwindigkeit abhängigen Veränderungen der mechanischen Eigenschaften des Systems müssen bei der Wahl eines geeigneten Reglers berücksichtigt werden, da sich die Eigenfrequenzen der Struktur ebenfalls in Abhängigkeit der Winkelgeschwindigkeit des Werkzeugs ändern.

4.1 Integrierte Sensoren und Aktuatoren

Zur Reduzierung unerwünschter Vibrationen in rotierenden Strukturen ist die Entwicklung eines passenden Aktuator- und Sensorkonzeptes erforderlich. Bei rotierenden Werkzeugen sind die Bewegungen mit externen, nicht rotierenden Sensoren und Aktuatoren unter Betriebsbedingungen schwer zu erfassen und zu regeln. Ansätze, in denen strukturintegrierte Aktuatoren und Sensoren Verwendung finden, haben daher Vorteile. Piezokeramische Patchaktuatoren wandeln im Sensorbetrieb mechanische Verformungen in eine elektrische Ladung um, im Aktuatorbetrieb umgekehrt. Aus diesem Grund können sie genutzt werden, um Oberflächendehnungen zu messen und zu beeinflussen. Darüber hinaus kann die Eigenschaft der Piezokeramik sich beim Anlegen einer elektrischen Spannung zu dehnen genutzt werden, um die Bewegung von Strukturen aktiv zu dämpfen. Die Verwendung von piezoelektrischen Patches als Sensoren ermöglicht es die Strukturvibrationen durch Messen der Spannung am Ausgang des Patches zu erfassen, die durch die Verformung der Bauteiloberfläche entsteht. Aus den gemessenen Informationen wie Amplitude und Frequenz des Sensorsignals kann die vorliegende Eigenform der Struktur bestimmt werden. Um detaillierte Informationen über den Vibrationszustand eines Sägeblattes zu erhalten werden mehrere Sensoren benötigt, die über das gesamte Blatt verteilt sind. Untersuchungen eines rotierenden Sägeblattes zeigen, dass die höchsten Dehnungen nahe des Mittelpunktes mit diametralen Knotenlinien der Scheibe auftreten, an denen das Blatt eingespannt ist (Abbildung 11). Gleichzeitig ist dieser Bereich die beste Position für Sensoren und Aktuatoren.

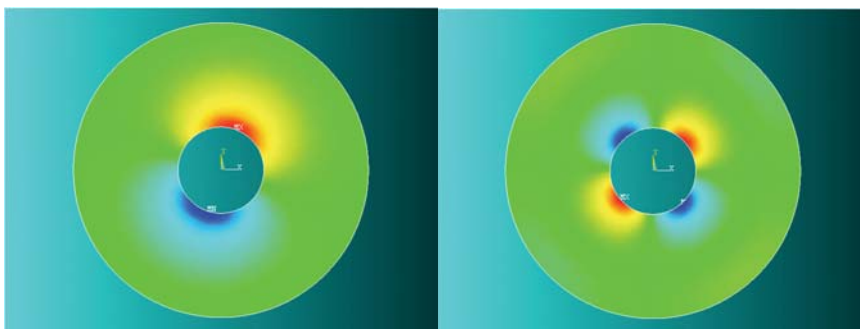


Abbildung 11 :
Oberflächendehnung der
Eigenformen 1/0 und 2/0

Als Ergebnis der Dehnungsuntersuchungen ergibt sich als beste Lösung ein Aufbau mit mehreren gegenläufigen Positionen von Sensoren und Aktuatoren nahe der Einspannung.

4.2 Nebenschlusswiderstandsdämpfung

Schwingungskreise mit Nebenschlusswiderstand können einem System Energie entziehen, wenn sie auf die gewünschte Frequenz eingestellt werden. Die Leistungsfähigkeit dieses monomodalen Ansatzes ist sehr sensitiv bezüglich Veränderungen der Struktureigenschwingungen, denn sie verändern sich mit dem veränderten Spannungszustand im rotierenden System. Der Schwingkreis besteht aus einer Spule (Induktivität) in Reihe geschaltet mit einem piezoelektrischen Element (*Abbildung 11*). Die Übertragungsfunktion des einfachen LC-Schaltkreises unter Einsatz eines Piezo-Widerstandes kann beschrieben werden als

$$U_{PZT}(j\omega) = i_z(j\omega) \left(\frac{1}{j\omega C_{PZT}} + Z(j\omega) \right) \quad (5)$$

Der komplexe Widerstand (Impedanz) des angeschlossenen Schwingkreises ist

$$Z(j\omega) = R + j\omega L \quad (6)$$

$$U_{PZT}(j\omega) = i_z(j\omega) \left(\frac{1}{j\omega C_{PZT}} + R + j\omega L \right) \quad (7)$$

Dies führt zu der Übertragungsfunktion des elektrischen Systems

$$\frac{U_{PZT}(j\omega)}{i_z(j\omega)} = \frac{(j\omega)^2 + j\omega \frac{R}{L} + \frac{1}{LC_{PZT}}}{j\omega C_{PZT}} \quad (8)$$

Der frequenzabhängige Widerstand ist im eingeschwungenen Zustand niedrig.

Unter Verwendung eines variablen induktiven Widerstands zur Anpassung des Schwingkreises an veränderliche Bewegungsfrequenzen der Struktur wird der monomodale Ansatz zu einem multimodalen Ansatz erweitert. Eingesetzt werden kann dafür eine so genannte synthetischer Induktivität nach ANTONIOU [11].

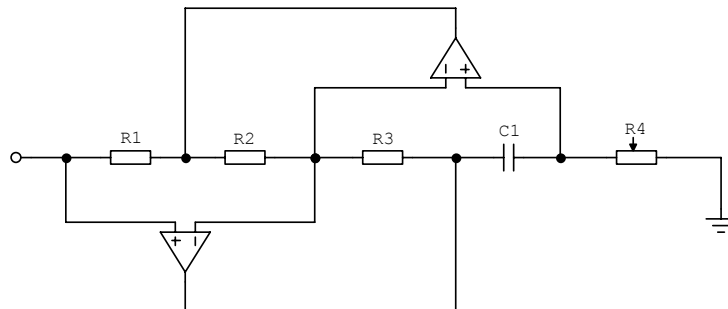


Abbildung 12: Synthetische Induktivität

Dieser auf einem Operationsverstärker basierende Schaltkreis zeigt induktives Verhalten, wobei die Größe in Abhängigkeit des Widerstands R_4 angepasst werden kann. Die folgende Gleichung verdeutlicht den Zusammenhang.

$$L = \frac{R_1 R_3 R_4}{R_2} C_1 \quad (9)$$

Im Versuchsaufbau wurde ein spannungsgeregelter variabler Widerstand gewählt, um seine Größe durch ein externes Signal ändern zu können.

Abbildung 13 zeigt experimentelle Ergebnisse des Scheinwiderstandes des LC-Systems und verdeutlicht den Effekt der vorgestellten Schaltung. Im Vergleich zur Übertragungsfunktion in Gleichung (8), kann nun der Nebenwiderstand frequenzmäßig angepasst werden. Es gibt keine einzelne, feste Frequenz mehr mit der der Schwingkreis funktioniert, sondern es entsteht ein neuer Freiheitsgrad im System, das es erlaubt das System zur Dämpfung unterschiedlicher Schwingungsfrequenzen zu nutzen.

4.3 Regler Setup

Durch das entwickelte Shunt Design ist es möglich den Oszillator auf die gewünschten Eigenfrequenzen einzustellen. Eine Änderung der Eigenfrequenz durch Rotationsgeschwindigkeit oder anderen Randbedingungen wie Einspannungskräfte oder Werkzeugtemperatur erfordert einen adaptiven Regler zur Dämpfung unerwünschter Biegeschwingungen. NIEDERBERGER et al. [12] schlagen eine Phasenkriterium vor, um die Tilgerfrequenz an die drehzahlabhängige Eigenfrequenz anzupassen und dadurch wirkungsvoll die Schwingungsamplituden zu tilgen. Wenn die Frequenzen gleich sind, ist die Phasendifferenz des harmonischen Signals zwischen der synthetischen Induktivität $U_L = \hat{U}_L \sin(\omega t + \phi)$ und der Spannung des Piezopatches $U_{PZT} = \hat{U}_{PZT} \sin(\omega t)$ 90° , d.h. die zu tilgende Resonanz liegt vor. Durch einfache Multiplikation der Signale kann ein um Null oszillierender Wert formuliert werden:

$$U_L(t)U_{PZT}(t) = \hat{U}_L \sin(\omega t + \phi) \cdot \hat{U}_{PZT} \sin(\omega t) = \hat{U}_L \hat{U}_{PZT} \left[\frac{1}{2} (\cos(\phi) - \cos(2\omega t + \phi)) \right] \quad (10)$$

Die Richtung, in die der veränderliche Widerstand abgestimmt werden muss, lässt sich durch Integration dieses Produktes gefunden werden. Der erforderliche Wert für den Widerstand R_4 wird auf Grundlage der Gleichungen (9) und (11) bestimmt.

$$L(t) = \int_0^{\tilde{t}} U_L(t)U_{PZT}(t)dt \quad (11)$$

Solange sich die Frequenzen nicht decken, ist das Ergebnis ungleich Null. Es entspricht der benötigten Empfindlichkeit der Steuerspannung des Widerstands R_4 für nicht abgestimmte Bedingungen. Bei dieser Einstellung passt der Regler die Dämpfungsparameter automatisch an die auftretende Schwingungen an, so dass die Bewegungsamplitude verringert, die Schnittgenauigkeit gesteigert und die Lärmemission des rotierenden Werkzeugs verringert wird.

Abbildung 14 zeigt das experimentelle Ergebnis eines integrierten Dämpfungssystems wie oben beschrieben für eine Scheibe mit den Abmessungen eines Sägeblattes.

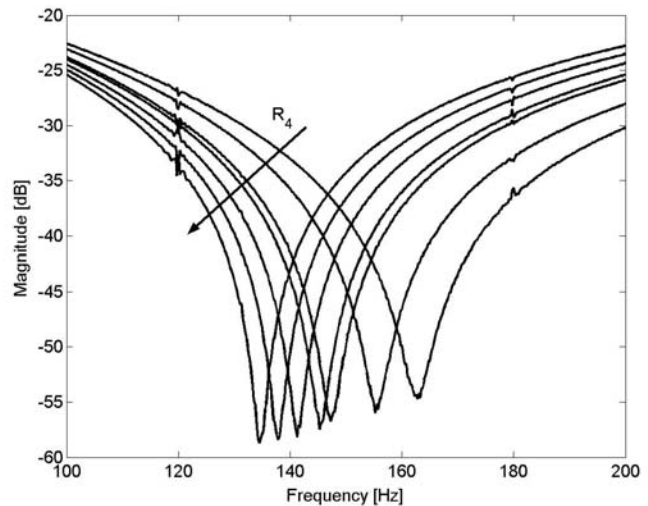


Abbildung 13: Impedanz des LC-Schwingkreises für unterschiedliche Widerstände R_4

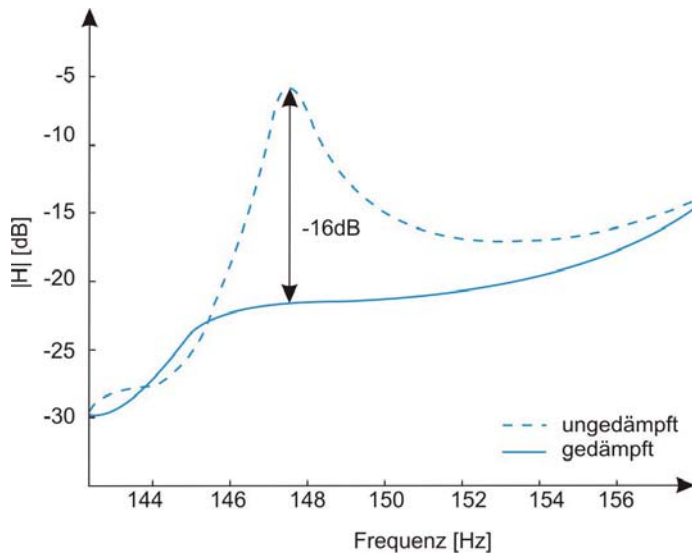


Abbildung 14: Schwingungsreduktion der fundamentalen Eigenform 0/0

Der vorgestellte adaptive Ansatz zur Unterdrückung von multimodalen Schwingungen basiert auf der Idee eines Schwingungskreises. Der Regler ist selbstanpassend (adaptiv) und kann durch Rotationsbewegung hervorgerufene Eigenfrequenzänderung von Maschinenteilen erkennen und darauf reagieren.

5 Zusammenfassung

Der Artikel zeigt Möglichkeiten zur aktiven Schwingungsunterdrückung bei Systemen mit variabler strukturdynamischen Eigenschaften. Da moderne stabile Regelsysteme auf linearen Zustandsraummodellen basieren, kann ein derartiges dynamisches Verhalten durch Diskretisierung des Arbeitsraumes erfasst werden. Das Schwingungsverhalten der Struktur wird für jeden Punkt identifiziert. Zum Umschalten zwischen den Arbeitspunkten ist eine geeignete Regelstrategie erforderlich. Außerdem muss die Zuverlässigkeit und Qualität des Reglers validiert werden. Offensichtlich besitzt dieser Ansatz nur für Systeme mit kontinuierlich veränderlichen Schwingungen mit bestimmbar stationären Arbeitspunkten Gültigkeit. Die Anwendbarkeit wird im Artikel anhand von zwei unterschiedlichen Anwendungen erläutert: Am Beispiel eines Hochleistungsparallelroboters sowie am Blatt einer Kreissäge.

6 Danksagung

Die Forschungsarbeiten, die diesem Artikel zugrunde liegen, werden von der Deutschen Forschungsgemeinschaft im Sonderforschungsbereich 562 „Robotersysteme für Handhabung und Montage - Hochdynamische Parallelstrukturen mit adaptiven Komponenten“ und im Schwerpunktprogramm 1156 „Adaptronik für Werkzeugmaschinen“ gefördert.

7 Literatur

- [1] Fuller, C.R.; Elliot, S.J. & Nelson, P.A.: "Active Control of Vibration", academic press, 2nd edition, 1997
- [2] Hagood, N. W. & von Flotow, A.: "Damping of structural vibrations with piezoelectric materials and passive electrical networks", Journal of sound and vibration, Vol. 146, No. 2, 1991.
- [3] Fleming, A. J. & Moheimani, S. O. R.: "Adaptive Piezoelectric shunt damping", Institute of Physics Publishing Ltd., Smart Material Structures 12 (2003), 2003
- [4] Wu, S.Y.: "Method for multiple mode shunt damping of structural vibration using a single PZT transducer", Proceedings of SPIE Smart Structures and Materials, SPIE 3327 159-68, 1998.
- [5] Wierach, P. & Schönecker, A.: "Bauweisen und Anwendungen von Piezokompositen in der Adaptronik", Proceedings of Adaptronic Congress 2005
- [6] Algermissen, S.; Rose, M. & Sinapius, M.: "Robust Gain-Scheduling Control for Parallel Robots with Smart-Structure Components", in Daniel Schütz; Annika Ratz & Friedrich M. Wahl, ed., 'SFB-Kolloquium', Shaker Verlag, Braunschweig, 2008, pp. 191–205.
- [7] Straubel, M. & Algermissen, S.: "Robuste Regelung von Strukturschwingungen am Parallelroboter FÜNF-GELENK", Master's thesis, Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt e.V., Institut für Faserverbund-leichtbau und Adaptronik, 2006.
- [8] Favoreel, W.; Sima, V.; Van Huffel, S.; Verhaegen, M. & De Moor, B.: "SLICOT Working Note 1998-6: Sub-space Model Identification of Linear Systems in SLICOT", Technical report, European Community BRITE-EURAM III Thematic Networks Programme NICONET, 1998.
- [9] Zhou, K.; Doyle, J. & Glover, K.: *Robust and Optimal Control*, Prentice Hall, 1996.
- [10] Algermissen, S.; Keimer, R.; Rose, M. & Monner, H. P.: "Robust Control for Vibration Suppression on Parallel Robot TRIGLIDE", in 'Proc. of Adaptronic Congress', 2006.
- [11] Antoniou, A.: "Realization of gyrators using operational amplifiers and their use in rc-active networks synthesis", Proceedings of IEE 116(11), 1969.
- [12] Niederberger, D.; Morari, M. & Pietrzko, S.: "Adaptive resonant shunted piezoelectric devices for vibration suppression", Proceedings of SPIE Vol. 5056 (2003), 2003.

Einsatz flexibler Mehrkörpersysteme zur Simulation von Betriebsschwingungen am Beispiel einer Wälzstoßmaschine

Michael F. Zäh, Oliver Rösch, Thomas Bonin

Institut für Werkzeugmaschinen und Betriebswissenschaften (*iwb*)
Technische Universität München

1 Einleitung

Die steigende Komplexität und die hohen Anforderungen an die Genauigkeit, die Dynamik und die Bearbeitungsgeschwindigkeit spanender Bearbeitungsprozesse stellen Werkzeugmaschinenhersteller vor immer neue Herausforderungen. Um die Entwicklungsdauer und -kosten für Werkzeugmaschinen zu reduzieren, soll bereits der erste Prototyp seine Funktion erfüllen. Deutliche Einsparungen können dabei durch den Einsatz virtueller anstatt physikalischer Prototypen erzielt werden. Dies kann nur durch die konsequente Nutzung moderner Methoden des „Computer Aided Engineering“ (CAE) bereits in frühen Phasen des Entwicklungsprozesses erreicht werden. Trotzdem kann deren Einsatz im Gegensatz zur Fahrzeug- oder Luft- und Raumfahrtindustrie in der Werkzeugmaschinenbranche als vergleichsweise gering betrachtet werden. Die Ursachen liegen unter anderem darin, dass die Anforderungen an die Werkzeugmaschinensimulation als außerordentlich komplex gelten und die bisher eingesetzten Berechnungsverfahren hinsichtlich ihrer Aussagegenauigkeit nicht ausreichen.

Zur Simulation kleiner Deformationen elastischer Körper ist in der industriellen Praxis die Finite-Elemente-Methode (FEM) weit verbreitet. Große Starrkörperbewegungen hingegen werden mittels starrer Mehrkörpersysteme (MKS) simuliert. Für Systeme, die großen Führungsbewegungen und elastischen Verformungen zugleich unterliegen, wird deshalb die Methode der starren Mehrkörpersysteme um den Einsatz elastischer, finiter Körper erweitert. Dieser Ansatz ermöglicht es, sowohl die durch die dynamische Anregung der Maschine verursachten Betriebsschwingungen als auch die auftretenden Strukturverformungen zu simulieren [6].

Der vorliegende Beitrag zeigt am Beispiel einer Wälzstoßmaschine, welche durch die dynamische Hubbewegung des Werkzeugs zu einer dominierenden Betriebsschwingung angeregt wird, das Potenzial der flexiblen Mehrkörpersysteme auf. Eine Validierung der Simulationsergebnisse erfolgt an Hand von experimentell ermittelten Betriebsschwingungsformen der untersuchten Werkzeugmaschine.

2 Aufbau und Funktionsprinzip der Wälzstoßmaschine

Die Maschine besteht aus den Grundkomponenten Bett, Werkstückträger, Schwenkeinheit, Ständer, und Stoßkopfschlitten. Optional kann zum automatisierten Wechseln des Werkstücks ein Gegenstand am Bett angebracht werden. Diesen Grundaufbau, sowie die wesentlichen Achsen der Maschine, verdeutlicht *Abbildung 1*.

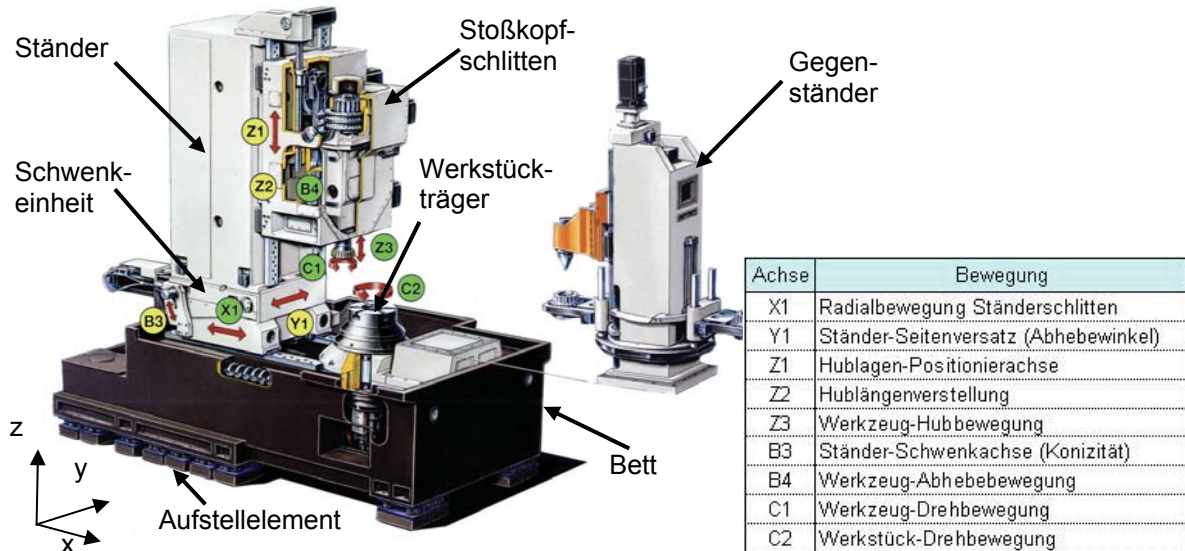


Abbildung 1: Aufbau der Maschine (Bildquelle: Liebherr Verzahntechnik)

Neben den Bewegungsachsen (grün in *Abbildung 1*), welche den eigentlichen Fertigungsprozess ermöglichen, besitzt die Maschine eine Reihe von Konfigurationsachsen (gelb in *Abbildung 1*). Diese dienen der Einstellung auf die jeweilige Bearbeitungsaufgabe und werden während der Zerspanung nicht mehr bewegt. Damit zur Zahnradfertigung das Werkzeug in den Eingriff gebracht werden kann, ist eine Vorschubbewegung erforderlich. Hierzu wird der gesamte Ständer mittels eines im Bett befindlichen Kugelgewindetriebs zum Werkstück hin bewegt (X1-Achse). Während der Bearbeitung wird der Ständer nicht geklemmt, sondern über den Kugelgewindetrieb in Position gehalten.

Die Hubbewegung wird mittels der Achsen Z3, C1 und B4 realisiert, welche im Stoßkopfschlitten angebracht sind (siehe *Abbildung 2*).

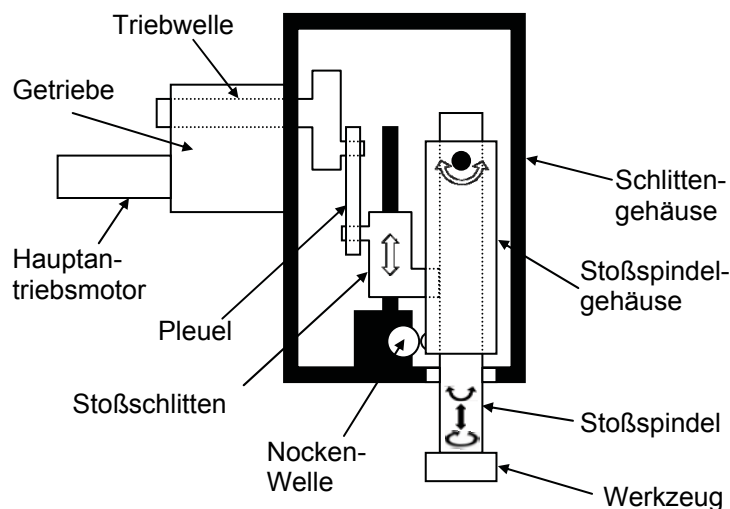


Abbildung 2: Stoßkopfschlitten

Das Antriebsmoment des Hauptantriebsmotors wird über eine Zahnradstufe auf die Triebwelle übertragen, welche mit einem Pleuel verbunden ist. Dieses bewegt den im Schlittengehäuse geführten Stoßschlitten, an dem die Stoßspindel befestigt ist, auf und ab (Z3-Achse). Zu dieser Haupthubbewegung kommen zwei Nebenbewegungen, welche für die Fertigung von Zahnrädern unerlässlich sind. Zum einen ist dies die Abhebung des Werkzeugs vom Werkstück (B4-Achse) im Rückhub. Dabei drückt eine Nocke gegen das Stoßspindelgehäuse, welches gelenkig im Schlittengehäuse gelagert ist. Das Stoßspindelgehäuse wird hydraulisch gegen die Nockenwelle gedrückt, so dass ein ständiger Kontakt gewährleistet ist. Die zweite Nebenbewegung stellt die Drehung der Stoßspindel um ihre Achse dar (C1-Achse). Diese Drehbewegung wird über ein Schneckengetriebe realisiert und muss mit der Drehbewegung des Werkstücks (C2-Achse) synchronisiert werden. Somit wälzt während der Bearbeitung das Werkzeug auf dem Werkstück ab, wodurch dieses am gesamten Umfang bearbeitet wird. Wie genau sämtliche Hubbewegungen mechanisch umgesetzt werden, soll hier nicht weiter beschrieben werden.

3 Aufbau des Simulationsmodells

3.1 Simulationsmethodik

Zur Simulation des Betriebsschwingungsverhaltens der Maschine ist die Modellierung der Stoßbewegung zwingend erforderlich, um die während des Betriebs auftretenden Lasten abzubilden. Dies erfolgt, indem die bewegten Teile des Stoßkopfschlittens mit Hilfe eines starren MKS modelliert und in Bewegung gesetzt werden. Zur Berechnung der elastischen Verformungen der Strukturkomponenten werden das Bett, die Schwenkeinheit, der Ständer sowie das Stoßkopfschlittengehäuse flexibel, also unter Verwendung der FEM, modelliert. Um die Effizienz der späteren Berechnung zu steigern, wird die Anzahl der Freiheitsgrade der flexiblen Komponenten durch modale Reduktion [1] verringert. Die Kombination aus Starrkörpern sowie modal reduzierten Komponenten in einem Modell wird von dem Mehrkörpersimulationssystem RecurDyn unterstützt. *Abbildung 3* verdeutlicht den schematischen Aufbau des Modells und die verwendeten Elementtypen.

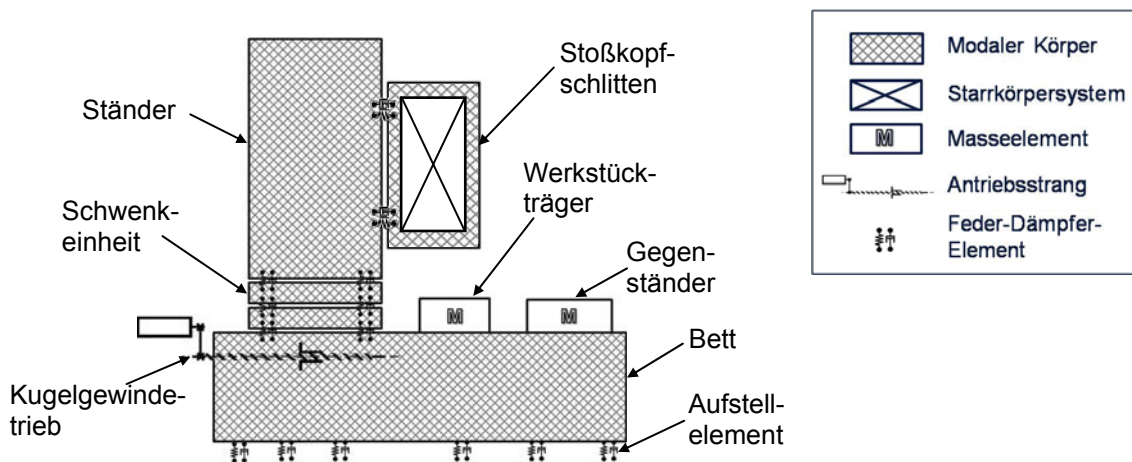


Abbildung 3: Schematischer Aufbau des flexiblen Mehrkörpermodells

Wie oben dargestellt werden die Strukturkomponenten als modal reduzierte Körper modelliert, um ihre Nachgiebigkeit abzubilden. Im Gegensatz dazu bilden die bewegten Teile des Stoßkopfschlittens ein Starrkörpersystem, wobei alle Komponenten gemäß ihrer kinematischen Kopplungen über mathematische Zwangsbedingungen oder Feder-Dämpferelemente miteinander verbunden sind. Um die reale Maschine möglichst präzise abzubilden, wird der Ständeraufbau mittels eines Kugelgewindetriebs in Position gehalten. Der Werkstückträger und der Gegenstände liegen nicht im Kräftefluss und beeinflussen das Verhalten der Gesamtmaschine dementsprechend nur durch ihre Massen. Somit werden diese beiden Komponenten vereinfacht durch Masselemente mit spezifischen Massen- und Trägheitseigenschaften dargestellt. Überall dort, wo einzelne Körper in Kontakt treten und dieser Kontakt nicht als ideal steif angesehen werden darf, erfolgt die Verbindung über Feder-Dämpfer-Elemente. So werden auch die Aufstell-elemente, auf denen die Maschine steht, als Feder-Dämpfer-Elemente modelliert. Diese sind von besonderem Interesse, da sie die auftretende Betriebsschwingung beeinflussen.

3.2 Modellierung der flexiblen Komponenten

Der erste Schritt zur Erzeugung eines flexiblen Körpers ist die Vernetzung der CAD-Geometrie mit finiten Elementen. Prinzipiell ist es mit der verwendeten MKS-Software möglich, dieses Netz mit all seinen Freiheitsgraden direkt zu importieren, was allerdings durch den hohen Umfang des vorliegenden Modells zu enorm langen Rechenzeiten und extremen Anforderungen an die verwendete Rechnerhardware führt. Um die Effizienz der Simulation zu steigern, wird die Anzahl der Freiheitsgrade durch Anwendung der modalen Reduktion verringert. Hierfür wurde die Superelement-Methode "Component Mode Synthesis" (CMS) [1] gewählt, bei welcher die Dynamik einer Struktur durch modale Superposition [5] beschrieben wird. Die durch einen FE-Solver für jede Einzelkomponente berechnete modale Basis wird anschließend dem MKS-Programm übergeben.

Zur automatisierten Erzeugung der Solver-Eingangsdaten wurde ein Matlab-Programm entwickelt, mit dessen Hilfe es möglich ist, modal reduzierte MKS-Komponenten mit geringem Aufwand und hoher Flexibilität zu erzeugen. Die Eingangsparameter hierfür sind das FE-Netz, die CAD-Informationen bezüglich der Lage der Koppelstellen sowie die Anzahl der Eigenmoden, welche bei der modalen Reduktion zu berechnen sind.

3.3 Simulationsmodell der Maschine

Nach der Generierung aller Einzelkomponenten werden die Subsysteme, aus denen das Gesamtmodell der Maschine besteht, modelliert.

Ein Subsystem stellt der Stoßkopfschlitten dar, wobei dessen Gehäuse als flexibler Körper modelliert wird. Es hat sich gezeigt, dass ein starres Gehäuse zu einer sehr starken Versteifung des Ständers, insbesondere bei Torsionsbelastung, führt. Alle übrigen Komponenten des Subsystems Stoßkopfschlitten werden als ideal starre Körper mit definierten Massen, Schwerpunkten und Massenträgheiten modelliert, wobei die Verbindungsstellen gemäß ihrer kinematischen Kopplung mittels Feder-Dämpfer-Elementen oder Zwangsbedingungen abgebildet werden. Die Hubbewegung kann somit direkt durch Rotation der Triebwelle hervorgerufen werden. Zur Realisierung der Nockenabhebewegung wird zwischen Schlitten- und Stoßspindelgehäuse ein periodischer Offset definiert.

Als weiteres Subsystem ist der Kugelgewindetrieb (KGT) im Bett der Maschine zu nennen, welcher eine Verfahrbewegung des Ständers ermöglicht und diesen während des Bearbeitungsprozesses in Position hält. Die Spindel des KGTs wird als flexibles Beam-Element modelliert, wodurch die rotatorische, die axiale sowie die Kippsteifigkeit erhalten bleiben. Zur bidirektionalen Umsetzung einer Rotation der Spindel in eine translatorische Bewegung der Mutter werden diese beiden Komponenten mittels spezifischer Krafterelemente gekoppelt. Das Modell für diese Krafterelemente basiert auf der Methode von Oertli [3], der diese ursprünglich für die FEM entwickelt hat. Siedl [6] erweiterte die Methode, um auch große Verfahrbewegungen über mehrere Teilsegmente des Beam-Elements zu ermöglichen.

Nach der Modellierung aller Subsysteme werden diese, wie in *Abbildung 4* links dargestellt, in ein Gesamtmodell integriert. Zur Verdeutlichung der Stoßkinematik ist rechts in *Abbildung 4* der Stoßkopfschlitten zu unterschiedlichen Zeitpunkten dargestellt. Um die Aussagefähigkeit der Simulationsergebnisse zu steigern, werden an bestimmten Punkten des Modells so genannte Marker gesetzt. Die Marker werden an allen Punkten definiert, die bei der experimentellen Betriebsschwingungsformanalyse als Messpunkte für die Beschleunigungsaufnehmer dienen. Somit können die vom Solver berechneten Bewegungen dieser Punkte nach der Simulation exportiert werden. Auf diese Weise wird ein Vergleich zwischen den simulierten und den gemessenen Betriebsschwingungsformen der Maschine mit Hilfe eines Matlab[®]-Programms ermöglicht.

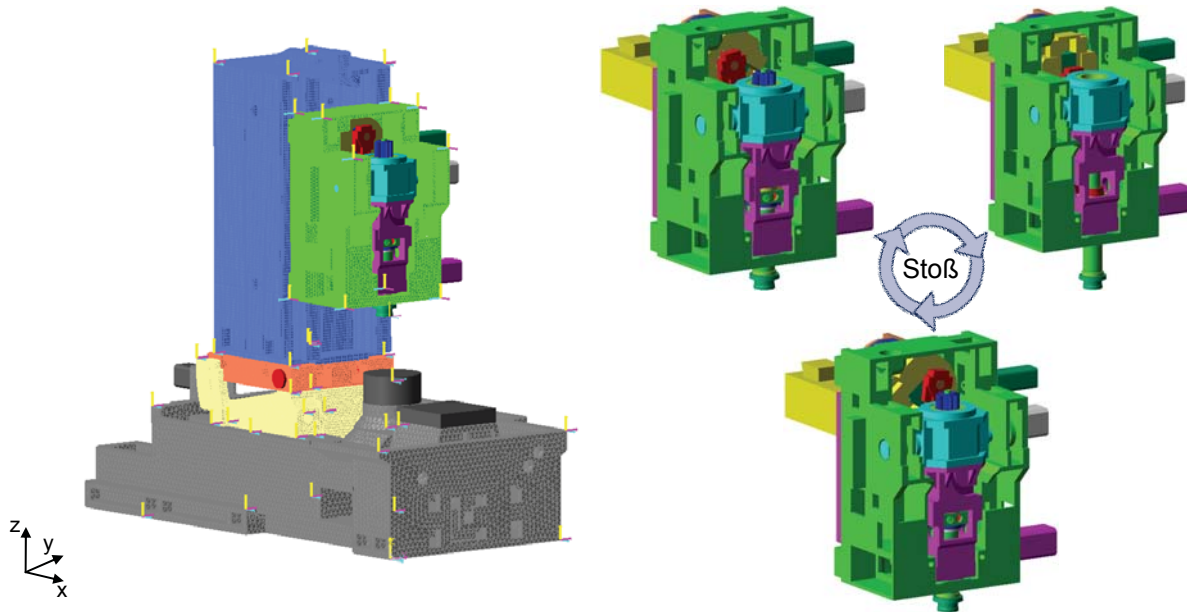


Abbildung 4: Gesamtmodell und Bewegung der Stoßkinematik

4 Untersuchung der Betriebsschwingungsformen der Maschine

Die Untersuchung der Betriebsschwingungsform (engl.: Operation Deflection Shape (ODS)) dient vorrangig der Bestimmung des Schwingungsverhaltens eines mechanischen Systems in einem bestimmten Betriebszustand. Dazu werden die Schwingungen messtechnisch erfasst, um daraus anschließend die Schwachpunkte der Struktur ableiten zu können.

Eine Betriebsschwingung ist definiert als die Schwingungsantwort einer Struktur, die entweder durch eine einmalig auftretende Störkraft oder durch eine erzwungene periodische Bewegung hervorgerufen wird [2, 4]. Um die im Zeitbereich gemessenen Signale in den Frequenzbereich zu überführen, wird eine Fast-Fourier-Transformation (FFT) durchgeführt. Da diese eine lineare Transformation ist, wird auch vorausgesetzt, dass sich die Schwingungen der Struktur linear verhalten. Mit Hilfe der FFT kann die Auswertung sowohl im Zeit- als auch im Frequenzbereich durchgeführt werden. Unter Verwendung linearer finiter Elemente können auch die Ergebnisse der Simulation einfach transformiert werden.

Um eine Struktur zum Schwingen anzuregen, muss eine bestimmte Kraft auf diese wirken. Die Bewegungsdifferentialgleichung, welche die Schwingung beschreibt, resultiert aus der Anwendung des zweiten Newton'schen Gesetzes auf die betrachteten Freiheitsgrade der Struktur. Dies führt auf eine endliche Anzahl von Gleichungen, die einzeln jeweils einen gemessenen Freiheitsgrad beschreiben.

$$[M]\{\ddot{x}(t)\} + [D]\{\dot{x}(t)\} + [K]\{x(t)\} = \{f(t)\} \quad (1)$$

Unter Vernachlässigung von Anfangsbedingungen kann die äquivalente Beschreibung der dynamischen Struktur im Frequenzbereich in Form von diskreten Fourier-Transformierten beschrieben werden:

$$\{X(j\omega)\} = [H(j\omega)]\{F(j\omega)\} \quad (2)$$

wobei $[H(j\omega)]$ die Matrix der Übertragungsfunktionen wiedergibt (Gleichung 3),
 $\{X(j\omega)\}$ die diskreten Fourier-Transformierten der Strukturverlagerung und
 $\{F(j\omega)\}$ die diskreten Fourier-Transformierten der Anregungskraft darstellen.

Zur Berechnung der Übertragungsfunktion werden zwei Messsignale benötigt, das Antwortsignal der Struktur sowie die entsprechende Anregungskraft. Die übliche Berechnung erfolgt durch die Division des Kreuzleistungs-

spektrums (engl.: Cross Power Spectrum (CPS)) zwischen Anregungs- und Antwortsignal mit dem Leistungsdichtespektrum (engl.: Auto Power Spectrum (APS)):

$$FRF = H(j\omega) = \frac{S_{x,f}(j\omega)}{S_{f,f}(j\omega)} \quad (3)$$

wobei $S_{x,f}(j\omega)$ das Kreuzleistungsspektrum zwischen Anregungs- und Antwortsignal,
 $S_{f,f}(j\omega)$ das Leistungsdichtespektrum der Anregung und
 $j\omega$ den komplexen Frequenzvektor darstellt.

Damit kann die Betriebsschwingung ODS als Lösung der Gleichung 2 dargestellt werden. Im Frequenzbereich ist die Betriebsschwingung als die erzwungene Antwort bei einer bestimmten Frequenz ($j\omega$) definiert:

$$\{ODS(j\omega)\} = [H(j\omega)]\{F(j\omega)\} \quad (4)$$

Um eine Beschreibung der Betriebsschwingung im Zeitbereich zu erhalten, wird die inverse FFT (FFT^{-1}) beider Seiten von Gleichung 4 gebildet. Dies führt zu einem Betriebsschwingungsvektor für alle Zeitschritte, für die die FFT^{-1} berechnet wurde:

$$\{ODS(t)\} = FFT^{-1}\{[H(j\omega)]\{F(j\omega)\}\} \quad (5)$$

Im Allgemeinen wird die Betriebsschwingung durch ihre Amplitude und die dazugehörige Phase für jeden Messpunkt auf der Maschinenstruktur definiert. Die Schwingungsintensität (Amplitude) der gemessenen Strukturpunkte wird durch die Berechnung von Leistungsspektren aus den Messsignalen ermittelt. Um die relative Bewegung der Strukturpunkte zueinander zu erkennen, wird eine Phaseninformation, welche in den reellen Leistungsspektren nicht enthalten ist, benötigt. Die Phasenlage wird relativ zu einem ortsfesten Referenz-Beschleunigungsaufnehmer, der als Phasengeber dient, berechnet, da die Anregungskraft der Wälzstoßmaschine unbekannt ist. Durch die Referenzierung der Messdaten aller Strukturpunkte auf das im Stationärbetrieb reproduzierbar sich wiederholende Signal des ortsfesten Phasengebers können die Phasenbeziehungen für alle Strukturpunkte berechnet und somit die periodischen Strukturverformungen ermittelt werden. Für die Berechnung der Betriebsschwingungsformen wird das Kreuzleistungsspektrum zwischen einem Mess- und dem Referenzpunkt ins Verhältnis zum Leistungsspektrum am Referenzpunkt gesetzt. Dabei erhält man eine komplexe Übertragungsfunktion, die als Transmissibilität bezeichnet wird. Dieses Spektrum enthält sowohl eine relative Amplituden- als auch eine Phaseninformation zwischen dem Mess- und dem Referenzpunkt. Skaliert man die Transmissibilität mit der Quadratwurzel des Leistungsspektrums am Referenzpunkt, erhält man die absolute Schwingungsamplitude des Messpunktes mit der Phasenlage relativ zum Referenzpunkt [7]. Der Vorteil dieser Methode liegt darin, dass die Betriebsschwingung auch ohne Kenntnis der Anregungskraft berechnet werden kann.

Die gemessenen Werte der einzelnen Strukturpunkte werden entsprechend der Geometrie der Maschine mit den jeweiligen Nachbarpunkten zu einem Gittermodell der Maschine verbunden (*Abbildung 5*, rechts). Dieses kann zur Auswertung animiert werden, um die Betriebsschwingungen mit entsprechenden Skalierungsfaktoren anzuzeigen (*Abbildung 5*, links). Die folgende Abbildung zeigt das Messmodell der Wälzstoßmaschine mit den Hauptkomponenten Maschinenbett, Schwenkeinheit, Maschinenständer und Stoßkopfschlitten auf der linken Seite. Rechts ist eine Momentaufnahme der Betriebsschwingung dargestellt. Die gestrichelte Linie zeigt die unverformte Ausgangslage der Maschine.

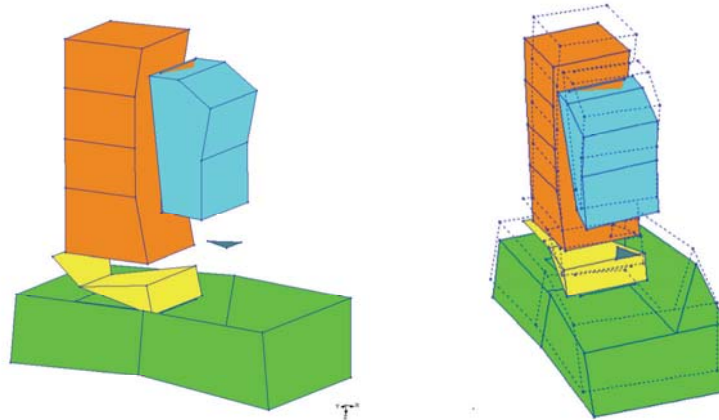


Abbildung 5: Gittermodell der Maschine (links) und Betriebsschwingungsform (rechts)

Die Betriebsschwingungsform der Wälzstoßmaschine im Leerhubbetrieb mit einer bestimmten Hubzahl zeigt eine dominante Schwingung, die stark einer Starrkörperschwingung ähnelt. Die Maschine ist auf nachgiebigen Feder-Dämpfer-Elementen montiert, was zur beschriebenen Aufstellungsschwingung führt. Um nun die eigentliche Strukturverformung der Maschinenkomponenten zu analysieren, welche aus der Betriebsschwingung resultiert, ist die Trennung der Starrkörper- von der Betriebsschwingungsform notwendig. Das Vorgehen dieser Trennung ist im nächsten Kapitel beschrieben.

5 Validierung der Simulationsergebnisse

Da der Betrachtungsschwerpunkt in diesem Projekt auf dem Betriebsschwingungsverhalten der Wälzstoßmaschine lag, wurde wie in Kapitel 4 dargestellt, das Schwingungsverhalten an charakteristischen Punkten der Maschine in einem vordefinierten Betriebszustand gemessen. Um einen effizienten Vergleich zwischen diesen gemessenen und den simulierten Betriebsschwingungsformen zu ermöglichen, wurden auch im Simulationsmodell diese Punkte (Marker) angelegt. Bei der Betrachtung der Maschinenschwingung können zwei, bezüglich ihrer Amplitude stark unterschiedliche Schwingungsformen identifiziert werden. Zum einen handelt es sich dabei um eine Aufstellungsschwingung der gesamten Maschine auf ihren Aufstellelementen, welche auch mit bloßem Auge während des Maschinenbetriebs sichtbar ist. Andererseits ist eine Strukturverformung einzelner Maschinenkomponenten feststellbar, welche das Bearbeitungsergebnis bei der Zahnradfertigung beeinflussen kann. Um die Strukturverformung aus der Betriebsschwingungsform zu berechnen wurde folgender Algorithmus entwickelt.

5.1 Berechnung der Strukturverformung

Die Strukturverformung beschreibt die Maschinenbewegung relativ zu einem frei wählbaren Bezugspunkt, wodurch es möglich ist, die Verformung einzelner Komponenten oder Fügestellen separat zu betrachten. Die Strukturverformung kann wie folgt berechnet werden:

$$\text{Strukturverformung} = \text{Betriebsschwingung} - \text{Starrkörperform}$$

Die Starrkörperform wird berechnet, indem die Bewegung des Bezugspunkts auf die gesamte Maschine übertragen wird, wobei diese als ideal starr angesehen wird. Da hierzu sowohl die translatorische als auch die rotatorische Bewegung des Bezugspunkts von Bedeutung ist, sind zwei weitere Stützpunkte (P_2 und P_3) zu definieren. Die Berechnung der Strukturverformung erfolgt in fünf Schritten und wird im Folgenden beispielhaft an einem Würfel verdeutlicht:

Schritt 1: **Transformationsmodell:** Zur Bestimmung des rotatorischen Anteils an der Starrkörperbewegung wird ein Transformationsmodell verwendet, dessen Punkte sich zu jedem Zeitpunkt an ihren Ausgangskordinaten befinden. Außerdem wird der Koordinatenursprung des Transformationsmodells durch eine translatorische Verschiebung in den Bezugspunkt (P_1) gelegt (Abbildung 6, links).

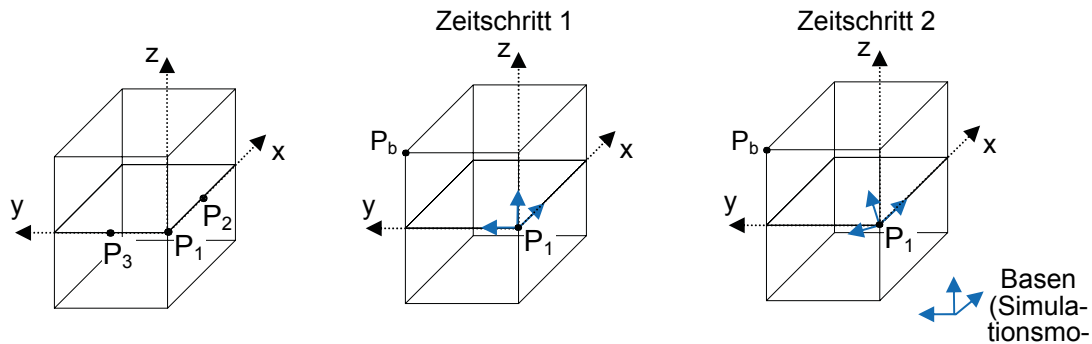


Abbildung 6: Transformationsmodell

Schritt 2: **Berechnung der orthonormalen Basen:** Um die Orientierung des Simulationsmodells zu beschreiben, wird zu jedem Zeitschritt der Simulation ein orthonormiertes Koordinatensystem (Basis) mit Hilfe der Punkte P1, P2 und P3 aufgespannt. Aufgrund der mehrfachen Bildung des Kreuzprodukts der Ausgangsvektoren

(\vec{P}_1, \vec{P}_2) muss hierzu der Winkel $\sphericalangle P_3P_1P_2$ nicht zwingendermaßen rechtwinklig sein.

Schritt 3: **Koordinatentransformation:** In diesem Schritt werden die berechneten Basen in das Transformationsmodell projiziert, wie *Abbildung 6* für zwei Simulationszeitschritte zeigt. In diesem Beispiel beschreibt der Würfel eine Rotation um die (globale) x-Achse. Wird der Punkt P_b des Transformationsmodells zu jedem Zeitschritt in das zugehörige Basiskoordinatensystem des Simulationsmodells transformiert, beschreibt er dieselbe Starrkörperrotation wie der Punkt P_1 . Dadurch, dass im Transformationsmodell nicht der Körper an sich, sondern das Bezugskoordinatensystem gedreht wird, muss zur korrekten Darstellung die ermittelte Starrkörperrotation angliedert werden. Auf diese Weise lässt sich dem gesamten Modell die rotatorische Bewegung des Bezugspunkts aufprägen und somit der rotatorische Anteil der Starrkörperform berechnen.

Schritt 4: **Translatorische Bewegung:** Um die translatorische Bewegung des Bezugspunkts zu berücksichtigen, wird dessen Verschiebung direkt zum rotatorischen Anteil der Starrkörperform hinzuaddiert.

Schritt 5: **Strukturverformung:** Wie oben beschrieben kann die Strukturverformung ermittelt werden, indem die eben berechnete Starrkörperform von der simulierten Betriebsschwingung subtrahiert wird.

Der vorgestellte Algorithmus wurde in ein umfangreiches Auswerteprogramm integriert und ermöglicht die Berechnung der Strukturverformung sowohl für das Simulations-, als auch für das Messmodell der Maschine. Somit ist ein effektiver Vergleich der Simulationsergebnisse mit den Resultaten der experimentellen Betriebsschwingungsformanalyse möglich.

5.2 Vergleich der Simulations- und Messergebnisse

Mit Hilfe des erwähnten Auswerteprogramms ist es möglich, sowohl die Simulations-, als auch die Messergebnisse in Matlab zu importieren und die Strukturverformungen relativ zu verschiedenen Punkten zu berechnen. Die Schwingungen lassen sich dann mittels animierter Gittermodelle (ähnlich *Abbildung 5*, rechts) visualisieren. Für quantitative Aussagen bezüglich der Übereinstimmung ist es zudem möglich, die Bewegung einzelner Punkte in Graphen darzustellen. Dies ist sowohl für die Strukturverformung, als auch für die Betriebsschwingungsform und in beliebigen Raumrichtungen bzw. -ebenen möglich.

Abbildung 7 zeigt den Vergleich von Simulation und Messung an Hand von zwei ausgewählten Punkten. Im linken Graphen ist die Betriebsschwingung in z-Richtung über eine Schwingungsperiode dargestellt. Der Vergleich zeigt eine sehr hohe Übereinstimmung zwischen der simulierten und der gemessenen Betriebsschwingungsform. Der rechte Graph zeigt die Strukturverformung des Punkts 43 in der xz-Ebene. Dabei wurde zur Berechnung der Strukturverformung ein Punkt an der oberen Seite des Betts als Referenz heran gezogen.

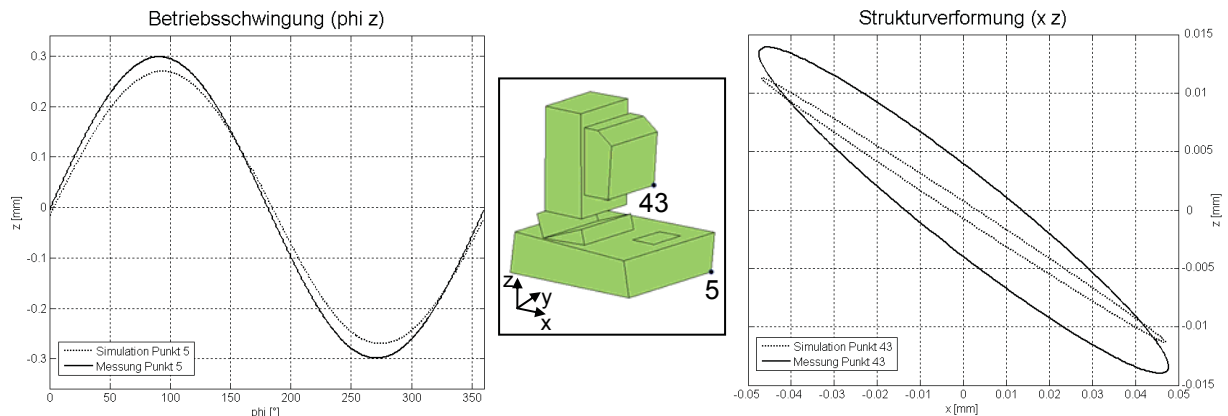


Abbildung 7: Vergleich von Simulation und Messung

Der Vergleich zwischen Simulation und Messung zeigt eine hohe Übereinstimmung sowohl der Aufstellungsschwingung des Maschinenbetts, als auch der Strukturverformung. Um dieses Ergebnis noch weiter zu verbessern, wird im Weiteren versucht, die versteifende Wirkung der Multi-Point-Constraints (MPCs), welche zur Modellierung der Koppelstellen der flexiblen Körper verwendet werden, zu reduzieren.

6 Zusammenfassung

In diesem Beitrag wurde eine neue Methode zur Simulation von Werkzeugmaschinen vorgestellt. Der Ansatz besteht darin, nachgiebige Strukturkomponenten mit Hilfe der Finite-Elemente-Methode flexibel zu modellieren und mit einem Mehrkörpersystem aus ideal starren Komponenten zu koppeln. Aus Recheneffizienzgründen wurde die Anzahl der Freiheitsgrade der flexiblen Körper mit Hilfe der modalen Reduktion verringert. Auf diese Weise wurde das Modell einer Wälzstoßmaschine aufgebaut, um die Schwingungsform eines bestimmten Betriebszustands zu simulieren. Für die Untersuchungen der Auswirkungen der aus der Antriebsbewegung resultierenden Kräfte auf die Strukturkomponenten wurde ein Algorithmus entwickelt, die Starrkörperbewegung aus der Betriebsschwingungsform zu berechnen und die Strukturverformung abzuleiten. Zur Validierung wurden die Simulationsergebnisse mit experimentell ermittelten Daten verglichen. Die Gegenüberstellung zeigt das große Potenzial dieser Simulationsmethodik auf, da sowohl große Führungsbewegungen als auch kleine Strukturnachgiebigkeiten mit einem Modell prognostiziert werden können.

7 Danksagung

Wir danken der Bayerischen Forschungstiftung für die Förderung unserer Forschungsaktivitäten im Projekt „Flexible Mehrkörpersimulation in der Produktentwicklung“.

8 Literaturnachweis

- [1] Craig, R; Bampton, M: „Coupling of Substructures for Dynamic Analysis“, AIAA Journal 6 (1968) 7, 1968.
- [2] McHargue, P; Richardson, M: „Operating Deflection Shapes from time versus frequency domain measurements“, 11th IMAC Conference, Kissimmee, 1993.
- [3] Oertli, T: „Strukturmechanische Berechnung und Regelungssimulation von Werkzeugmaschinen mit Elektromechanischen Vorschubantrieben“, München: Herbert Utz 2008. (*iwb* Forschungsberichte 216)
- [4] Richardson, M: „Is It a Mode Shape, or an Operating Deflection Shape?“, Sound & Vibration Magazine 30th Anniversary Issue, 1997.
- [5] Schabasser, M: „Lebensdauerberechnungen von FE-MKS Verbundstrukturen mit modalen Spannungen/Dynamik- und Schwingungseffekten“, 9. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentchnik, 2000.
- [6] Siedl, D: „Simulation des dynamischen Verhaltens von Werkzeugmaschinen während Verfahrensbewegungen“, München: Herbert Utz 2008. (*iwb* Forschungsberichte 213)
- [7] Vibrant Technology, Inc.: „Operating Manual ME'scopeVES“, 2001, p.107.

Numerische Simulation von Rauigkeitseffekten in ausgemauerten Zyklonen

Damir Kahrimanovic¹, Georg Aichinger², Friedemann Plaul², Stefan Pirker^{1,3}

¹ Christian-Doppler Labor für Modellierung partikulärer Strömungen, Linz, Österreich

² Siemens Metals Technologies, Linz, Österreich

³ Institut für Strömungslehre und Wärmeübertragung, Johannes Kepler Universität, Linz, Österreich

Die numerischen Simulationen von einem industriellen Heißgaszyklon werden durchgeführt. Wegen der hohen Gastemperatur (ca. 1075 K) müssen die Innenflächen des Zyklons und der Zuführleitung mit feuerfesten Ziegeln ausgemauert werden, was eine hohe Wandrauigkeit verursacht. Der virtuelle Wandkollisionsmodell wird verwendet, um diese Rauigkeit zu simulieren. Das neue Modell für die Berücksichtigung der Ausmauerungsfugen wird vorgestellt und durch Experimente validiert.

Da die Beladung der Gas-Feststoffströmung relativ niedrig ist (0,01 kg/kg), wird die Euler-Lagrange'sche Methode für die Simulationen verwendet. Die Erhaltungsgleichungen der kontinuierlichen Phase werden in Euler'scher Betrachtungsweise auf einem festen Gitter gelöst, während die diskrete Phase durch das Verfolgen der Partikeltrajektorien in Lagrange'scher Betrachtungsweise berechnet wird.

Neben dem Partikelspektrum am Zykloneingang, das Partikeldurchmesser von 1 µm bis 100 µm beinhaltet, müssen auch unterschiedliche Partikeldichten berücksichtigt werden. Numerische Simulationen werden mit der analytischen Auslegungsmethode von Muschelknautz verglichen bezüglich Druckverlust, Ausgangsspektrum der Partikel und der fraktionellen Abscheideeffizienz.

Die Muschelknautz'sche Methode zeigt einige Schwierigkeiten mit der Wandrauigkeit, insbesondere der Fugen zwischen den Ziegeln, und mit der Berücksichtigung mehrerer Partikeldichten gleichzeitig. Die Vergleiche zeigen eine gute Übereinstimmung zwischen Simulationen, Messungen und Theorie.

1 Einleitung

Der Zyklon ist ein Apparat zur Abscheidung von Partikeln im Durchmesserbereich 1-1000 µm aus der Gas- oder Flüssigkeitsströmung. Die Prinzipskizze des Zyklons ist in Abb. 1 gezeigt. Die Zweiphasenströmung kommt tangential in den runden Zyklonkörper nahe der oberen Wand ein und wird geometriebedingt zu einer starken Wirbelströmung gezwungen. Aufgrund der Fliehkraft werden die Feststoffteilchen an die Außenwand des Zyklons geschleudert, fallen nach unten und werden am unteren Zyklonausgang gesammelt. Die gereinigte Gasströmung wird im konischen Zyklonteil allmählich zum inneren Wirbel gedrückt, wo die axiale Strömung nach oben gerichtet ist. Sie ändert also ihre axiale Bewegungsrichtung, steigt nach oben und verlässt den Zyklon durch das Tauchrohr.

Die Hauptkriterien beim Auslegen, Messen und Simulieren eines Zyklons sind:

- die Abscheideeffizienz (der prozentuelle Anteil der Partikel die am unteren Zyklonausgang eingesammelt werden),
- der Druckverlust,
- das Grenzkorn d_{50} und
- die Massenverteilung der Partikel am Zyklonausgang (das Ausgangsspektrum).

Die analytischen Überlegungen in dieser Arbeit basieren auf den Arbeiten von Muschelknautz et al. [6] und Hoffmann et al. [4]. Während sich beim ersten nur Berechnungsvorschriften für die Zyklonauslegung finden lassen, geben Hoffmann et al. auch einen geschichtlichen Überblick über die Entwicklung der Zyklonabscheider, theoretische Überlegungen für Partikel im Fliehkraftfeld und den Druckverlust sowie weitere spezielle Themen die für Zyklone von Bedeutung sind.

Die numerischen Simulationen werden nach der Euler-Lagrange'schen Methode durchgeführt. Das bedeutet, dass die Erhaltungsgleichungen der kontinuierlichen Phase in Euler'scher Betrachtungsweise auf einem ortsfesten Gitter gelöst werden, während die Partikeltrajektorien in Lagrange'scher Betrachtungsweise durch das Rechengebiet verfolgt werden. Das *Discrete Phase Model* von kommerziell erhältlicher Software Fluent entspricht dieser Methode und wird daher für Simulationen verwendet.

Zwecks Simulationsverbesserung werden zusätzliche Submodelle in die Software integriert. Mit Hilfe dieser Submodelle versucht man einerseits die Partikelkollisionen mit festen Wandungen zu optimieren (um Wandrauigkeiten simulieren zu können), und andererseits den Einfluss der Partikelrotation auf die Partikeltrajektorien zu berücksichtigen.

Simulationen der diskreten Phase werden durch eine Zweiwegkopplung realisiert. Das heißt, dass der Einfluss der Gasphase auf die Partikelbewegung und die Rückwirkung der Partikel auf das Gas in Form von Massen- und Impulsquelltermen berücksichtigt werden können.

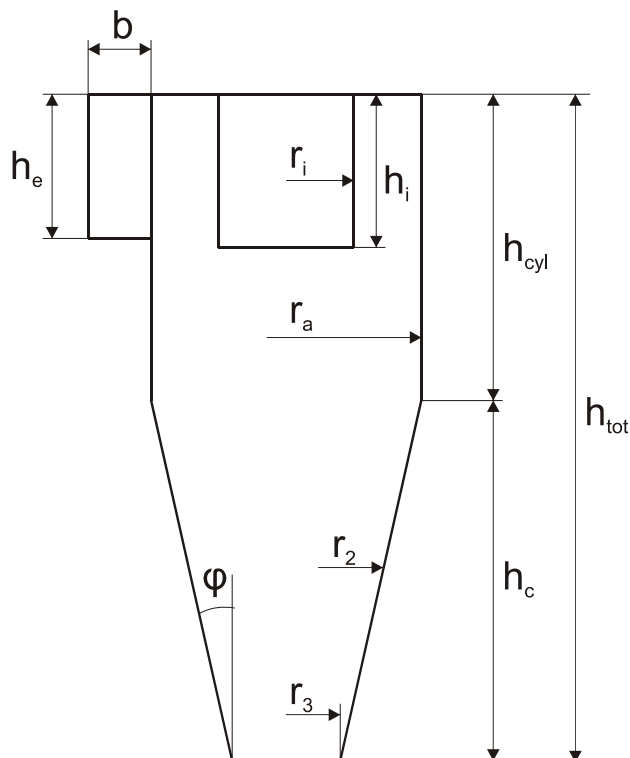


Abb. 1: Prinzipskizze eines Zyklons mit den Hauptabmessungen

2 Modelbeschreibung

2.1 Partikel-Wand-Kollision

Für eine realistische Modellierung des Wandkollisionsprozesses müssen daher viele Effekte und Parameter berücksichtigt werden. Die wichtigsten von ihnen sind:

- Partikelzustand vor der Kollision (Geschwindigkeit, Richtung, Masse),
- Wandrauigkeit,
- Reibungs- und Restitutionskoeffizienten der Materialpaarung Partikel-Wand.

Um das Problem der Partikelablagerung zu lösen, schlugen Tsuji et al. [12] das Konzept der „virtuellen Wand“ vor. An der Kollisionsstelle wird eine virtuelle Wandneigung simuliert. Das bedeutet, dass dem Auftreffwinkel zwischen der Partikelbahn und der Wand ein stochastischer Anteil, der sogenannte virtuelle Winkel, überlagert wird. Auf diese Weise kann die Partikelgeschwindigkeitskomponente normal zur Wand nach dem Stoß sogar größer sein als die vor dem Stoß. Damit wirkt das vorgeschlagene Model einer möglichen Partikelablagerung entgegen.

Sommerfeld [10] benutzt dieses Konzept, um die Wandrauigkeit zu simulieren. Er stellt das verbesserte und physikalisch begründete Modell vor und definiert den virtuellen Winkel als eine Zufallsvariable deren Wahrscheinlichkeitsverteilung mit der Gauß'schen Verteilungsfunktion (Normalverteilung) beschrieben werden kann.

Eine detaillierte Beschreibung des virtuellen Wandkollisionsmodells würde den Rahmen dieser Arbeit sprengen. Der interessierte Leser sei auf [3], [5], [10], [11] und [12] verwiesen.

2.2 Partikelrotation

Die Auftriebskraft an einem rotierenden Partikel in einer Strömung kann man definieren als

$$\vec{F}_M = \frac{1}{2} \rho_L |\vec{u} - \vec{u}_p| C_{LM} r_p^2 \pi \left(\frac{\vec{\Omega}_{diff} \times (\vec{u} - \vec{u}_p)}{|\vec{\Omega}_{diff}|} \right). \quad (2.1)$$

Diese Kraft wird als die Magnus- oder die Robinskraft genannt, siehe Barkla et al. [1]. Dabei ist $\vec{\Omega}_{diff}$ die Rotationsdifferenz zwischen Gas und Partikel:

$$\vec{\Omega}_{diff} = \frac{1}{2} \nabla \times \vec{u} - \vec{\omega}_p. \quad (2.2)$$

Die Gas- und die Partikelgeschwindigkeit sind mit \vec{u} bzw. \vec{u}_p bezeichnet, $\vec{\omega}_p$ ist die Partikelrotation, ρ_L ist die Gasdichte und r_p ist der Partikelradius.

Die Magnuskraft ist abhängig von dem Auftriebskoeffizienten C_{LM} , der Reynoldszahl für Partikel

$$\text{Re}_p = \frac{\rho_L d_p |\vec{u} - \vec{u}_p|}{\mu_L}, \quad (2.3)$$

und dem dimensionslosen Rotationsparameter Ω . Er stellt das Verhältnis der äquatorialen Kugelgeschwindigkeit zur Relativgeschwindigkeit zwischen Gas und Kugel:

$$\Omega = \frac{|\vec{\omega}_p| r_p}{|\vec{u} - \vec{u}_p|}. \quad (2.4)$$

d_p ist der Partikeldurchmesser, und μ_L ist die dynamische Gasviskosität.

Der in dieser Arbeit verwendete Auftriebskoeffizient stammt von experimentellen Ergebnissen von Oesterlé und Bui Dinh, [7]:

$$C_{LM} = 0.45 + (2\Omega - 0.45) e^{-0.075\Omega^{0.4} \text{Re}_p^{0.7}}. \quad (2.5)$$

Die Gültigkeit des von Rubinow und Keller [9] berechneten Koeffizienten für kleine Reynoldszahlen wird bestätigt, vgl. Abb. 2. Dieser Beiwert sinkt jedoch bei höheren Reynoldszahlen und erreicht schließlich Werte um 0,5.

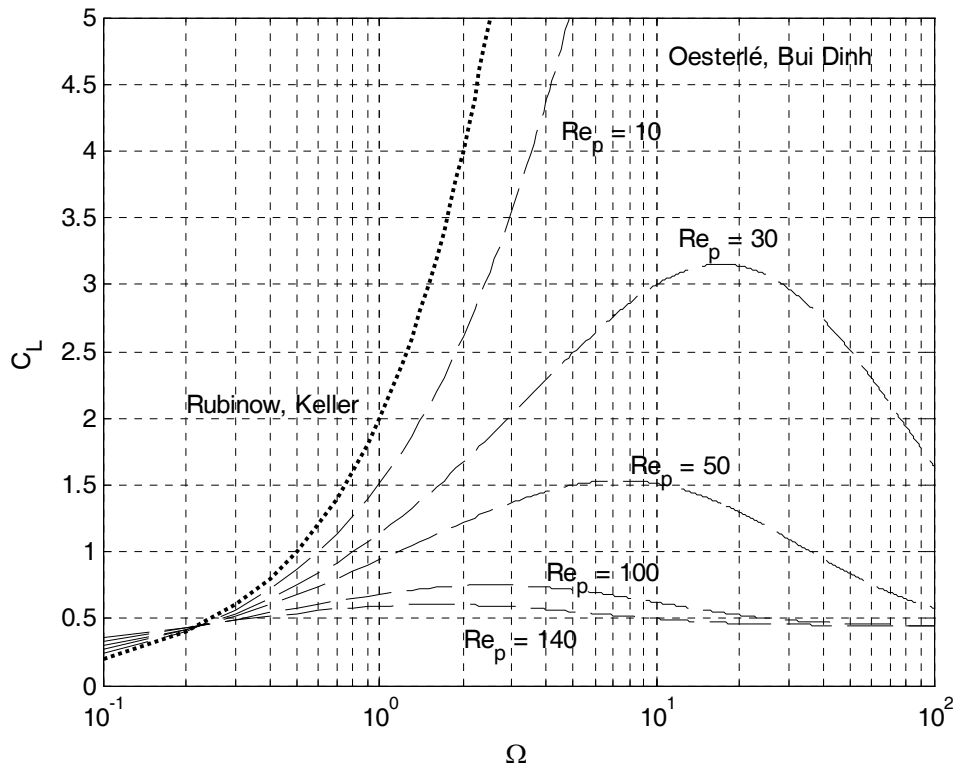


Abb. 2: Der Auftriebsbeiwert C_{LM} nach Messungen von Oesterlé und Bui Dinh, [7], und analytisches Ergebnis von Rubirow und Keller, [9]

2.3 Fugenmodell

Zyklone, die beispielsweise in den Stahlerzeugungsprozessen eingesetzt werden, müssen oft extrem heiße Gas-Feststoff-Gemische separieren. Wegen der hohen Temperatur können diese Zyklone nicht aus Stahl angefertigt werden, sondern werden mit feuerfesten Ziegeln ausgemauert. In der Folge soll die Auswirkung von Fugen zwischen den Ziegeln auf die Abscheideeffizienz des Zyklons untersucht werden. Zu diesem Zweck wird als Erweiterung des Partikel-Wand-Kollisionsmodells in der numerischen Simulation ein Fugenmodell erstellt.

Zwei Vorgangsweisen sind dabei möglich: Bei der Top-Down-Strategie kann man entsprechende Verteilungen für Partikelgeschwindigkeiten, -rotationen und Abprallwinkeln nach dem Passieren einer Fuge fest vorgeben. Zur Erstellung solcher Verteilungen spielen viele Parameter eine große Rolle:

- Partikelgeschwindigkeit und -rotation vor dem Stoß,
- Auftreffwinkel des Partikels relativ zur Wand,
- Fugendimensionen (Breite, Tiefe),
- Materialkombination Partikel-Wand (Restitutions- und Reibungskoeffizienten),
- Wandrauigkeit usw.

Als problematisch erweist sich zusätzlich noch die Tatsache, dass ein Partikel in der Fuge nicht nur eine, sondern meistens mehrere Kollisionen erfährt. Man musste also sehr umfangreiche Mess- und Simulationsreihen durchführen, um den Parameterraum entsprechend abzudecken und genügend Daten für eine sinnvolle statistische Beschreibung dieses Vorgangs zu sammeln. Aus diesem Grund wird die Top-Down-Strategie verworfen. Das im Rahmen dieser Arbeit erstellte Fugenmodell basiert stattdessen auf der Bottom-Up-Strategie: Es wird jedes Auftreffen eines Partikels auf eine Fuge durch mehrere Wandkollisionen simuliert. Die Wahrscheinlichkeit des Auftreffens selbst wird durch Fugen- und Ziegeldimensionen bestimmt (Abb. 3), sie beträgt:

$$P_{Fuge} = \frac{a}{a+c} \quad (2.6)$$

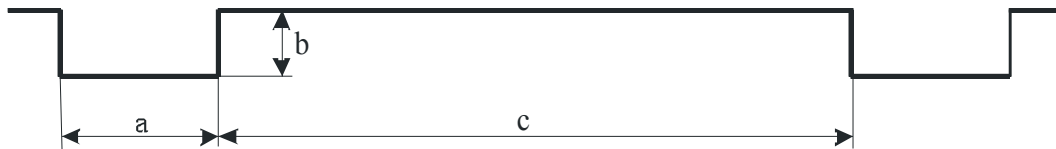


Abb. 3: Fugen

Durch das Erzeugen einer Zufallszahl wird also bei einer Wandkollision entschieden, ob das Partikel eine Fuge trifft. Wenn dieser Fall eintritt, so kann angenommen werden, dass jeder Eintrittspunkt in die Fuge mit gleicher Wahrscheinlichkeit vorkommen kann, vgl. schwarze Punkte in Abb. 4 a.

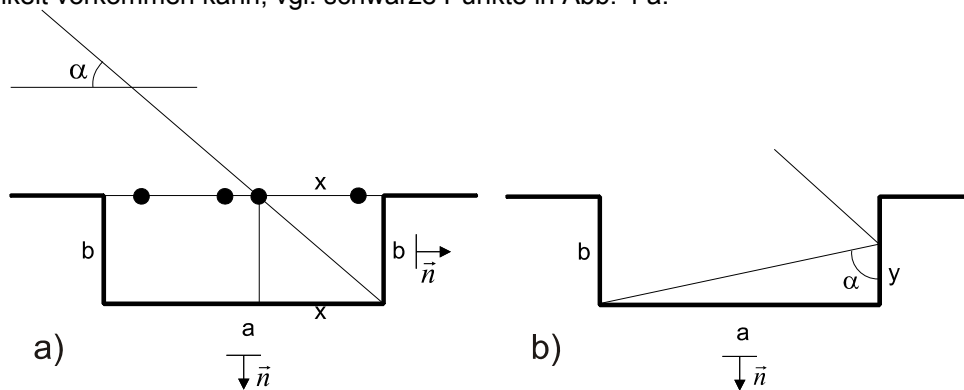


Abb. 4: Auftreffen des Partikels auf eine Fuge, a) erster Schritt, b) zweiter Schritt

In erstem Schritt (Abb. 4 a) gilt es nun zu bestimmen, welche Fugenseite das Partikel zuerst trifft. Dazu ist die Kenntnis des Seitenverhältnisses (Aspect Ratio) der Fuge notwendig (Abb. 3):

$$AR = \frac{a}{b} \tag{2.7}$$

Mit Hilfe des Partikelaufrallswinkels α und der Hilfsgröße x definiert man

$$\tan \alpha = \frac{b}{x} \tag{2.8}$$

Im Falle von

$$\tan \alpha > \frac{b}{a} \tag{2.9}$$

Wird das Partikel den Fugenboden (Seite "a" in Abb. 4 a) treffen. Gl. 2.9 kann man umschreiben:

$$\frac{1}{\tan \alpha} < \frac{x}{b} \tag{2.10}$$

$$\frac{1}{AR \cdot \tan \alpha} < \frac{x}{b} \cdot \frac{b}{a} = \frac{x}{a} \tag{2.11}$$

wobei x/a durch eine gleichverteilte Zufallszahl zwischen 0 und 1 dargestellt werden kann, vgl. Abb. 4 a. Es wird also durch eine Zufallszahl und in Abhängigkeit vom Seitenverhältnis der Fuge und dem Partikelauftreffwinkel entschieden welche Fugenseite zuerst getroffen wird (Seite „a“ oder die rechte Seite „b“ in Abb. 4 a). Dann übergibt man den Wandnormalenvektor an die Wandkollisionsprozedur und simuliert einen Wandstoß mit der rauen Wand. Nach der ersten Kollision geht man zum Schritt 2 über, Abb. 4 b.

Es wird angenommen dass das Partikel in der ersten Fugenkollision die rechte Seite („b“) getroffen hat. Nun ist die nächste mögliche Kollisionsstelle gefragt. In Frage kommen wieder der Fugenboden („a“) oder die gegenüberliegende Fugenseite („b“), vgl. Abb. 4 b. In dieser Abbildung ist α der Partikelabprallwinkel, den man in der ersten Kollision ausgerechnet hat, und mit der Hilfsgröße y kann man nun schreiben

$$\tan \alpha = \frac{a}{y} \tag{2.12}$$

Es ist aus der Abb. 4 b offensichtlich, dass im Falle von

$$\tan \alpha < \frac{a}{y}, \tag{2.13}$$

der Fugenboden ("a") getroffen wird. Wenn diese Bedingung nicht erfüllt ist, kollidiert das Partikel mit der gegenüberliegenden Seite. Die Gleichung 2.13 kann man wieder umschreiben:

$$\frac{1}{\tan \alpha} > \frac{y}{a}, \tag{2.14}$$

$$\frac{AR}{\tan \alpha} > \frac{y}{a} \cdot \frac{a}{b} = \frac{y}{b}. \tag{2.15}$$

Hier ist y/b wieder eine gleichverteilte Zufallszahl zwischen 0 und 1.

Auf diese Weise kann man beliebig viele nachfolgende Kollisionen in einer idealen Fuge berechnen. Mit Hilfe einfacher geometrischer Überlegungen und schnell zu generierenden Zufallszahlen wird dabei immer die nächste Kollisionsstelle entschieden.

Natürlich müssen auch bei dieser Vorgangsweise einige vereinfachende Annahmen getroffen werden. So wird neben dem ideal sphärischen Partikel eine ideale rechtwinkelige Fuge ohne jegliche Beschädigungen oder Unregelmäßigkeiten simuliert. Partikelanpackungen innerhalb der Fugen werden auch nicht berücksichtigt.

3 Anfangs- und Randbedingungen

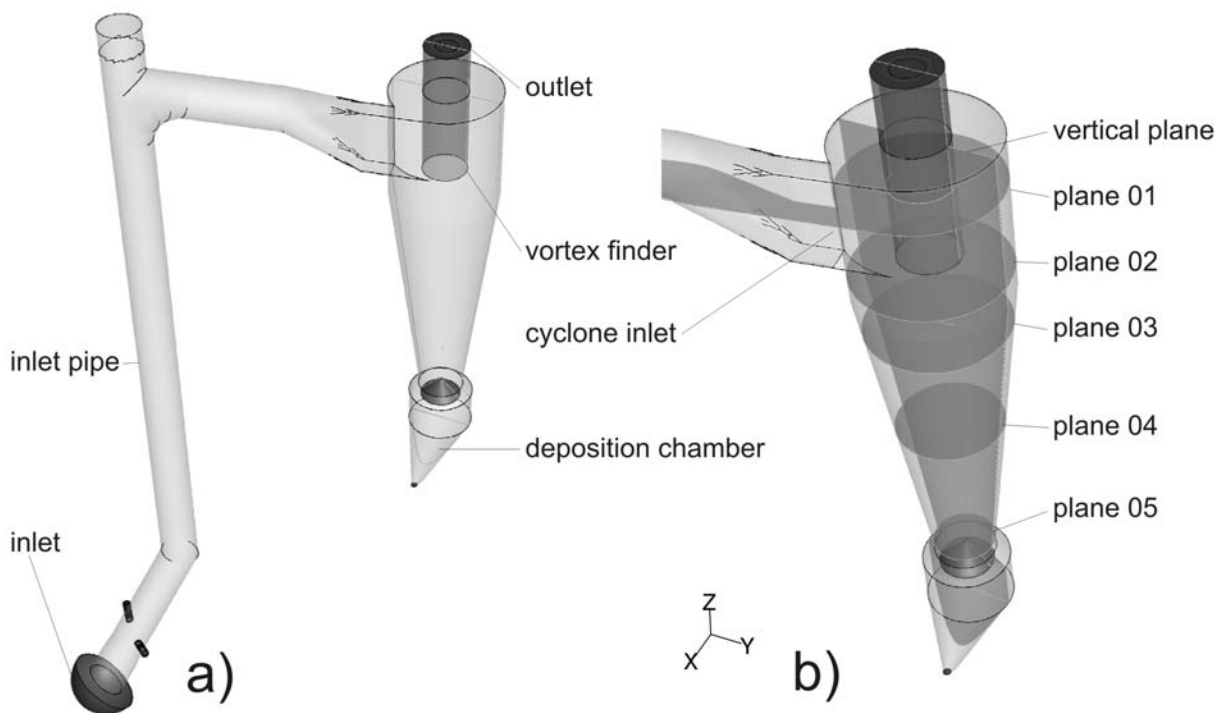


Abb. 5: a) Zyklongeometrie, b) Auswertungsebenen

Die Geometrie des Heißgaszyklons ist in Abb. 5 a dargestellt. Die Zyklondimensionen sind (vgl. Abb. 1):

- Gesamthöhe $h_{tot} = 11.8 \text{ m}$
- Höhe des zylindrischen Teils $h_{cyl} = 3.8 \text{ m}$
- Höhe des konischen Teils $h_c = h_{tot} - h_{cyl} = 8 \text{ m}$
- Zyklonradius $r_a = 1.8 \text{ m}$

- Tauchrohrradius $r_i = 0.72$ m
- Tauchrohrhöhe $h_i = 2.9$ m
- Radius am unteren Ausgang $r_3 = 0.77$ m
- Konuswinkel $\varphi = 0.128$ rad = 7.3°
- Eingangshöhe $h_e = 2.15$ m
- Eingangsbreite $b = 0.6$ m

Die Gasmischung mit der Temperatur von $T_g = 1075$ K strömt durch die Zuleitung zum Zyklon. Der Massenfluss des Gases beträgt $\dot{m}_g = 30.88$ kg/s, die Dichte ist $\rho_g = 1.31$ kg/m³.

Die Feststoffpartikel bestehen aus zwei verschiedenen Materialien, die jeweils zu gleichem Anteil vorkommen: $\rho_{p1} = 1100$ kg/m³ und $\rho_{p2} = 2800$ kg/m³. Für die analytische Zyklonauslegung nach Muschelknautz wird eine mittlere Partikeldichte von $\rho_p = 1950$ kg/m³ angenommen, während es in den numerischen Simulationen möglich ist, beide Partikeldichten zu berücksichtigen.

Die Simulationen werden auf einem Gitter mit 230000 Hexaederzellen durchgeführt. Für die Turbulenzmodellierung wird das *Reynolds Stress Model* (RSM) in Fluent verwendet. Im Unterschied zu den Ein- und Zweigleichungsmodellen verwendet dieses Model nicht die Hypothese der turbulenten Viskosität. Statt dessen werden die Transportgleichungen für Reynolds'sche Spannungen $\langle u_i' u_j' \rangle$ (gemittelte Geschwindigkeitsfluktuationen) und für die turbulente Dissipationsrate ϵ gelöst. Dies erfordert die Lösung der sieben zusätzlichen Transportgleichungen, was mit einem erheblich größeren Zeitaufwand verbunden ist. Für die richtige Darstellung der Rechengrößen in einem Zyklonabscheider sind jedoch Modelle, die anisotrope Turbulenz zulassen, von grundlegender Bedeutung. Für das Druckinterpolationsschema wird PRESTO! gewählt. Da die Zellen im Rechengebiet meistens in die Strömungsrichtung ausgerichtet sind, wird für die restlichen Größen das QUICK (upwind) – Schema verwendet.

Auswertungsebenen sind in Abb. 5 b dargestellt. Neben dem Zyklonein- und –ausgang und dem Längsschnitt durch den Zyklon sind noch fünf Querschnitte zu sehen: auf der halben Höhe des Zykloneingangs (01), unmittelbar unter dem Tauchrohr (02), am oberen Ende, in der Mitte und am unteren Ende des konischen Zyklonteils (03, 04 und 05).

Die Simulationsreihenfolge wird wie folgt festgelegt: zuerst wird eine Simulation der reinen Gasphase (ohne Partikel) durchgeführt. Danach wird im zweiten Simulationsschritt die diskrete Phase berücksichtigt, wobei die Zyklonwandungen als sehr glatt angenommen werden (virtueller Winkel $\Delta\gamma = 0^\circ$). Anschließend wird die virtuelle Wandrauigkeit auf $\Delta\gamma = 5^\circ$ erhöht. Im letzten Simulationsschritt wird das Fugenmodel angewendet, wobei die Auftreffwahrscheinlichkeit auf eine Fuge auf $P_{Fuge} = 0.05$ festgesetzt wird. Das Fugenseitenverhältnis beträgt $AR = 1$. Der Restitutionskoeffizient ist $e = 0.7$, und der statische und dynamische Reibungskoeffizient betragen $\mu_s = 0.5$ und $\mu_d = 0.3$.

Der Gesamtmassenfluss der Partikel wird auf zwei gleiche Teile (Für zwei Partikelmaterialien ρ_{p1} und ρ_{p2}) aufgeteilt. Beide Partikelarten werden durch acht Partikelklassen repräsentiert. Die Simulierten Partikeldurchmesser und ihre Massenanteile sind in Tabelle 1 zusammengefasst. Die diskrete Phase wird durch die Zweigekopplung simuliert, d.h. dass die kontinuierliche und die diskrete Phase in abwechselnden Schritten gerechnet werden. Dabei werden die Austauschterme für die jeweils andere Phase mitprotokolliert.

d_p (µm)	1	2	4	7	10	20	50	100
%	1	2	3	4	10	31	35	14
\dot{m}_p (kg/s)	0.0015	0.0031	0.0046	0.0062	0.015	0.0479	0.054	0.0216

Tabelle 1: Simulierte Partikeldurchmesser und ihre Anteile am Gesamtmassenfluss

4 Ergebnisse

Die Tangential- und Axialgeschwindigkeitsverläufe auf den Schnittlinien des Längsschnittes mit den Schnitten 02 bis 05 (vgl. Abb. 5 b) sind in Abb. 6 bzw. Abb. 7 dargestellt. Die Tangentialgeschwindigkeiten zeigen die typische Form für die Zyklonabscheider. Die Stelle der größten Tangentialgeschwindigkeit liegt unter der Tauchrohrwand, die Geschwindigkeit sinkt dann linear Richtung Zentrum ab. Durch die steigende Wandrauigkeit und den Einfluss der Fugen wird die Bewegung der diskreten Partikel unregelmäßiger, wodurch die Tangentialgeschwindigkeit abgebremst wird (Abb. 6)

Die Axialgeschwindigkeiten zeigen einen eher unsymmetrischeren Verlauf, und zwar umso mehr, je weiter unten im Zyklon man sich befindet. Dies weist darauf hin, dass der innere Wirbel nicht ganz konzentrisch ist. Er windet sich vielmehr und kreiselt relativ langsam um die Mittellinie des Zyklons herum. Größere Wandrauigkeit hebt die positiven Axialgeschwindigkeiten (unter dem Tauchrohr) an, was durch die Schwächung des Kernwirbels zu erklären ist.

Man kann allgemein sagen, dass größere Wandrauigkeit die Axialströmung im Zyklon verstärkt (an der Außenwand nach unten, im Zyklonkern nach oben), die Wirbelströmung aber abschwächt, was sich negativ auf den Abscheidegrad des Zyklons auswirkt. Durch die Abschwächung des Wirbels im Zykloninneren sinkt auch der Druckverlust.

Abb. 8 zeigt die Partikelkonzentration am Zykloneingang. Die Pfeile kennzeichnen die Sekundärströmung des Gases. Da es bei der Reingasströmung keine Partikelkonzentration geben kann, ist im Teilbild 8 a nur die Sekundärströmung eingezeichnet. Der Farbbalken kennzeichnet die Geschwindigkeiten (m/s). Der Farbbalken im Teilbild 8 b gilt für die übrigen Darstellungen und kennzeichnet die Partikelkonzentration (kg/m³). Die Verteilung des Feststoffes am Zykloneingang ist für das generelle Abscheidverhalten sehr wichtig. Aus diesem Grund wird der Heißgaszyklon samt seiner langen Zuleitung (Abb. 5 a) simuliert. Wie Abb. 8 zeigt, kann sich die Vorgeschiebe sehr wohl auf das Partikelverhalten auswirken, vgl. Pirker et al. [8].

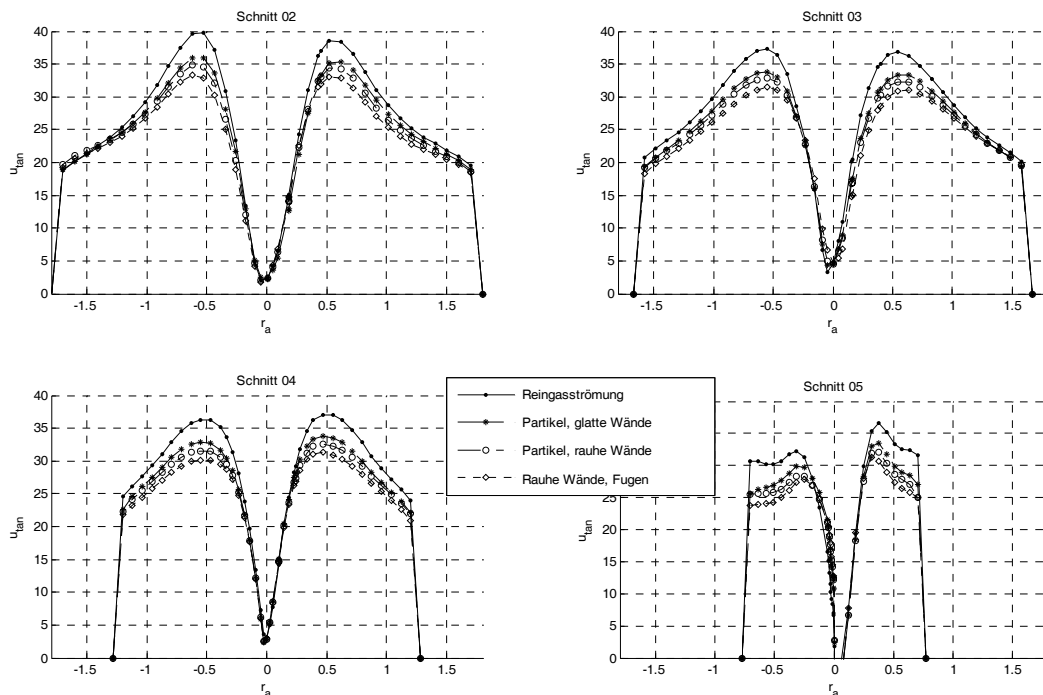


Abb. 6: Tangentialgeschwindigkeiten

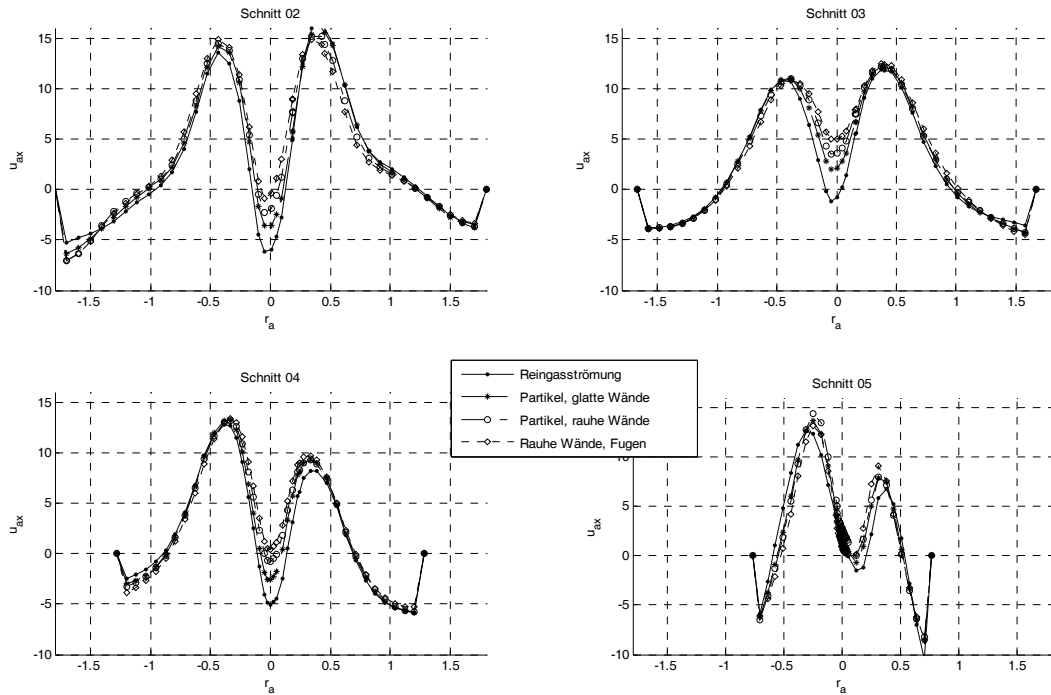


Abb. 7: Axialgeschwindigkeiten

Die verstärkte Konzentration der diskreten Phase nahe dem Zyklondach resultiert von der vorhin erwähnten Zu-
 leitung. Die glatten Wände in der Simulation auf dem Teilbild 8 b ändern an diesem Umstand nicht viel, die Par-
 tikel gelangen an der denkbar ungünstigsten Position in den Zyklon, nämlich an der oberen Wand und an der in-
 neren Seite des Eingangs, nahe dem Tauchrohr. In den Simulationen mit den raueren Wänden bzw. mit Fugen
 wird die Partikelkonzentration aufgrund der verstärkten Partikeldispersion Richtung Zyklonaußenwand verlagert,
 und die stark ausgeprägte Sekundärströmung wird abgeschwächt.

Trotz der günstigeren Feststoffverteilung am Zykloneingang zeigen die Varianten mit rauhen Wänden und Fugen
 ein schlechteres Abscheidverhalten. Der Grund dafür liegt im Zykloninneren, wo die Partikel verstärkt von der
 Zyklonwand in das Innere abprallen werden.

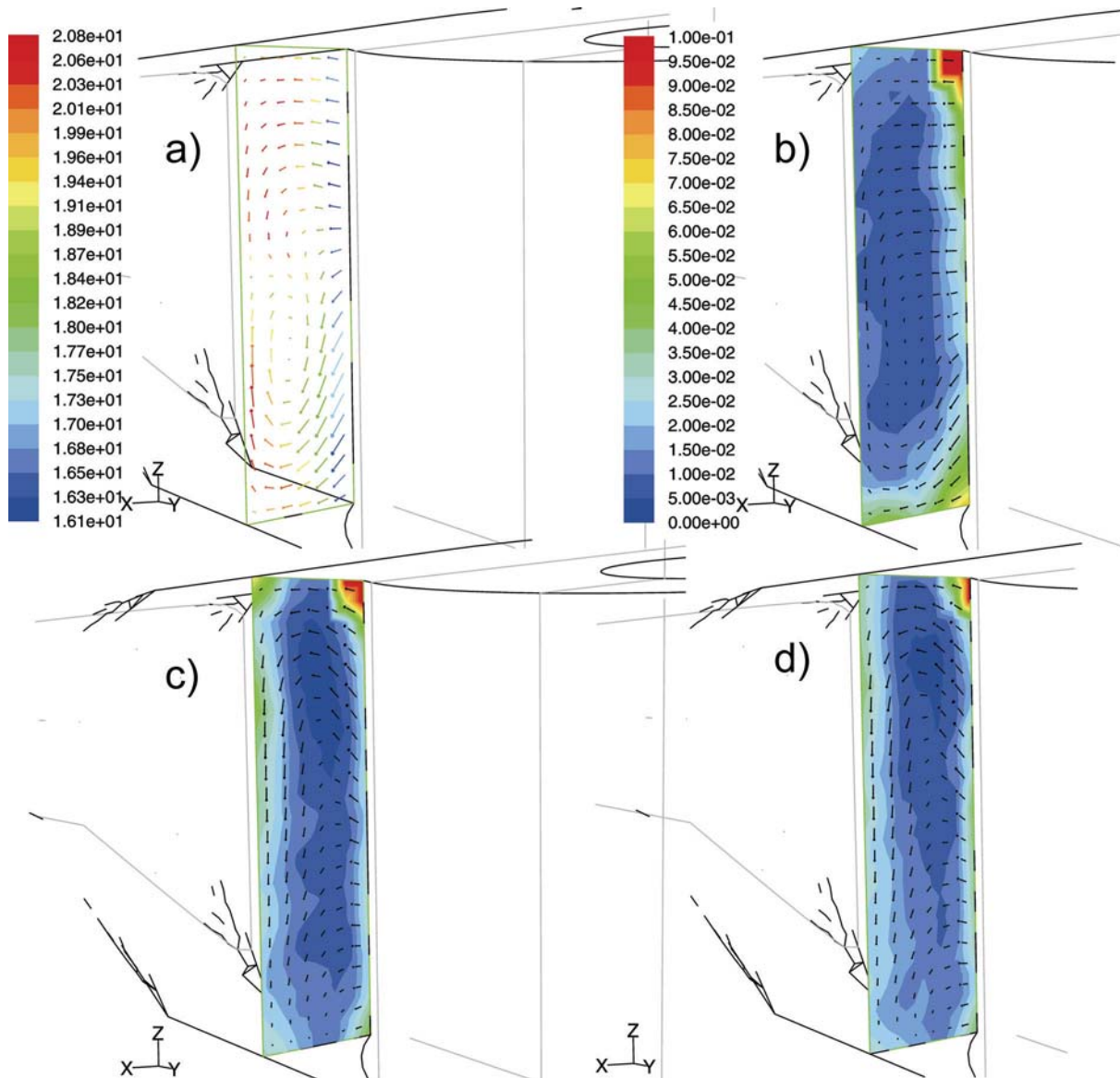


Abb. 8: Partikelkonzentration und Sekundärströmung am Zykloneingang, a) Reingasströmung, b) Partikel, glatte Wände, c) Partikel, rauhe Wände, d) Rauhe Wände, Fugen

Die gemessenen Partikelspektren am Ein- und Ausgang des Zyklons, das Partikelspektrum nach der Muschelknautz'schen Auslegungsmethode sowie die simulierten Partikelspektren (raue Wände, mit und ohne Fugen) sind in Abb. 9 dargestellt. Die Auslegungsmethode nach Muschelknautz macht eine relativ genaue Vorhersage bezüglich des Partikelspektrums, liefert jedoch einen zu niedrigen Gesamtabscheidegrad, vgl. Tabelle 2.

Der Grund dafür liegt in der Zerstörung des inneren Wirbels durch eine zu hohe mittlere Wandrauheit, die man zwecks Fugenberücksichtigung vorgeben muss. Mit einer niedrigeren Wandrauheit (ohne Fugen) würde der Gesamtabscheidegrad (aber auch der Druckverlust) steigen, das Partikelspektrum wäre Richtung kleinerer Partikeldurchmesser (nach links in Abb. 9) verschoben.

Die Ergebnisse der numerischen Simulationen (Abb. 9, Tabelle 2) sagen eine zu gute Performance des Zyklons voraus. Neben der mangelhaften Beschreibung der Partikel-Turbulenz Wechselwirkung (*Random Walk Model* in Fluent), sind die Ursachen auch noch in anderen Nachteilen des *Discrete Phase Models* zu finden: relativ kleine Anzahl der simulierten Partikeltrajektorien pro Partikeldurchmesser, -dichte und Zeitschritt (wegen Rechenzeit), sehr begrenzte Möglichkeiten der Berücksichtigung der Partikelrelaxationszeiten (wegen der Größe des Rechengebiets und der Anzahl der Trajektorien), Partikelagglomeration usw.

	Messung	Muschelknautz	Simulation ohne Fugen	Simulation mit Fugen
Δp (Pa)		1850	1890	1800
η (%)	92	88	95	94

Tabelle 2: Vergleich des Druckverlustes und des Gesamtabseidegrades

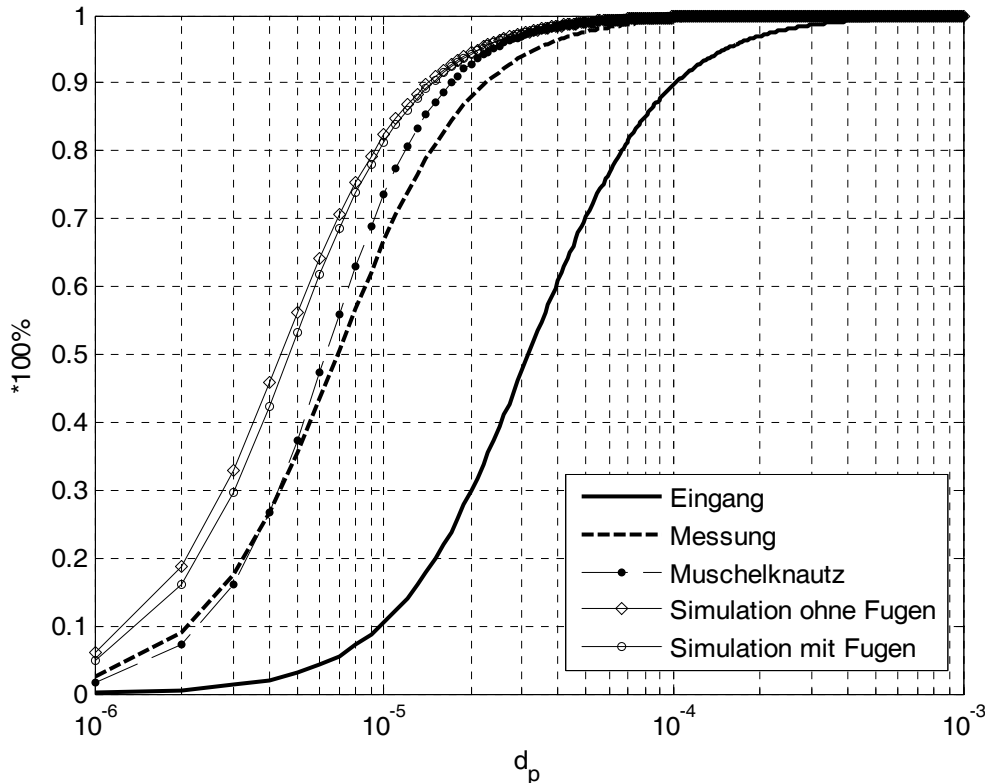


Abb. 9: Partikelspektren, Messung, Auslegung und Simulation

5 Zusammenfassung

Ein mit feuerfesten Ziegeln ausgemauerter Heißgaszyklon ist numerisch simuliert und mit experimentellen Ergebnissen und der Muschelknautz'schen Auslegungsmethode verglichen. Verschiedene Submodelle für Partikel-Wand-Kollisionen, Ausmauerungsfugen und die Partikelrotation sind in die Software implementiert und getestet. Aus diesem Vergleich der numerischen Simulationen mit der Muschelknautz'schen Auslegungsmethode kann man erkennen, dass beide Methoden ihre Vor- und Nachteile haben.

Die Muschelknautz'sche Methode kann den Einfluss der Zuleitung bzw. die Partikelvorgeschichte nicht berücksichtigen. Des Weiteren kann der Einfluss der Ausmauerungsfugen nur durch Vorgabe einer erhöhten mittleren Wandrauigkeit berücksichtigt werden. Bei der analytischen Methode handelt es sich jedoch um eine viel getestete Methode, die für Standardzyklone gut geeignet ist.

Das im Rahmen dieser Arbeit verwendete numerische Simulationsmodell zeigt einige Schwächen bezüglich fehlender physikalischer Phänomene (Partikel-Turbulenz-Wechselwirkung, Partikel-Partikel-Kollisionen, Agglomeration). Seine Stärken liegen andererseits in der Möglichkeit, auch allgemeine Zyklongeometrien bzw. Geometrievariationen sowie die Zuleitungen simulieren zu können. Grundsätzliche Modellerweiterungen sind möglich und geplant. Mit gelungenen Modellerweiterungen würde die numerische Simulation einen klaren Vorteil gegenüber der analytischen Methode haben.

6 Literatur

- [1] Barkla H.M., Auchterlonie L.J.: "The Magnus or Robins effect on rotating spheres", *Journal of Fluid Mechanics*, 47, 1971, 437-447
- [2] Clift R., Grace J.R., Weber M.E.: "Bubbles, Drops, and Particles", Academic Press, Inc., 1978
- [3] Crowe C.T., Sommerfeld M., Tsuji Y.: "Multiphase Flows with Droplets and Particles", CRC Press LLC, 1998
- [4] Hoffmann A.C., Stein L.E.: "Gas Cyclones and Swirl Tubes", Springer Verlag, 2002
- [5] Kahrimanovic D., Pirker S., Kloss C.: "Numerical study and experimental validation of particle strand formation", 6th International Conference on CFD in Oil & Gas, Metallurgical and Process Industries, SINTEF/NTNU, Trondheim, Norway, 10-12 June 2008
- [6] Muschelknautz E., Greif V., Trefz M.: "Zyklone zur Abscheidung von Feststoffen aus Gasen", VDI-Wärmeatlas, 1994, Abschnitt Lja
- [7] Oesterlé B., Bui Dinh T.: "Experiments on the lift of a spinning sphere in a range of intermediate Reynolds numbers", *Experiments in Fluids*, 25, 1998, 16-22
- [8] Pirker S., Kahrimanovic D.: "Numerical Simulation of Inlet Duct Geometry Influence in Highly Laden Cyclones", Ansys Conference on Multiphase Flows, Dresden, Germany, April 2007
- [9] Rubinow S.J., Keller J.B.: "The transverse force on a spinning sphere moving in a viscous fluid", *Journal of Fluid Mechanics*, 11, 1961, 447-459
- [10] Sommerfeld M.: "Modelling of particle-wall collisions in confined gas-particle flows", *International Journal of Multiphase Flow*, 18, 1992, 905-926
- [11] Sommerfeld M.: "Modellierung und numerische Berechnung von partikelbeladenen turbulenten Strömungen mit Hilfe des Euler/Lagrange-Verfahrens", Shaker Verlag Aachen, 1996
- [12] Tsuji Y., Morikawa Y., Tanaka T., Nakatsukasa N., Nakatani M.: "Numerical simulation of gas-solid two-phase flow in a two-dimensional horizontal channel", *International Journal of Multiphase Flow*, 13, 1987, 671-684

Numerische Strömungssimulationen der komplexen Geometrie eines Technischen Textils

Karin Farber, Jessica Jasper, Marco Martin, Markus Schmitt, Sebastian Krick, Peter Farber
IMH - Institut für Modellbildung und Hochleistungsrechnen der Hochschule Niederrhein

Johannes Leisen, Haskell W. Beckham
Georgia Institute of Technology, School of Polymer, Textile & Fiber Engineering, USA

Die Anwendung der Numerischen Strömungssimulation (CFD) zur Vorhersage relevanter strömungsabhängiger Parameter hat sich in vielen Industriebereichen, wie z.B. der Automobilindustrie etabliert. Auch für die Entwicklung von technischen Textilien kann dieser Ansatz von Vorteil sein. Die äußerst komplexe Geometrie dieser technischen Gewebe mit einer hohen Anzahl an einzelnen Filamenten hat den Einsatz von CFD auf diesem Gebiet jedoch bisher verhindert. In der hier beschriebenen Untersuchung wurde die Numerische Strömungssimulation erstmals bei einem technischen Gewebe angewendet, das bei der Papierherstellung Einsatz findet.

Die größte Herausforderung war die Erstellung der dafür notwendigen Geometrie in einem CAD-Modell. Unter bestimmten, nicht vermeidbaren Vereinfachungen wurde jedes Filament des textilen Gebildes einzeln modelliert. Es wurden Rechengitter verschiedener Größen mit bis zu 20 Millionen Zellen erzeugt. Die Simulationsrechnungen werden zusammen mit einer Analyse der numerischen Genauigkeit dargestellt.

Unter vergleichbaren Bedingungen wurden physikalische Experimente durchgeführt, bei denen kaltes Wasser das Gewebe durchströmt. Dieser experimentelle Versuchsaufbau unter Einsatz der Magnetresonanztomographie (MRI – magnetic resonance imaging) wird erläutert. Des Weiteren wird die Nutzung dieses experimentellen Ansatzes als Mittel zur Validierung des Simulationsprozesses diskutiert.

1. Einleitung

Ein wachsender Anteil von technischen Geweben wird gezielt konstruiert, um z.B. bestimmte Anforderungen hinsichtlich des Transportes von Impuls und thermischer innerer Energie und/oder Masse zu erfüllen. Die Beispiele reichen von Outdoor-Textilien, Airbags bis hin zu der immensen Variationsvielfalt der technischen Textilien. Das sind Textilien, deren wichtigste Eigenschaft die Funktionalität ist ohne Berücksichtigung ästhetischer Aspekte. Für alle diese Materialien ist der Kreislauf „Prototyp herstellen – Testen – Prototyp modifizieren – Testen...“ äußerst arbeitsintensiv, vor allem wegen der Notwendigkeit der beiden Arbeitsprozesse Spinnen und Weben. Außerdem stehen physikalische Experimente, die die Strömung im Inneren der textilen Gewebe sichtbar machen, erst seit kurzer Zeit zur Verfügung.

Das Ziel des Forschungsprojektes „Micro-Flow in Textiles“ war, zu überprüfen, ob die Numerische Strömungssimulation (CFD) zur Vorhersage des Strömungsverhaltens in textilen Geweben eingesetzt werden kann.

Textile Gewebe unterschiedlicher Strukturen gibt es auf dem Markt in einer großen Variationsbreite – eine Klassifikation würde den Rahmen dieser Veröffentlichung sprengen. Daher wurde das Ziel des Projektes folgendermaßen definiert:

- es wurde ein technisches Gewebe mit einer komplexen regelmäßigen Struktur ausgewählt
- es erfolgte eine experimentelle Visualisierung der Strömung im Inneren des Gewebes
- es wurde ein Geometriemodell dieses Gewebes erstellt
- dabei wurde jedes einzelne Filament (d.h. ein Faden unendlicher Länge) berücksichtigt
- zur Erzeugung des Modells wurde eine kommerzielle CAD-Software verwendet

Textile Gewebe mit einer regelmäßigen Struktur findet man bei Geweben für die Papierherstellung. Die Firmen AstenJohnsen in U.S.A./Canada und Heimbach in Deutschland, Hersteller solcher Gewebe, haben freundlicherweise verschiedene Muster mit steigender Komplexität zur Verfügung gestellt. Eine wichtige Aufgabe war die Realisierung der Validierung. Wegen ihrer ausgedehnten Erfahrung mit NMR (nuclear magnetic resonance) für Fluidströmungen in Textilien wurde eine Kooperation mit der Gruppe von Johannes Leisen und Haskell W. Beckham, Georgia Institute of Technology, School of Polymer, Textile & Fiber Engineering, Atlanta, , Georgia, USA, etabliert.

2. Experimenteller Versuchsaufbau

Die Abbildungen 1 - 3 zeigen den experimentellen Versuchsaufbau in Georgia Tech. Er wurde speziell im Hinblick auf die Validierung der Simulationen entwickelt. Eine nicht-pulsierende Strömung von Wasser mit Raumtemperatur und einer konstanten Strömungsgeschwindigkeit von 0,00172 m/s erreicht das Durchflussrohr im MR-Scanner (Abb. 1). Dieser Aufbau erlaubt die Durchführung von spezifischen MRI (magnetic resonance imaging) Experimenten, die zur Ermittlung des Geschwindigkeitsfeldes dienen. Die Reynolds Zahl der Rohrströmung ist $Re = 12$. Die Abbildungen 1 und 2 zeigen Details der physikalischen Strömungszelle und ihrer Geometrie.

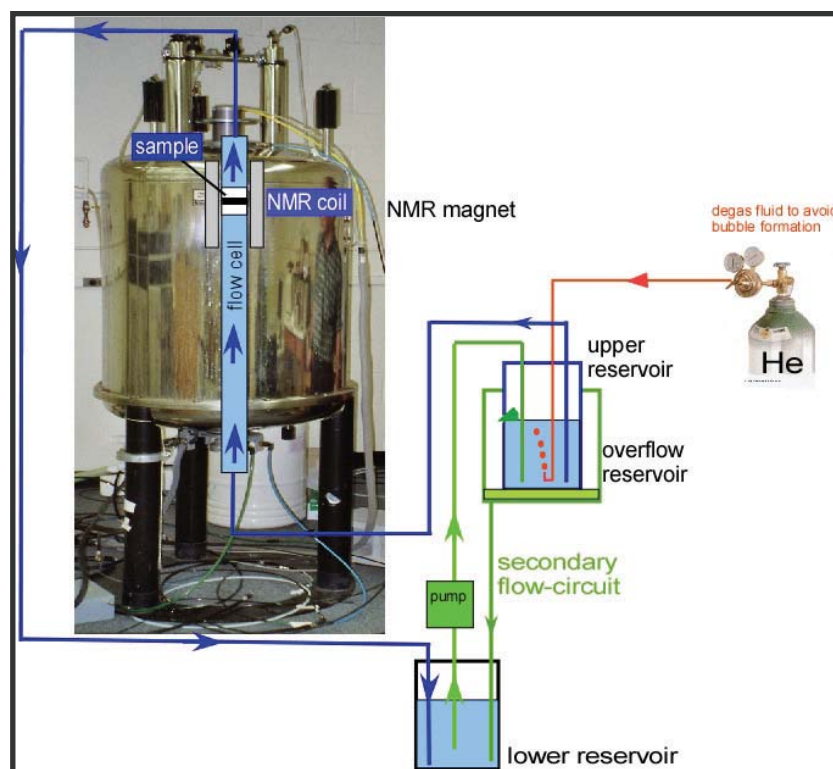


Abb. 1: Versuchseinrichtung in Georgia Tech – 1

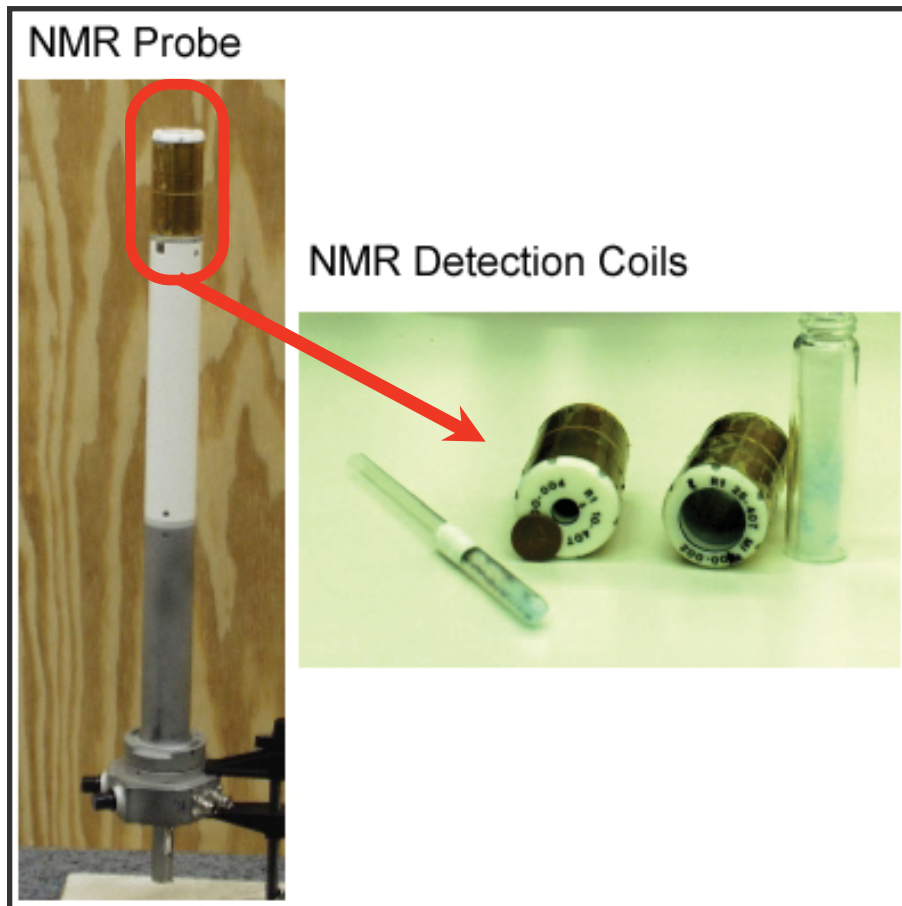


Abb. 2: Versuchseinrichtung in Georgia Tech - 2

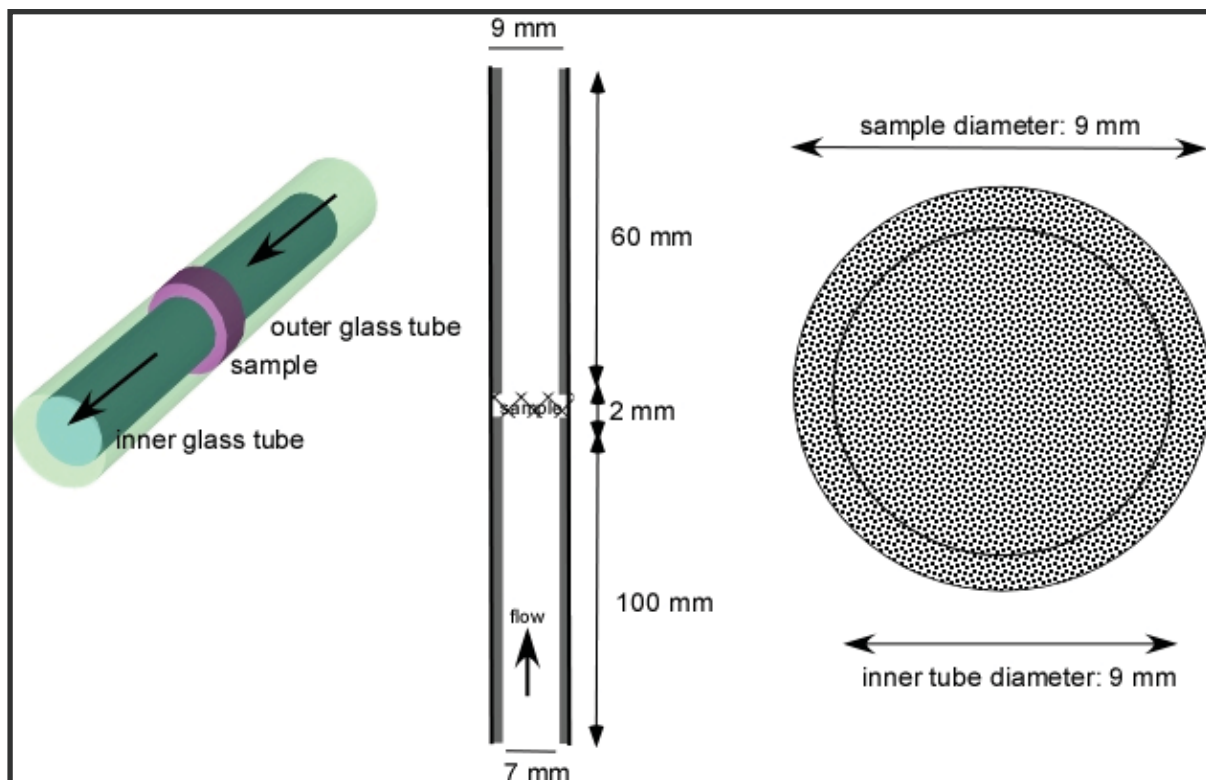


Abb. 3: Versuchseinrichtung in Georgia Tech – 3: Das textile Flächengebilde wurde durch zwei Rohre mit 7 mm innerem Durchmesser im Inneren eines Rohres mit 9 mm innerem Durchmesser fixiert

3. CFD Modell und Simulationsexperimente

Abbildung 4 beschreibt das Lösungsgebiet der Simulationsexperimente. Die Geometrie wurde dem physikalischen Versuchsaufbau optimal angepasst. Alle wichtigen geometrischen Abmessungen entsprechen dem des experimentellen Versuchsaufbaus.

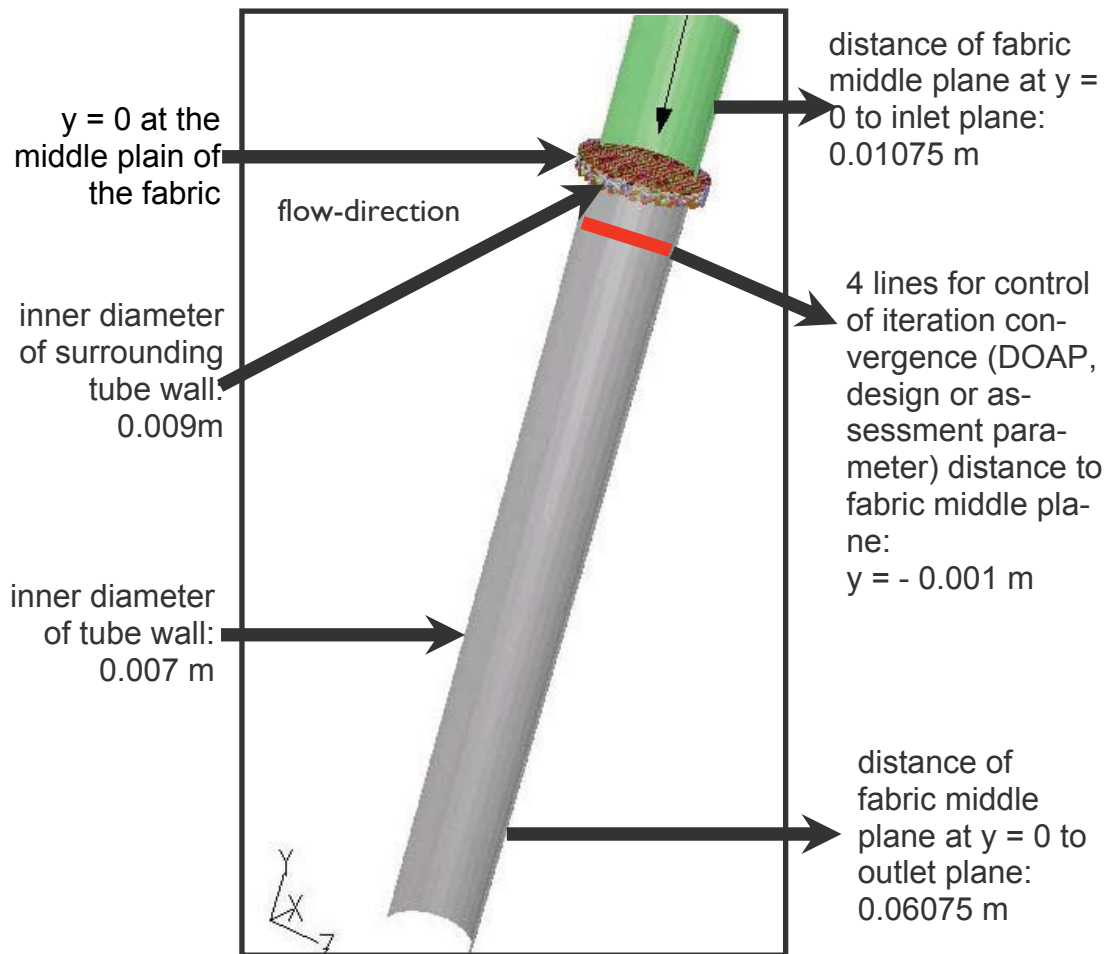


Abb. 4: Lösungsgebiet des CFD Systemmodells

Die größte Herausforderung war die Erstellung des CAD-Modells eines Gewebes mit dem Namen „Integra“ (Abb. 5). Als Grundlage für die Erzeugung des Geometriemodells standen Mikrotomsschnitte des entsprechenden Gewebes der Firma Heimbach zur Verfügung. Mit einigen Vereinfachungen konnte ein CAD-Modell mit einer regelmäßigen Struktur und zylindrischen Filamenten erzeugt werden (Abb. 6). Der Außendurchmesser des vollständigen Gewebemodells, wie in Abb. 7 dargestellt, beträgt 9,5 mm. Mit der kommerziellen Software ICEM CFD Version 11.0.1 von Ansys wurden hybride 3D-Rechengitter mit 3,3, 12,7 und 20 Millionen Zellen für das gesamte Lösungsgebiet erzeugt. Abb. 8 zeigt einen Querschnitt durch das Rechengitter im Bereich der Gewebegeometrie. Die Randbedingungen des Lösungsgebietes sind in der Abb. 9 dargestellt. Die Bezeichnungen und Typen der Randbedingungen sind die des kommerziellen Software Paketes Fluent 6.3.26 von Ansys. Die aktivierten Bilanzgleichungen korrespondieren zu einer laminaren, isothermen, stationären Strömung von Wasser und sind denen im physikalischen Experiment sorgfältig angepasst (Wasser bei 20 °C, Dichte 998,21 kg/m³, dynamische Viskosität 0,001003 kg/ms). Die Einstellungen des Strömungslösers waren (siehe Fluent Vers. 6.3 User's Guide, Kapitel 25):

- Double precision pressure based segregated solver (SIMPLE)
- 2nd order upwind für alle Gleichungen, default under-relaxation
- Initialisierung: Compute from all zones

Um die numerische Genauigkeit in Bezug zur Iterationskonvergenz zu kontrollieren, wurde die Anzahl der Iterationen so weit erhöht, bis die Residuen 6 Größenordnungen gesunken waren (Abb. 10) und die globale Massen-

bilanz weniger als 10^{-5} % des Einlassmassenstrom betrug. Weiterhin wurden die Anwendungsparameter von Interesse (DOAP, design or assessment parameter), wie z.B. der Druck und der Betrag der Geschwindigkeit, als Funktion der Iterationen beobachtet und die Iterationen erst beendet, nachdem die DOAP konvergiert waren (Abb. 11).

Abbildung 12 zeigt ein Beispiel für die Netzkonvergenz, die für die drei Gitter gefunden werden konnte. Entlang einer Linie unterhalb des Flächengebildes (siehe Abb. 4) wird in Abbildung 12 der Druck dargestellt. Für alle drei Gitter findet man ein identisches Druckprofil, wenn die Residuen um 6 Größenordnungen gefallen sind. Daher kann als Zusammenfassung von Iterations- und Netzkonvergenz für alle drei Gitter ausgegangen werden.

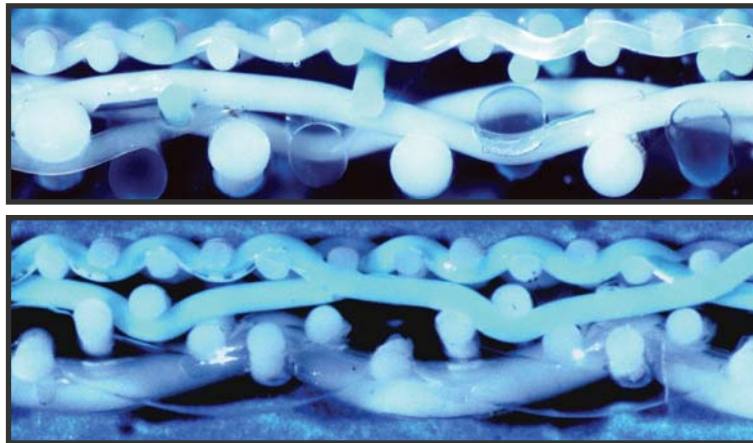


Abb. 5: Optische Mikroskopaufnahmen der Mikrotomschnitte des Gewebes von Fa. Heimbach mit dem Namen „Integra“

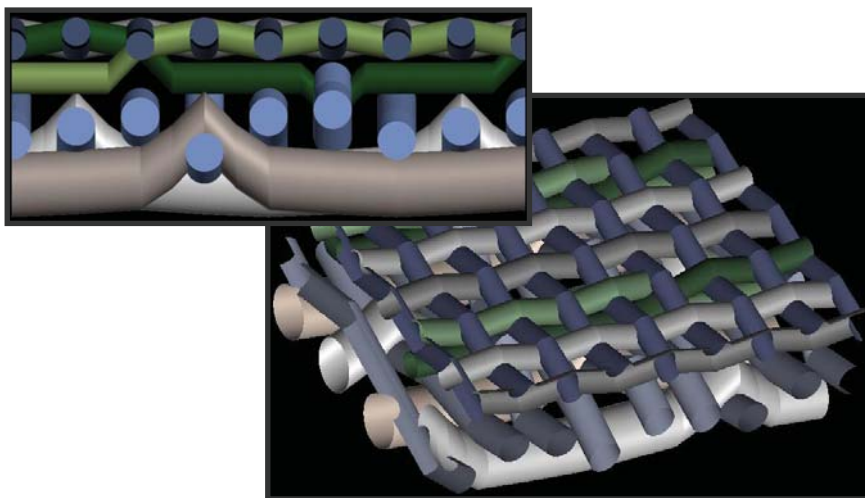


Abb. 6: Ausschnitt aus dem CAD-Modell des textilen Flächengebildes

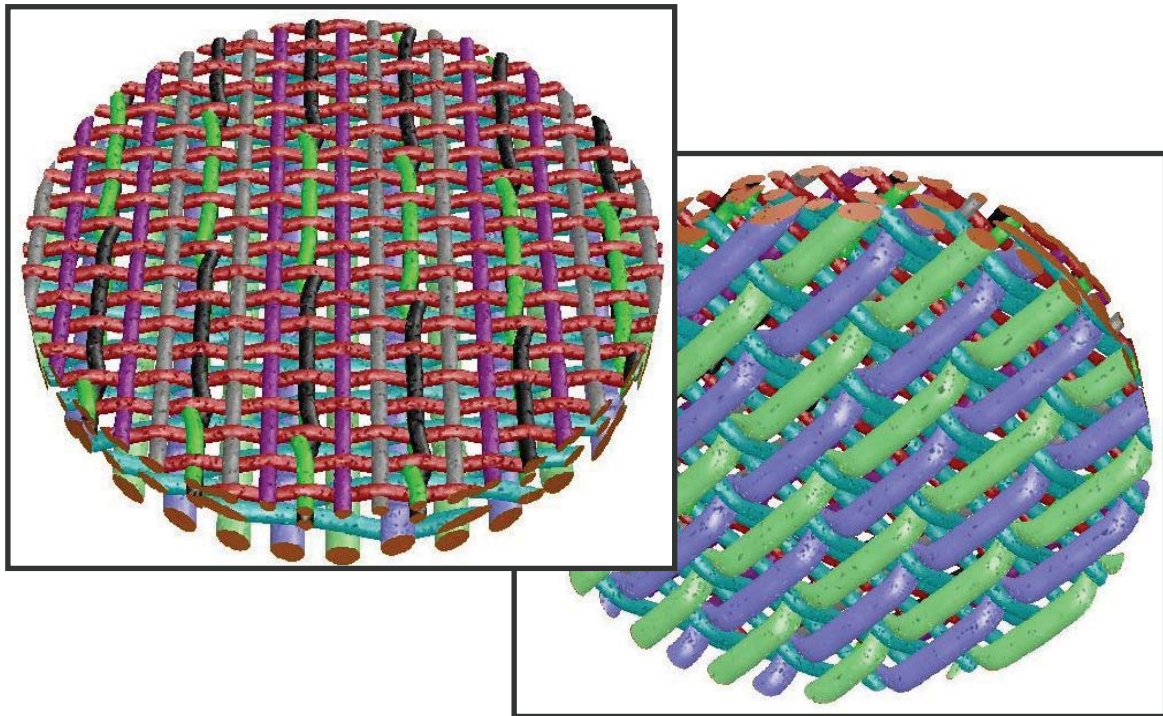


Abb. 7: Das vollständige CAD-Modell des textilen Flächengebildes im Lösungsgebiet

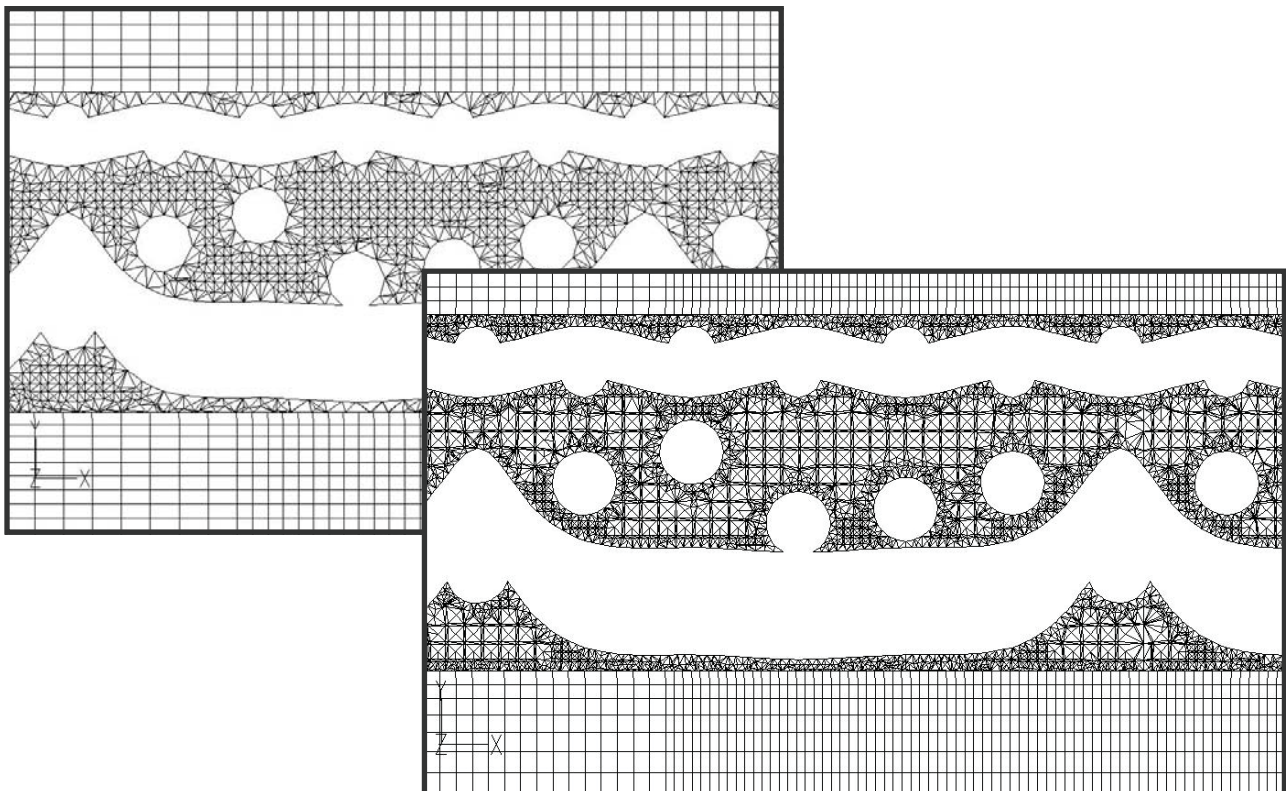


Abb. 8: Detailansichten des hybriden Gitters mit 3,3 (oben) und 12,7 (unten) Millionen Zellen

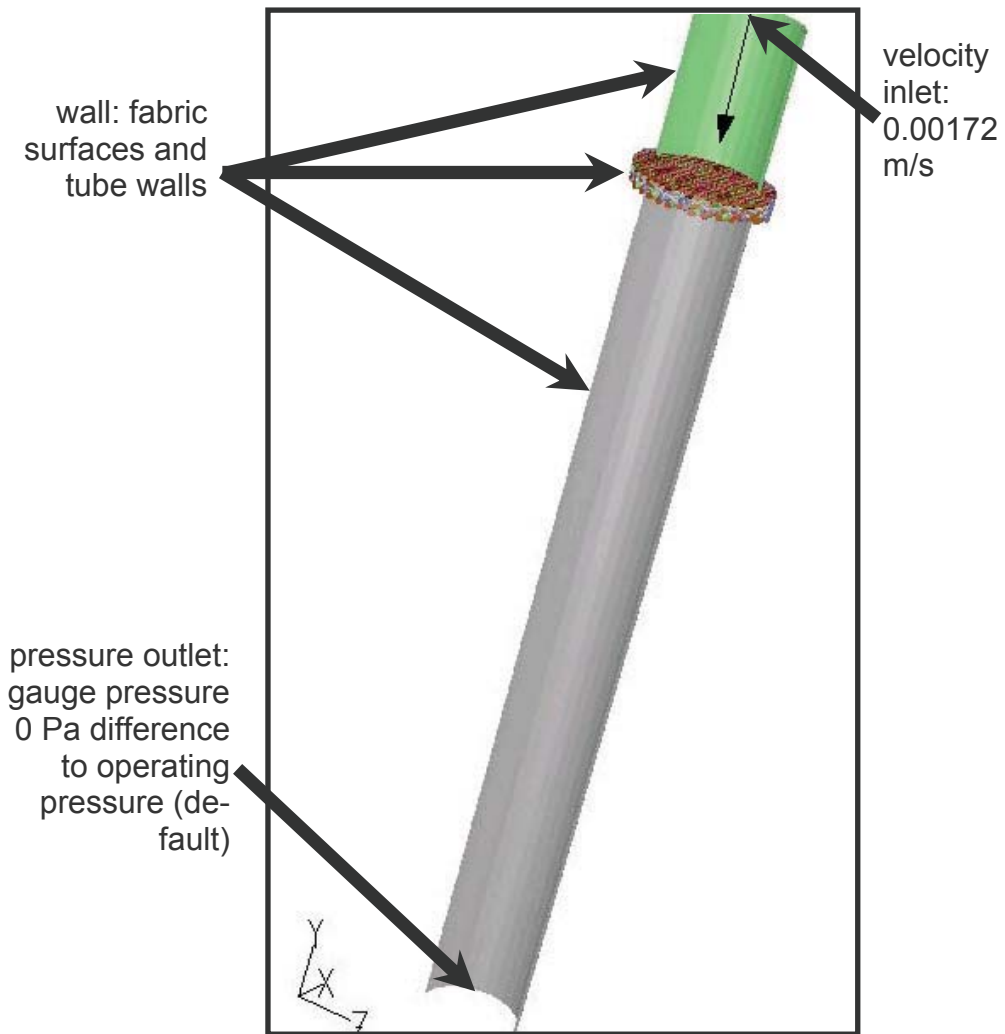


Abb. 9: Randbedingungen des Lösungsgebietes

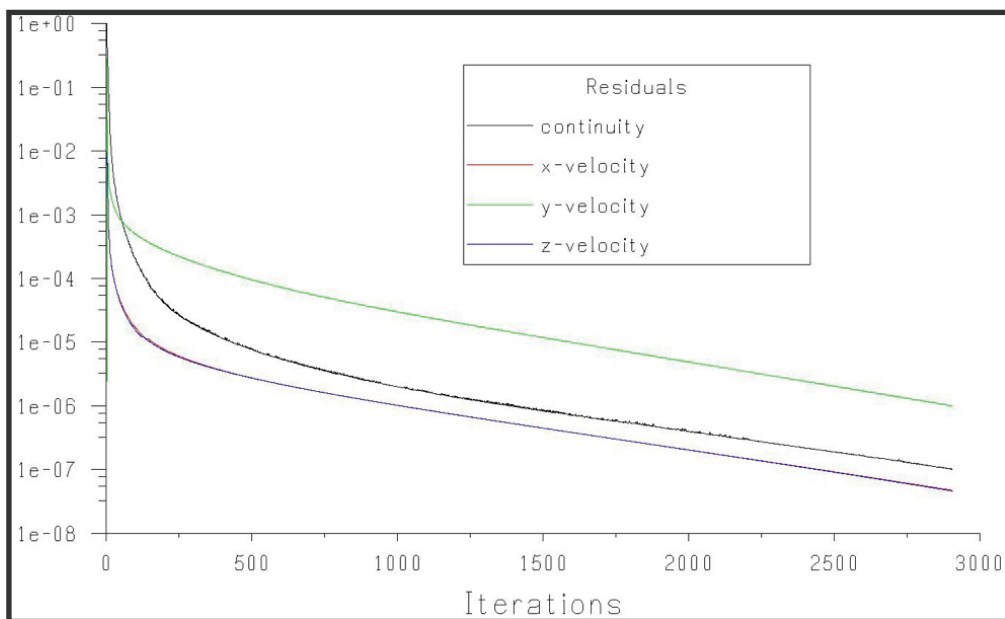


Abb. 10: Iterationskonvergenz: Beispiel der Residuen als Funktion der Anzahl Iterationen für ein Gitter

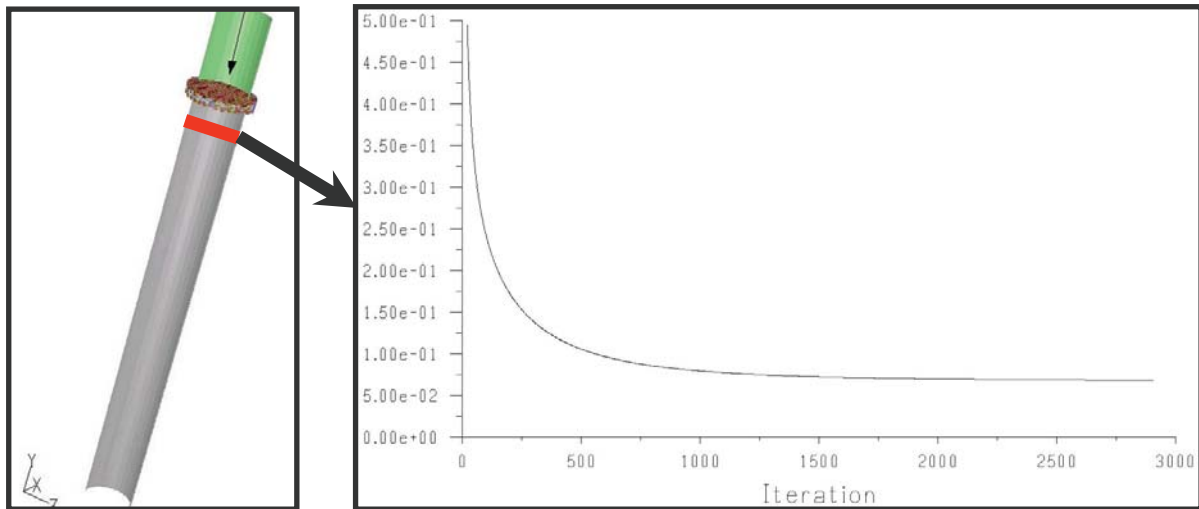


Abb. 11: Iterationskonvergenz: DOAP als eine Funktion der Anzahl Iterationen (längengewichteter statischer Druck auf einer Linie unterhalb des Gewebes, sie auch Abb. 4)

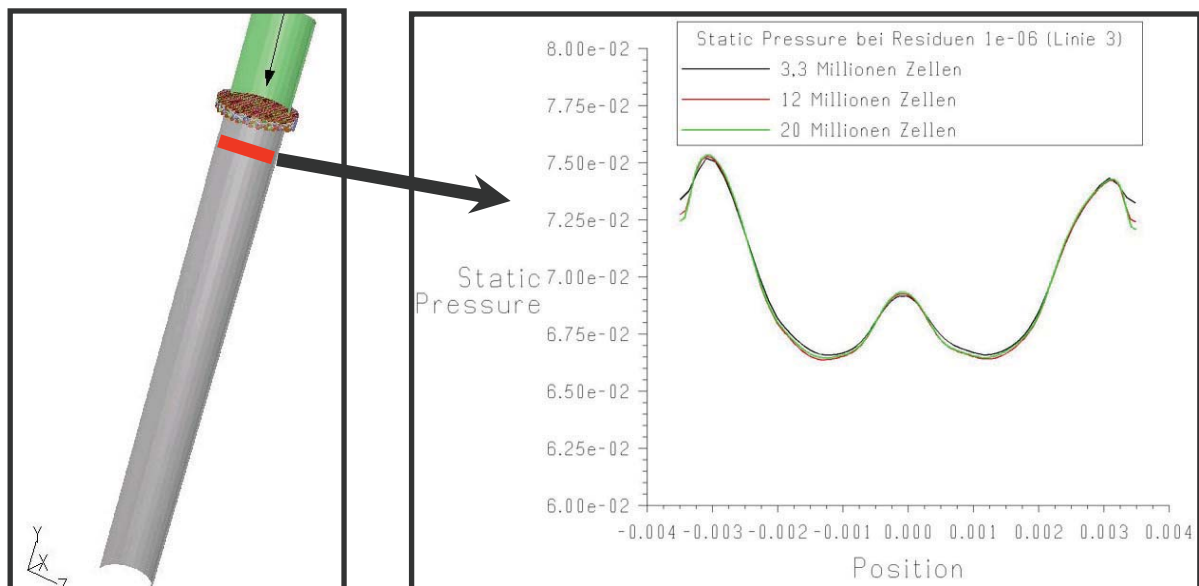


Abb. 12: Netzkonvergenz: Statischer Druck entlang einer Linie unterhalb des textilen Flächengebildes als Beispiel

4. Validierung

Aus den Ergebnissen der NMR Experimenten für die „spin density“ in Georgia Tech wurde ein qualitatives Maß für den Betrag der Geschwindigkeit extrahiert. Abbildung 13 zeigt ein Bild eines Videos eines orientierenden Vorexperimentes, bei dem das textile Flächengebilde noch nicht zwischen zwei Rohrstücken fixiert war (spin density mit dem sogenannten „tagging“). Für mehr Informationen wird der Leser auf die Literaturstellen am Ende dieses Textes verwiesen. Es konnte gezeigt werden, dass für eine einfachen Testkörper die Übereinstimmung zwischen den Ergebnissen der Simulationsexperimente und der physikalischen Experimente recht gut ist (Abb. 14). Es konnte jedoch auch gezeigt werden, dass Abweichungen zwischen Experiment und Simulation existieren, die auf die nicht perfekte Geometrie des experimentellen Aufbaus zurückgeführt werden konnten.

Daher wird jeder Vergleich zwischen physikalischem Experiment und CFD-Simulationen für das untersuchte Gewebe sehr schwierig. Es konnte jedoch für die sehr komplexe Gewebegeometrie des Integra ausreichende Übereinstimmung im Hinblick auf die Haupteigenschaften des Strömungsfeldes gefunden werden (Abb. 15). Es

verbleiben aber nicht vereinbare Unterschiede zwischen Simulation und Experiment. Der Leser möchte z.B. in Abbildung 15 die Anordnung der Geschwindigkeitsmaxima in den einzelnen Poren vor dem Gewebe. Während die CFD-Simulationen eine sehr regelmäßige Verteilung vorhersagt, weisen die experimentellen Ergebnisse auf eine deutliche Abweichung im Hinblick auf die Beträge der Geschwindigkeit in den einzelnen Poren hin. Dieser Unterschied zwischen Simulation und Experiment wird im Wesentlichen auf die Abweichungen der experimentellen Geometrie zu idealisierten des Systemmodells zurück geführt. Unter Beachtung dieser Fakten wird von den Autoren die Validierung als akzeptabel betrachtet.

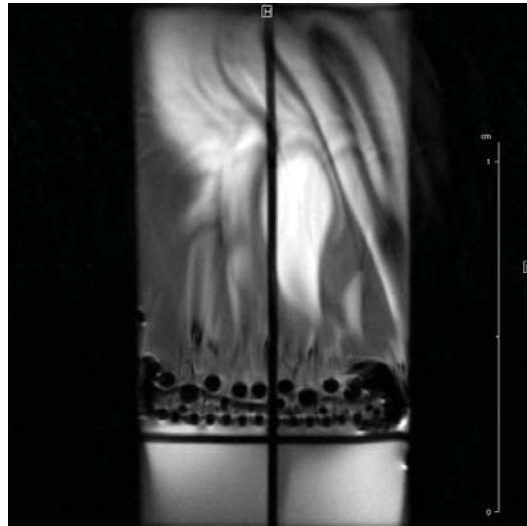


Abb. 13: Bild eines Videos („spin density“ mit dem sogenannten „tagging“) eines Vorexperimentes

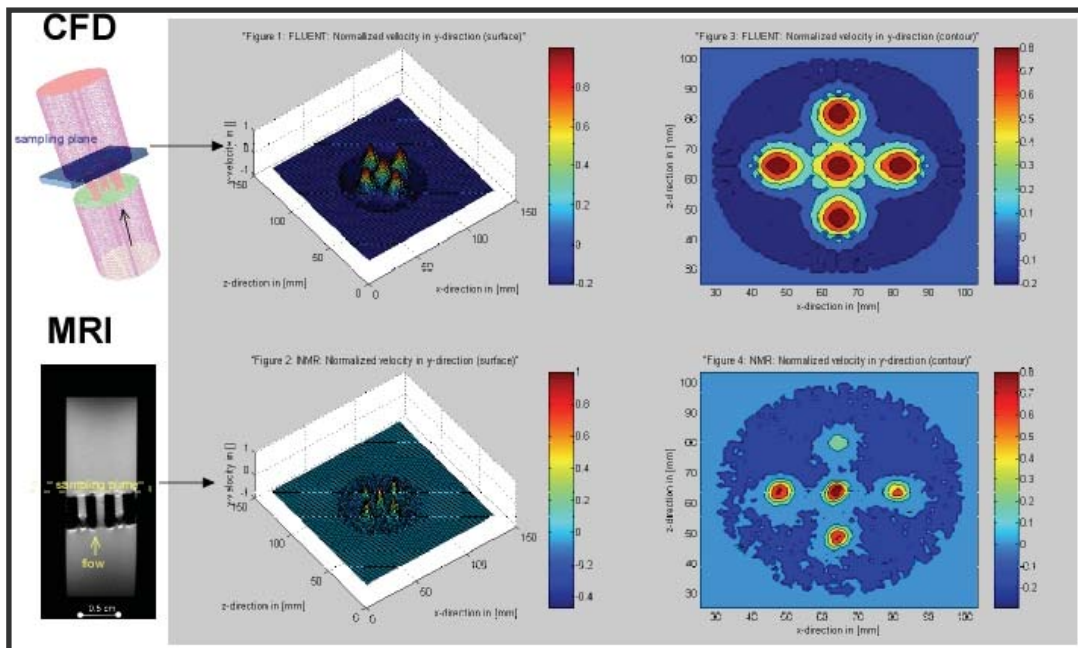


Abb. 14: Vergleich der Simulationsergebnisse und physikalischer Experimente für einen einfachen Testkörper

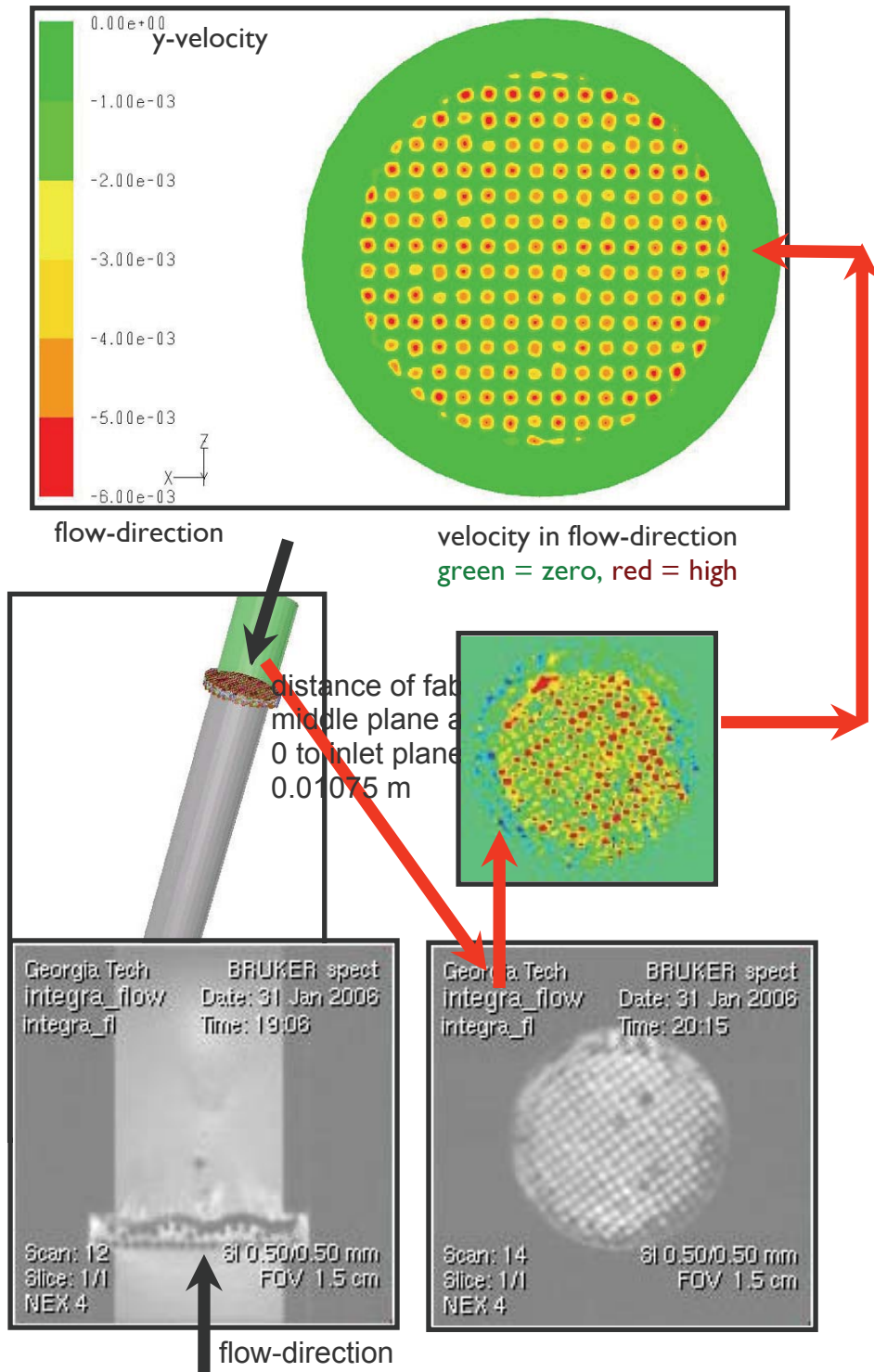


Abb. 15: Vergleich zwischen den Ergebnissen von Simulation und physikalischem Experiment für das Gewebe „Integra“ und für eine Sicht in Strömungsrichtung auf eine Schnittebene wenig oberhalb des textilen Flächengebildes

5. Schlussfolgerung

CFD erlaubt eine sehr detaillierte Innenansicht der Strömung im Inneren eines textilen Flächengebilde mit einer bisher nicht gekannten Auflösung. Abbildung 16 zeigt als Beispiel die Bahnlinien in einem Teil des Lösungsgebietes. Abweichungen zwischen experimentellen und simulierten Geschwindigkeitsfeldern geben den Hinweis, dass selbst kleine Abweichungen von einer perfekten textilen Geometrie einen größeren Einfluss haben können. Physikalische Experimente und Simulationsexperimente sind daher perfekte Partner, um die idealisierte Situation sehr detailliert zu studieren und gleichzeitig eine Einsicht zu gewinnen, welche Abweichungen von ihr möglich sind.

Diskussion dieser Ergebnisse mit Vertretern von Industrieunternehmen machte das Potential der Verwendung solcher Virtueller Prototypen zur Optimierung der textilen Geometrien im Hinblick auf die folgenden Ziele offenbar.

- Herstellungskosten der textilen Flächengebilde
- Prozessergebnis
- Gleichmäßigkeit der Produkteigenschaften
- Geschwindigkeit und Qualität des Entwicklungsprozesses für neue textile Flächengebilde

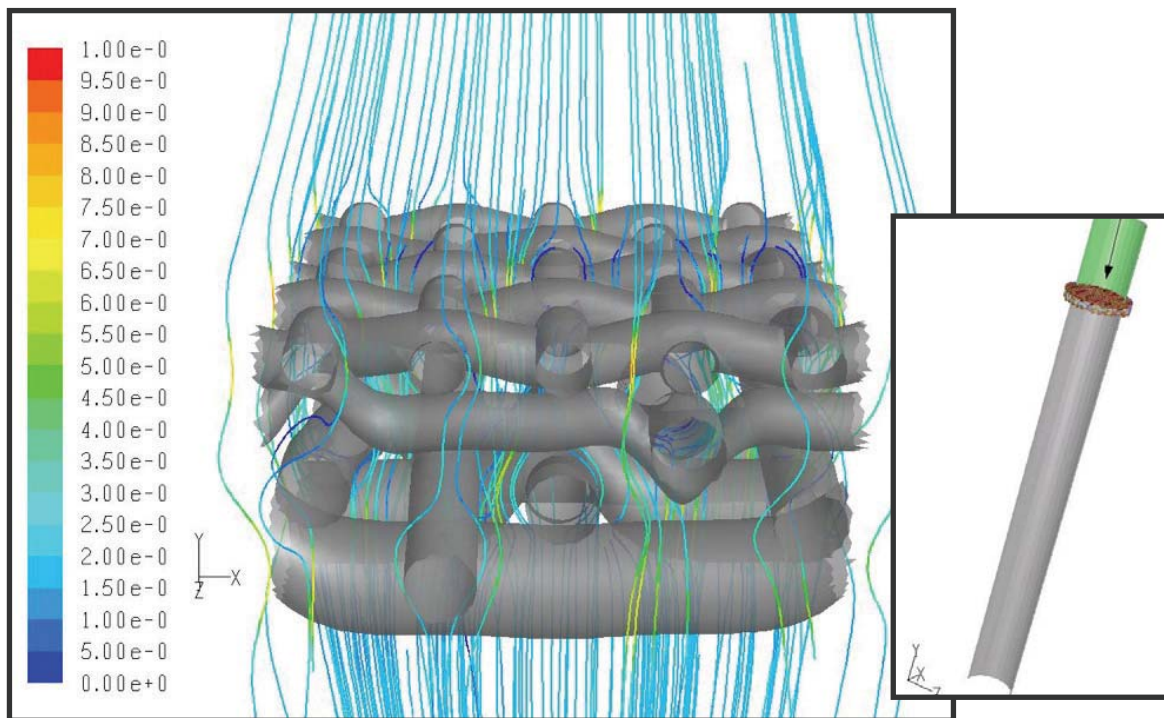


Abb. 16: Bahnlinien gefärbt mit dem Betrag der Geschwindigkeit in m/s für einen Teil der Geometrie des Lösungsgebietes

6. Zukünftige Herausforderungen

Neben den offensichtlichen Vorteilen der Verwendung von CFD zur Entwicklung und Optimierung von technischen Textilien verbleiben einige bisher ungelöste Aufgabenstellungen:

- Die technische Terminologie, die Textilingenieure verwenden, ist verschieden zu der, die CAD-Ingenieure benutzen. Software Produkte, die die Methoden und Terminologien der Textilingenieure direkt mit denen der CAD-Welt verbinden sind in der Entwicklung. Von diesen „Virtuellen Webstühlen“ wird eine erhebliche Verkürzung der „Zeit bis zum CAD-Geometriemodell“ erwartet.
- Es verbleibt eine Disparität der Längenskalen von Längen und Durchmessern von Filamenten, die einzeln in einem CAD-Geometriemodell beschrieben werden können, im Vergleich zu denen eines vollständigen textilen Flächengebildes. Technische Textilien können mehrere Meter Länge und Breite aufweisen.
- Die Bewegung des textilen Flächengebildes wurde außer Acht gelassen.
- Turbulente Strömung wurde bisher nicht untersucht.

7. Danksagung

Die Autoren bedanken sich bei National Textile Center (U.S.A.) und beim Ministerium für Innovation, Wissenschaft, Forschung und Technologie des Landes Nordrhein-Westfalen (Deutschland) für die finanzielle Unterstützung der hier berichteten Forschungsarbeiten.

Wir bedanken uns auch bei den Unternehmen AnstenJohnson und Heimbach für wertvolle Diskussionen und für die Zuverfügungstellung interessanter Textilproben.

8. Literatur

Mehr Informationen über das Forschungsprojekt „Micro-flow in Textiles“ ist verfügbar unter:

<http://www.ntcresearch.org/projectapp/index.cfm?project=F04-GT05>

- P. Farber, N. Dahmen, Virtual Prototyping for Textile Finishing, 26th Aachen Textile Conference, Aachen, Germany, November 24 - 25, 1999, P. 97 - 107
- J. Leisen, H. W. Beckham, "Quantitative magnetic resonance imaging of fluid distribution and movement in textiles", Textile Research Journal 2001, 71, 1033-1045.
- H. Leisen, M. Martin, T. Schipotinin, E. Rodehüser, K. Farber, P. Farber, A Synergistic Approach by MRI and CFD for the study of Micro-Flow in Textiles, ISC'2005, Industrial Simulation Conference, June 9-11, 2005 - IPK Fraunhofer Institute, Berlin, Germany
- J. Leisen, P. Farber, Micro-Flow in Textiles, Techtexil-Symposium North America 2006, Atlanta/GA, March 28-30, 2006
- J. Leisen, H. Beckham, P. Farber, NMR Studies of Fluid Distribution and Transport in Nonwovens, Presentation during INTC 2007, International Nonwovens Technical Conference, Atlanta, Georgia, USA, 24.- 27. September 2007
- J. Leisen, H.W. Beckham, P. Farber, "Fundamental Studies of Wicking in Textiles", Techtexil North America, Atlanta/GA, USA, April 1- April 3, 2008

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: info@nafems.de

Adresse für Fensterkuvert



NAFEMS GmbH
Osterham 23

D-83233 Bernau am Chiemsee
Germany

Rückantwort: NAFEMS Magazin, Ausgabe (2/2009)

Bitte senden Sie mir nähere Informationen zu folgenden Themen:

NAFEMS Mitgliedschaft

NAFEMS Magazin „Benchmark“

NAFEMS Seminare

NAFEMS Trainingskurse

NAFEMS World Congress 2011

Registered Analyst Zertifizierung

EU-Projekte

Internationale Arbeitsgruppen

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.

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: _____

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: info@nafems.de

Adresse für Fensterkuvert



NAFEMS GmbH
Osterham 23

D-83233 Bernau am Chiemsee
Germany

Rückantwort: NAFEMS Magazin, Ausgabe (2/2009)

Bitte senden Sie mir nähere Informationen zu folgenden Themen:

NAFEMS Mitgliedschaft

NAFEMS Magazin „Benchmark“

NAFEMS Seminare

NAFEMS Trainingskurse

NAFEMS World Congress 2011

Registered Analyst Zertifizierung

EU-Projekte

Internationale Arbeitsgruppen

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.

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

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