

NAFEMS

MAGAZIN

Zeitschrift für numerische Simulationsmethoden und angrenzende Gebiete

FEM – CFD – MKS – VR / VIS – PROZESS – PDM

Fachbeiträge:

Verbindungstechnische Aspekte

Kohäsivzonenmodell für die Finite-Element Simulation von strukturellen Klebverbindungen: Modellierung, Parameteridentifikation und Validierung

P. Jousset (Sika Technology); M. Rachik (Univ. de Compiègne)

Ganzheitlicher Ansatz zur Versagensmodellierung von Schweißpunkten in der Crashsimulation

D. Pieronek (Forschungsges. Kraftfahrwesen Aachen);

A. Marx (Dortmunder OberflächenCentrum);

R. P. Röttger (ThyssenKrupp Steel Europe)

Simulation und Optimierung von Bauteilverbindungen

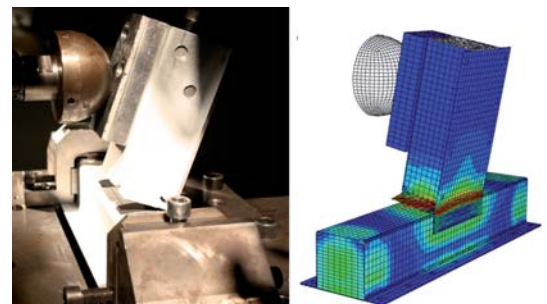
R. Helfrich, I. Pflieger (INTES)

Maschinendynamik

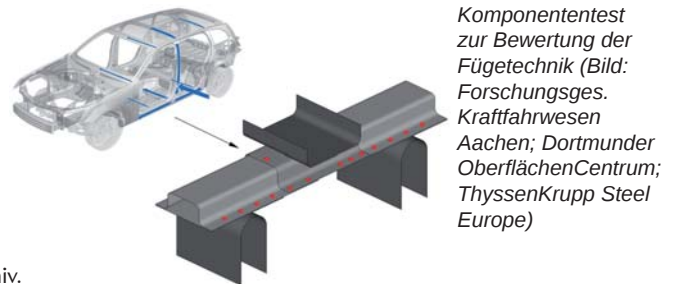
Zustandsraummodellierung nicht-proportionaler passiver Dämpfung von Werkzeugmaschinen

M. Wabner (Fraunhofer IWU); R. Neugebauer (Fraunhofer IWU / Univ.

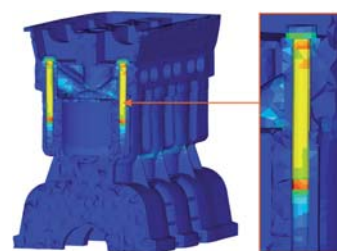
Chemnitz IWP); C. Scheffler, M. Schulten (Univ. Chemnitz, IWP)



Experimentelles und numerisches T-Stoß Modell am Ende der Analyse (Bild: Sika Technology AG / Université de Compiègne)



Komponententest zur Bewertung der Fügetechnik (Bild: Forschungsges. Kraftfahrwesen Aachen; Dortmunder OberflächenCentrum; ThyssenKrupp Steel Europe)



Spannungen im Motor aufgrund der Schraubenvorspannung (Bild: Intes GmbH)

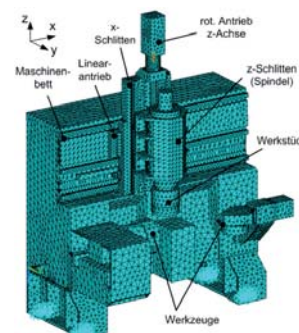
3-tägiger NAFEMS FEM Trainingskurs:
Einführung in die praktische Anwendung der FEM
6. - 8. Juni 2010, Wiesbaden

Seminare:
Die Integration von Strömungsberechnungen (CFD) in den Produktentwicklungsprozess
4. - 5. April 2011, Wiesbaden, Germany
Fortschritte in der Simulation von Composites
6. - 7. April 2011, Wiesbaden, Germany



NAFEMS WORLD CONGRESS 2011

23-26 MAY | BOSTON | USA



FEM-Modell der Zweiachs-Einspindel-Vertikaldrehmaschine (Bild: Fraunhofer IWU; Universität Chemnitz)

Alle bisherigen Ausgaben kostenlos downloaden unter: <http://www.nafems.org/magazin>



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

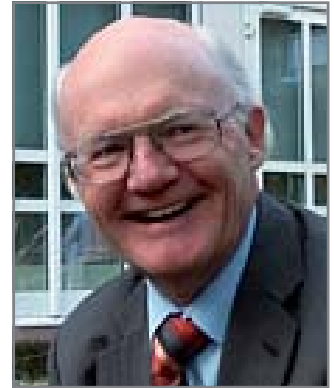
Sehr geehrte Leserin,
sehr geehrter Leser,

ein wesentlicher Teil von Ingenieurleistungen in der Strömungs- und Strukturmechanik besteht darin, das Verhalten von Strukturen und Strömungen zu simulieren. Aber auch auf anderen Feldern ist die Simulation wichtig für eine zuverlässige Vorhersage, so zum Beispiel bei thermischen oder chemischen Prozessen, in der Akustik, Optik, Meteorologie und nicht zuletzt in der Medizin und in der Finanzwelt. Mit Blick auf bestimmte Aspekte und gestützt auf Erfahrungen werden Modelle aufgestellt, mit denen das Verhalten in gewissen Grenzen berechenbar wird. Das gilt nicht erst, seitdem Konrad Zuse sich um die Entwicklung von Computern verdient gemacht hat; die Verfügbarkeit immer höherer Rechnerleistungen hat lediglich dazu geführt, dass die Simulationsmodelle komplexer und aufwändiger werden konnten. Ein früher entscheidender Aspekt der Modellerstellung, nämlich die einfache Berechenbarkeit, tritt heute mehr und mehr in den Hintergrund. Immer feinere Details können in das Modell einbezogen werden. Das kann leicht dazu führen, hierbei über das Ziel hinauszuschießen, sozusagen 'mit Kanonen nach Spatzen'. Im Prinzip ist das nicht schlimm; man wird den Spatzen mit einer dicken Kanone ebenso erlegen wie mit einer Schrotflinte, vorausgesetzt, man zielt in die richtige Richtung. Allerdings wird dann der Aufwand in keinem Verhältnis zum Ergebnis stehen. Wichtiger ist jedoch, dass bei aller Liebe zum Detail nicht der Blick auf das Wesentliche verloren geht: Das Modell muss so konzipiert sein, dass es die benötigten Aussagen mit hinreichender Sicherheit und Genauigkeit liefert. In den unterschiedlichsten Anwendungsbereichen der numerischen Simulation will NAFEMS dazu beitragen, dass Gefahren und Fallstricke erkannt und Wege zum erfolgreichen Einsatz entsprechender Software benutzt werden. Zu dem Zweck werden unter anderem Publikationen erarbeitet und Seminare zu bestimmten Schwerpunktthemen veranstaltet.

Neben aktuellen Informationen veröffentlicht das NAFEMS Online-Magazin regelmäßig Beiträge aus Seminaren, die im deutschen Sprachraum stattgefunden haben. Im vorliegenden Heft 17 finden Sie drei Beiträge aus dem Seminar 'Verbindungstechnische Aspekte bei Finite-Elemente-Berechnungen' vom April dieses Jahres, auf dem eine Reihe von Problemen der Simulation von Schweiß-, Klebe-, Niet- und Schraubverbindungen behandelt wurde. In dem ersten Beitrag geht es um die Simulation von strukturellen Klebverbindungen, insbesondere die Fragen der Modellierung, der Parameteridentifikation und der Validierung des Modells. Der zweite Beitrag behandelt die für Crash-Analysen von Kraftfahrzeugen wichtige Modellierung von Punktschweißverbindungen. Ein weiterer Beitrag befasst sich mit vorgespannten Schraubverbindungen einschließlich einer Optimierung der Schraubenpositionen und der Ermittlung des Schwingungsverhaltens vorgespannter Teile mit Kontakt. Schließlich wurde ein Beitrag zur Modellierung nicht-proportionaler passiver Dämpfung von Werkzeugmaschinen aufgenommen. Ich wünsche mir, dass Sie beim Lesen dieser Beiträge Anregungen für eine sachgerechte Modellierung erhalten, die zu einem erfolgreichen Einsatz der numerischen Simulation zur Lösung Ihrer Probleme führen.

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/de



EuroMold - World Fair for Moldmaking and Tooling, Design and Application Development

www.euromold.com



www.esi-group.com



www.intes.de



www.mscsoftware.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), (TU Berlin / Femcos mbH), D
 R. L. Dreisbach (The Boeing Company), USA
 D. Ellis, Idac Ltd., UK
 G. Miccoli, Imamoto, 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. 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. Werner Moretti (Schindler Elevator Ltd)
 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)

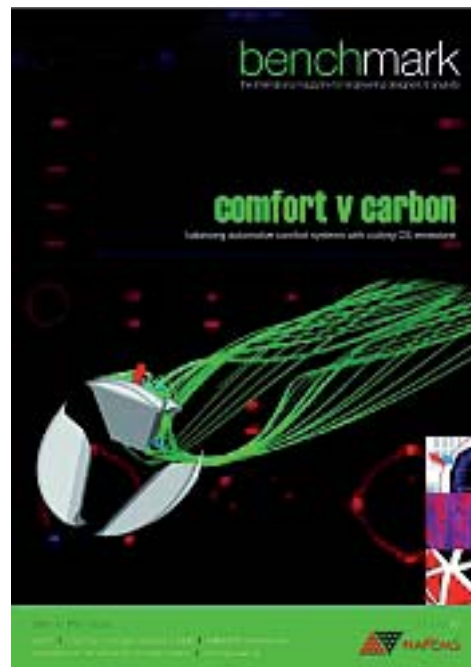
Mitglied bei NAFEMS?

NAFEMS hat weltweit über **950 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 950 Organisationen weltweit

Werden auch Sie Mitglied !



Die Zeitschrift „Benchmark“

Benchmark, das internationale NAFEMS Magazin, behandelte in der Oktober-Ausgabe unter anderem folgende Themen:

- Predicting Fuel Consumption and Thermal Comfort
- Practical Nonlinear Analysis in FEA
- Simulation of the Efficiency of Static Mixers
- Coupling 1D and 3D CFD
- EASIT2
- Bill Mair
- ...

Die nächste Ausgabe erscheint im Januar 2011.

Jetzt abonnieren – für Mitglieder natürlich frei!

www.nafems.org

Impressum

Editor-in-Chief

Prof. Dr. Klaus Rohwer,
Deutsches 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 01.01.2010

Verteilung / Bezug

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

Copyright © 2010, 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
Veranstaltungskalender.....	6
NAFEMS DACH Aktuell:	
Die nächsten Trainingskurse.....	7
Die nächsten Seminare.....	7
Schreiben Sie ein Buch - Invitation 2 Tender	7
Literatur	7
e-Library.....	7
Trainingskurs: Einführung in die praktische Anwendung der FEM.....	8
Trainingskurs: Introduction to CFD Analysis: Theory & Applications.....	9
Call for Papers	
- Die Integration von Strömungsberechnungen (CFD)	
in den Produktentwicklungsprozess	10
- Fortschritte in der Simulation von Composites	11
Rückblick: NAFEMS Europäische SDM Konferenz	12
Rückblick: NAFEMS Seminar „Bestriebsfestigkeit“	13
NAFEMS: EASIT ² - neues EU-Projekt.....	13
Stellenanzeigen	14 - 16
Neuigkeiten.....	17 - 23

FACHBEITRÄGE

Fokus Verbindungstechnische Aspekte

Kohäsivzonenmodell für die Finite-Element Simulation von strukturellen Klebverbindungen: Modellierung, Parameteridentifikation und Validierung	24
P. Jousset (Sika Technology); M. Rachik (Univ. de Compiègne)	
Ganzheitlicher Ansatz zur Versagensmodellierung von Schweißpunkten in der Crashsimulation	35
D. Pieronek (Forschungsges. Kraftfahrwesen Aachen); A. Marx (Dortmunder OberflächenCentrum); R. P. Röttger (ThyssenKrupp Steel Europe)	
Simulation und Optimierung von Bauteilverbindungen	47
R. Helfrich, I. Pflieger (INTES)	

Fokus Maschinendynamik

Zustandsraummodellierung nicht-proportionaler passiver Dämpfung von Werkzeugmaschinen	58
M. Wabner (Fraunhofer IWU); R. Neugebauer (Fraunhofer IWU /Univ. Chemnitz IWP); C. Scheffler, M. Schulten (Univ. Chemnitz, IWP)	

Rückmeldeformular	70 - 71
--------------------------------	---------

Bitte beachten Sie die Schaltungen unserer Anzeigenkunden:

Stellenanzeigen

Dassault Systemes Simulia GmbH.....	14
ISKO engineers AG	15
Key to Metals AG	15
ANSYS Germany GmbH	16

Werbeanzeigen

IBM Deutschland GmbH.....	17
NAFEMS.....	18

NAFEMS e-Learning Kurs: Composite FE Analysis

02.02. (4 Wo) Internet www.nafems.org/e-learning

NAFEMS

NAFEMS e-Learning Kurs: Structural Optimization in FE Analysis

01.03. (4 Wo) Internet www.nafems.org/e-learning

NAFEMS

PAM-STAMP Forum

März N.N. www.esi-group.com

ESI

NAFEMS Seminar: Die Integration von Strömungsberechnungen (CFD) in den Produktentwicklungsprozess

04.-05.04. Wiesbaden, D www.nafems.org

NAFEMS

NAFEMS Seminar: Fortschritte in der Simulation von Composites

06.-07.04. Wiesbaden, D www.nafems.org

NAFEMS

SIMPACT User Meeting

18.-19.05. Salzburg, A www.simpact.com

SIMPACT

Blechexpo Stuttgart

06.-09.06. Stuttgart, D www.blechexpo-messe.de

Messe Stuttgart



NAWC
NAFEMS WORLD CONGRESS 2011

23-26 MAY | BOSTON | USA

www.nafems.org/congress

PAM-CRASH Forum

Mai N.N. www.esi-group.com

ESI

NAFEMS Trainingskurs FEM:

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

06.-08.06. Wiesbaden, D www.nafems.org

NAFEMS

International Supercomputing Conference '11 (ISC)

20.-22.06. Hamburg, D www.supercomp.de/isc11/

ISC

Deutsche SIMULIA-Konferenz

19.-20.09. Bamberg, D www.simulia.com/de

Dassault Simulia

LS-DYNA Forum

13.10. Filderstadt, D www.dynamore.de

DYNAmore

ANSYS Conference & 29. CADFEM Users' Meeting

19.-21.10. Stuttgart www.usersmeeting.com

ANSYS/CADFEM

SYSWELD Forum

Oktober N.N. www.esi-group.com

ESI

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

Die nächsten NAFEMS Trainingskurse

Einführung in die praktische Anwendung der FEM (jetzt 3-tägig)
Wiesbaden - Inhalte und Infos auf Seite 8

06. - 08. Juni 2011

Introduction to CFD Analysis: Theory and Applications
Inhalte und Infos auf Seite 9

in-house

Das nächsten NAFEMS Seminare

**Die Integration von Strömungsberechnungen (CFD)
in den Produktentwicklungsprozess**
Wiesbaden - Call for papers und Infos auf Seite 10

04. - 05. April 2011

Fortschritte in der Simulation von Verbunden
Wiesbaden - Call for papers und Infos auf Seite 11

06. - 07. April 2011

Schreiben Sie ein Buch - Invitation 2 Tender

- Obtaining Parameters for Common Geotechnical Constitutive Models
- How to Undertake Fluid Structure Interaction
- How to Model Composite Materials
- Why Do Validation
- Essential Fluid Dynamics for CFD - Training Course Proposal
- How to Analyse and Process CFD Output
- How to Perform Dynamic FE Analysis
- Determination and Use of Material Properties for FE

www.nafems.org/publications/tender/

Literatur

NAFEMS bietet mit über 200 Publikationen eine umfangreiche Auswahl an Fachliteratur im Berechnungsumfeld an. Die zur Zeit häufig bestellten Publikationen sind zum Beispiel:

- International Journal of CFD Case Studies Vol 8
- Why Do Electromagnetic Finite Element Analysis?
- What is V&V
- NAFEMS North American 2008 Regional Summit:
NAFEMS 2020 Vision of Engineering Analysis and Simulation
- Quality Management in Engineering Simulation - A Primer for NAFEMS QSS
- BENCHmark Magazin

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

www.nafems.org/publications/e-library

Neuer 3-tägiger NAFEMS Trainingskurs FEM

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

06. - 08. Juni 2011 in Wiesbaden / Inhouse-Kurs

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

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

Inhalte

- Einführung, Grundbegriffe und Prinzipien
 - Freiheitsgrade / Lagerung / Freischneiden / Gleichgewichtsbetrachtung
 - Innere Kräfte / Beanspruchung / Schnittgrößen
 - Spannungszustände / Hauptspannungen
- Typische Beanspruchungsfälle
- Werkstoffparameter / Versagenshypothesen / Sicherheitsfaktor
- Wechsel- und Dauerfestigkeit, Ermüdung und Kerbwirkung

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

Referent



Dr. sc. techn. ETH/SIA
Yasar Deger

Herr Deger hat langjährige, breitgefächerte Erfahrung in der Praxis der 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“ erscheint beim Expert Verlag in der 5. Auflage und ist Teil der Kursunterlagen.

Kurssprache

Deutsch

Inhouse-Kurs

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

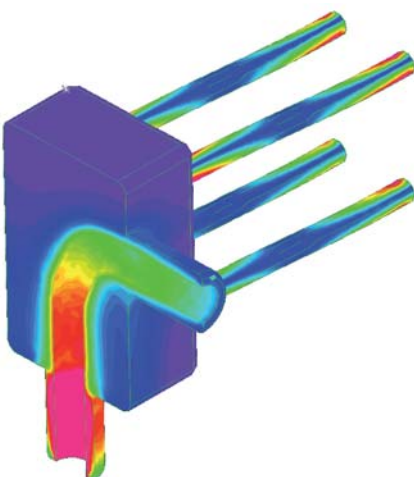
www.nafems.org/events/

2-tägiger NAFEMS Trainingskurs CFD

Introduction to CFD Analysis: Theory and Applications

Inhouse-Kurs

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



Inhalte

- Einleitung / Übersicht
- Welche Gleichungen werden in einem CFD-Programm gelöst?
- Beschreibung der Finite-Volumen Methode zur Lösung der Gleichungen anhand von Beispielen, Darstellung von Problemen / Fehlerquellen beim Lösungsprozess
- Tipps und Hinweise zur CFD-Vernetzung
- Praktische Umsetzung: Vom realen Bauteil zum Simulationsmodell
 - Überlegungen vor der Simulation
 - Annahmen und Voraussetzungen
 - Randbedingungen
 - Gittergenerierung
 - Erläuterung der Probleme an einem Praxisbeispiel
- Qualität von CFD-Berechnungen
 - Überprüfung von CFD-Ergebnissen / Kontrollmöglichkeiten
 - Bewertung der Ergebnisse von CFD-Berechnungen
- Ausblick auf weitere Entwicklungen / Tendenzen in der CFD-Welt (FSI, Optimierung,...)
- Fallbeispiele / Workshop / Diskussionen

Referent



Univ.-Prof. Dr.-Ing. habil.
Uwe Janoske

Herr Janoske hat langjährige, breitgefächerte Erfahrung in der Praxis auf dem Gebiet der Strömungsberechnung. An der Bergischen Universität Wuppertal vertritt er das Fachgebiet für Strömungsmechanik und ist über zahlreiche Forschungsprojekte und Industriekooperationen in unterschiedlichsten Anwendungen der Strömungsberechnung aktiv.

Kurssprache

Englisch

Inhouse-Kurs

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

www.nafems.org/events/

Die Integration von Strömungsberechnungen (CFD) in den Produktentwicklungsprozess

04. - 05. April 2011 in Wiesbaden

Die Entwickler von Produkten müssen heutzutage in der Lage sein, in kurzer Zeit verschiedene Varianten zu generieren und zu testen. Dabei müssen die Kundenspezifikationen, das Entwicklungsbudget und die oft engen Zeitvorgaben berücksichtigt werden. Um im starken Konkurrenzkampf mithalten zu können, werden von den Firmen immer leistungsfähigere und effizientere Produkte verlangt. Im Weiteren muss der Entwicklungsprozess auch flexibel genug sein, um auf kurzfristige Änderungen von Kundenwünschen reagieren zu können.

Für viele Anwendungen leistet die numerische Strömungssimulation (CFD) einen wichtigen Beitrag. Sei es bei der Entwicklung neuer Produkte oder bei der Optimierung von bestehenden Anlagen. Oft geht es auch darum, einen vorhandenen Prozess im Bezug auf die Stabilität des Ablaufs zu verbessern.

Aus diesem Hintergrund heraus ergibt sich eine zunehmende Tendenz hin zu einer engen Kopplung von Simulationswerkzeugen mit den Produktentwicklungsabläufen und zum Einsatz von fortschrittlichen Optimierungsmethoden.

Wurden früher numerische Strömungssimulationen (CFD) vorwiegend als eigenständige Disziplin zu einem eher späten Zeitpunkt in der Produktentwicklung durchgeführt, so sind heute mehr und mehr diese Tools schon bei der Konzeptionierung eines Produktes gefragt. So können schon in einem frühen Stadium der Entwicklung diverse Szenarien durchgespielt werden und deren Einfluss auf die Leistungsfähigkeit des Produktes sowie

das Zusammenspiel verschiedener physikalischer Prozesse in einem Gesamtsystem untersucht werden.

Diese Integration von Simulationswerkzeugen in einen Entwicklungsablauf stellt ganz spezielle Anforderungen an die Software und deren Anwender. Bei der Auslegung einer Strömungsmaschine zum Beispiel, steht zwar immer noch CFD im Vordergrund, aber auch das Zusammenspiel mit der Strukturmechanik und Thermodynamik muss gewährleistet sein. Somit gewinnt die sogenannte Multiphysics Simulation immer mehr an Bedeutung. Für den Anwender bedeutet dies, dass er über ein breites Wissen über diese vielfältigen Simulationsprozesse verfügen muss, um sicherzustellen, dass diese Werkzeuge innerhalb der zulässigen Grenzen verwendet und die Resultate korrekt interpretiert werden.

Auch die Anforderungen an die Softwarehersteller sind hoch. Um die Codes im industriellen Umfeld einsetzen zu können, müssen die physikalischen Modelle effizient implementiert sein und die Handhabung muss relativ einfach sein. Von großer Bedeutung ist die Validierung der Software, da immer mehr im virtuellen Rahmen entwickelt wird und Experimente nur noch punktuell oder gar nicht mehr durchgeführt werden.

Ziel der Seminars

Spezialisten und Führungskräfte auf dem Gebiet der Computersimulation von Strömungsvorgängen sollen einen umfassenden Überblick über den aktuellen Stand, Trends und zukünftige Herausforderungen erhalten.

Erwünschte Beiträge

Erwünscht sind Beiträge, die anhand konkreter Anwendungen die Möglichkeiten, und gegebenenfalls auch Grenzen, der im Produktentwicklungsprozess integrierten Strömungssimulation aufzeigen. Im Weiteren ist auch die Interaktion von Strömungsmechanik mit anderen physikalischen Disziplinen innerhalb des Entwicklungsablaufes von Interesse.

Technischer Koordinatoren

F. A. Muggli (Sulzer Innotec),
Dr.-Ing. A. Gill (ANSYS Germany GmbH),
beide Mitglieder des deutschen NAFEMS Steering Committees

Abstract

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

28. Januar 2011

Begleitende Ausstellung

Interessierte Aussteller melden sich bitte baldmöglichst mit beigefügtem Rückantwortformular an – die Ausstellungsfläche ist begrenzt.

Informationen

Nähere Informationen sowie ein Call for Papers (pdf) finden Sie unter:

www.nafems.org/events/nafems/2011/cfd11/

Fortschritte in der Simulation von Composites

06. - 07. April 2011 in Wiesbaden

Wenn unterschiedliche Werkstoffe geschickt kombiniert und sicher miteinander verbunden werden, können hervorragende Eigenschaften erreicht werden. Das gilt insbesondere für langfaserverstärkte Kunststoffe. Anerkannt und vielseitig genutzt werden die hohen gewichtsbezogenen Festigkeiten und Steifigkeiten von Strukturen aus Glas- oder Kohlenstofffasern, eingebettet in eine Kunstharzmatrix. Aber auch Naturfasern und Matrixmaterialien aus nachwachsenden Rohstoffen haben ein wachsendes Anwendungsspektrum. Zudem gibt es die Möglichkeit, die Matriceigenschaften durch Einbringung von Nanopartikeln wesentlich zu verbessern. Mit geeigneten Materialkombinationen lassen sich so die gewünschten Eigenschaften gezielt entwerfen und realisieren.

Numerische Simulation ist der Schlüssel für eine erfolgreiche Composite-Struktur; erst durch sie können aufwändige Testreihen und hohe Ausschussraten vermieden werden. Das beginnt bereits bei der Auswahl der beteiligten Materialien und der Konzeption für deren Zusammenwirken. Welche Fasern sind mit welchem Matrixmaterial zu kombinieren, und können vielleicht bestimmte Partikel zur Materialverbesserung beitragen? Die Vielzahl der Möglichkeiten erfordert eine rechnerische Vorhersage der Eigenschaften sowohl auf der mikroskopischen als auch auf der makroskopischen Ebene.

Auch die Herstellungsprozesse wie zum Beispiel die Drapierung trockenen Fasermaterials und die Harzinjektion können durch Simulation optimiert werden. Schrumpf und Spannungen aus dem Aushärte-

prozess können zu unerwünschten Verformungen führen, die vorab berechnet und in der Formgebung kompensiert werden müssen. Schließlich zeigen fertige Strukturen aus Verbundwerkstoffen spezielle Eigenschaften, Verhaltensweisen und Schädigungsmechanismen, die besondere Modelle und Analysetechniken erfordern.

Ziel des Seminars

Im Herbst 2007 hat NAFEMS ein erfolgreiches Seminar zum Thema 'Simulation von Verbunden – Material und Strukturen' veranstaltet. Seitdem ist die Entwicklung stürmisch vorangeschritten. Das gilt nicht nur für die Verbundwerkstoffe selber, sondern auch für die Fertigung und die Werkzeuge zur Simulation.

Das Seminar soll einerseits deutlich machen, welche Probleme mit den bekannten Programmsystemen bereits gelöst werden können und wie dabei vorzugehen ist. Andererseits sollen auch spezielle Entwicklungen für die Simulation von Composites vorgestellt werden, die gezielt einzelne Aufgaben angehen.

Anwendern wird damit eine umfassende Übersicht über die vorhandenen Möglichkeiten gegeben, aber auch die Entwickler erhalten Anregungen, wo noch Lücken sind und wie diese vielleicht geschlossen werden können.

Beiträge

Beiträge werden erbeten zu den Themenkreisen Mikromechanik der Composites, Fertigungssimulation, Berechnung geschichteter Struk-

turen, Analyse von Schadensauswirkungen und Schadensfortschritt, der Auslegung und Optimierung von Verbundstrukturen sowie deren Ermüdung und Betriebsfestigkeit. Damit soll die Basis gelegt werden für einen intensiven Meinungsaustausch über Fortschritt und Erfahrungen auf dem Gebiet der Simulation von Composites.

Auch die Darstellung von Schwierigkeiten und ungelösten Fällen aus der Praxis wird die Diskussion beleben und ist deshalb ausdrücklich erwünscht.

Technischer Koordinator

Prof. Dr.-Ing. Klaus Rohwer (DLR – Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt e.V.), Mitglied des deutschen NAFEMS Steering Committees

Abstract

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

28. Januar 2011

Begleitende Ausstellung

Interessierte Aussteller melden sich bitte baldmöglichst mit beigefügtem Rückantwortformular an – die Ausstellungsfläche ist begrenzt.

Informationen

Nähere Informationen sowie ein Call for Papers (pdf) finden Sie unter:

www.nafems.org/events/nafems/2011/Composites-DACH/

NAFEMS Konferenz - Rückblick

NAFEMS European Conference on Simulation Data and Process Management (SDM)

24. - 25. November 2010 in Frankfurt

Ende November fand die erste NAFEMS Konferenz zum Thema Simulation Data and Process Management (SDM) statt - und dies mit großem Erfolg.

Über 120 Teilnehmer folgten der Einladung nach Frankfurt, einen umfassenden und umfangreichen Überblick über den gegenwärtigen Stand der Technologie zu gewinnen. In einer begleitenden Ausstellung konnten sich Teilnehmer über Lösungen von Softwareanbietern und Dienstleistungsunternehmen informieren. Insgesamt 31 Präsentationen wurden gehalten - Vertreter von Unternehmen aus dem Bereich Automotive, Aerospace, Anlagenbau, Konsumgüterindustrie sowie von Forschungsinstituten und Software-Dienstleistern gaben in einem Marathon an interessanten Vorträgen den wohl umfassendsten Überblick über Simulationsdaten- und Prozessmanagement, der derzeit möglich ist.

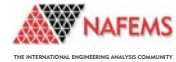
NAFEMS als anbieterneutrale und zukunftsweisende Institution, die neue Trends aufzeigt und den entsprechenden Wissenstransfer unterstützt, plant die Konferenz zu wiederholen. Die Frage, ob die Konferenz schon im nächsten Jahr organisiert wird, oder aber erst in zwei Jahren, ist noch nicht endgültig geklärt.

Im Rahmen des [NAFEMS World Congress](#), der vom 23. - 26. Mai 2011 in Boston, USA, stattfinden wird, soll das Thema in Form eines Symposiums mit Beiträgen aus Industrie und Forschung intensiviert werden. [Gerne nehmen wir Ihre Vorschläge entgegen.](#)

Folgende Unternehmen haben mit einem Vortrag beigetragen (in der Reihenfolge der Präsentationen):

- AUDI
- Virtual Vehicle Competence Centre Graz
- Hyundai Motor Europe Technical Center
- NAFEMS SDM Working Group
- German Aerospace Center
- Alenia Aeronautica
- LMS International
- Airbus Germany
- Samtech
- MSC.Software
- Beta CAE Systems
- Altair Engineering
- Siemens PLM Solutions
- Ford Motor Company
- DYNAmore
- Altair Engineering/C. Rob. Hammerstein
- Daimler
- BMW
- PSA Peugeot Citroen
- Siemens Drive Technologies Division
- MSC.Software
- Dassault Systèmes Simulia
- Prostep
- TU Darmstadt
- Flowmaster
- Ansys
- PD Tec
- Fraunhofer SCAI
- intrinSIM
- em engineering methods
- Tetra Pak/MSC.Software

Wir danken allen Vortragenden, Sessionleitern und Ausstellern. Insbesondere danken wir den Sponsoren Altair Engineering, BetaCAE, MSC. Software, Siemens PLM Solutions, Dassault Systèmes Simulia und ProStep für Ihre Unterstützung.



NAFEMS European Conference:
Simulation Process and Data Management (SDM)

24th - 25th November 2010, Frankfurt, Germany

Platinum Sponsors



Gold Sponsors



Sponsorenbanner

Ein CD mit den Präsentationen ist ab Februar 2011 zum Preis von 60,- Euro zzgl. ges. MwSt. und Versand erhältlich.

Sollten Sie am Thema interessiert sein, lassen Sie sich in unseren Verteiler aufnehmen. Bitte einfach eine e-mail an roger.oswald@nafems.org mit Ihren Kontaktdaten senden.

NAFEMS Konferenz - Rückblick

Simulationsbasierte Auslegung nach Betriebsfestigkeit und Lebensdauer

10. - 11. November 2010 in Frankfurt

Anfang November fand in Wiesbaden das Seminar zum Thema „Simulationsbasierte Auslegung nach Betriebsfestigkeit und Lebensdauer“ statt. Die technische Koordination hatte Prof. Manfred Zehn, TU Berlin, Vice Chairman of NAFEMS und Mitglied des deutschen NAFEMS Steering Committees, und wurde von Herrn Rainer Rauch (CADFEM GmbH) unterstützt. Über 100 Teilnehmer konnten sich anhand von 27 Vorträgen umfassend zum Thema informieren. Eine begleitende Ausstellung von Softwarestellern und Dienstleistern begleitete das Seminar.

Folgende Unternehmen haben mit einem Vortrag beigetragen (in der Reihenfolge der Präsentationen):

- Keynote Vortrag: Prof. Roland Rennert, IMA Materialforschung und Anwendungstechnik
- MAGNA STEYR Fahrzeugtechnik
- Robert Bosch
- MAN Diesel & Turbo SE
- Parker Hannifin
- dTech Steyr - Dynamics & Technology Services/Kässbohrer Transport Technik
- Hochschule Esslingen
- University Ljubljana/LMS International/BOSAL Research
- MSC Software GmbH/Viess-

- mann Werke
- Zollern/Steinbeis Transferzentrum „Neue Technologien in der Verkehrstechnik“
- Hottinger Baldwin Messtechnik
- FE-Design/BMW
- EAST-4D Carbon Technology
- Hr. Cuntze ehemals MAN Technologie
- Universität Hannover
- University of Luxembourg/Eurocomposites
- Altair Engineering/Chrysler
- Dassault Systemes Simulia
- FH Esslingen/CADFEM
- Samtech
- Areva NP
- Gesellschaft für Anlagen- und Reaktorsicherheit (GRS)
- Germanischer Lloyd Industrial Services
- Ingenieurbüro Huß & Feickert
- University of Applied Sciences, Munich / Siemens Industry Mobility Rolling Stock
- Magna Powertrain, Engineering Center Steyr
- Universität Siegen

Wir danken allen Vortragenden, Ausstellern und dem Sponsor Hewlett Packard.

Der Tagungsband mit den Manuskripten ist ab April 2011 zum Preis von 100,- Euro zzgl. ges. MwSt. und Versand erhältlich.



NAFEMS wird ein wesentlicher Partner in dem kürzlich verabschiedeten Europäischen Projekt EASIT2 (Engineering and Simulation Innovations-Transfer²).

Hauptziel des Projekts ist die Entwicklung eines einzigartigen, innovativen und vielseitigen Kompetenzrahmenwerks, das auf die Nutzung von Berechnungs- und Simulationsmethoden im Ingenieurbereich, wie z. B. Finite-Elemente-Berechnungen (Finite Element Method, FEM) und Strömungsberechnungen (Computational Fluid Dynamics, CFD) über alle Industriebereiche hinweg fokussiert.

Ziel ist es, die innovativen Erkenntnisse aus dem kürzlich erfolgreich abgeschlossenen CCOPPS Projekt aus dem Druckbehälterbau nun generell auf alle Industriebereiche zu übertragen, zu modifizieren und zu erweitern.

Es wurden drei Schlüsselbereiche definiert:

- Educational Base
- Competency Framework
- Registered Analyst Scheme (revised and updated)

Das Projekt wird geleitet von Prof. Dr. Jim Wood, University of Strathclyde, Mitglied des NAFEMS Councils.

Weitere Projektpartner sind AMEC Power & Process Europe, EADS Innovation Works, EnginSoft, E.ON, Geofem Ltd., Nevesbu, Nokia Corporation, Renault, Selex Galileo and Tetra Pak Carton Ambient S.p.A.

Informationen
www.nafems.org/projects/easit2/



Vortragsraum in Wiesbaden

Die Dassault Systemes Simulia GmbH (<http://www.simulia.com/de>) ist als Tochterunternehmen der Dassault Systèmes Simulia Corp. (RI, USA) in Deutschland sowie der deutschsprachigen Schweiz Ansprechpartner für die SIMULIA-Softwareprodukte. SIMULIA ist die Marke von Dassault Systèmes, dem Weltmarktführer von 3D- und PLM-Softwarelösungen, die ein skalierbares Lösungsportfolio für realistische Simulationen anbietet.



SIMULIA umfasst ein Produktportfolio, welches zum Ziel hat, realistische Simulation zum integralen Bestandteil bei der Entwicklung anspruchsvoller Bauteile zu machen. Mit einem umfangreichen Angebot an Schulungen, Veranstaltungen und Projekten bringen wir Kunden und Interessenten unsere Produkte näher: **Abaqus FEA** für lineare und nichtlineare FE-Berechnungen, in CATIA V5 und V6 integrierte Analyseprodukte, **Isight** zur Prozessautomatisierung und Parameteroptimierung, **Simulation Lifecycle Management** zum Verwalten von Simulationsdaten.

Zum Ausbau unserer Aktivitäten im Raum München suchen wir Sie als engagierte(n) und berufserfahrene(n)

Berechnungsingenieur/in

Abaqus für Barrieren-Simulation

Ihre AUFGABEN: In Zusammenarbeit mit einem unserer namhaften Kunden aus der Automobilindustrie werden Sie beim Aufbau großer und komplexer Finite-Elemente-Modelle vornehmlich aus dem Umfeld Barrieren für Crash-Simulationen mitwirken. Diese abwechslungsreiche Tätigkeit bietet Ihnen anspruchsvolle ingenieurwissenschaftliche Aufgabenstellungen sowie ständigen Kontakt zu Mitarbeitern unseres Kunden aus verschiedenen Simulationsabteilungen, die beim Modell Aufbau beteiligt sind.

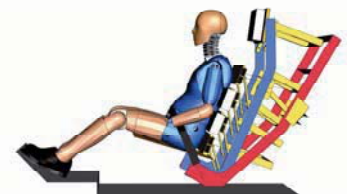
Abaqus für Insassenschutz-Simulation

Ihre AUFGABEN: In Zusammenarbeit mit einem unserer namhaften Kunden aus der Automobilindustrie werden Sie beim Aufbau großer und komplexer Finite-Elemente-Modelle vornehmlich aus den Bereichen Dummies/Insassenschutz mitwirken. Diese abwechslungsreiche Tätigkeit bietet Ihnen anspruchsvolle ingenieurwissenschaftliche Aufgabenstellungen sowie ständigen Kontakt zu Mitarbeitern unseres Kunden aus verschiedenen Simulationsabteilungen, die beim Modell Aufbau beteiligt sind.

Unsere ANFORDERUNGEN: Sie verfügen bereits über Erfahrung im Umgang mit kommerzieller Finite-Elemente-Software in der Crash- oder Insassensimulation. Sie besitzen gute Kenntnisse der technischen Mechanik und haben Ihr technisches Studium als Ingenieur/Master erfolgreich abgeschlossen. Sie haben Freude, Ihr Expertenwissen an den Kunden weiterzuvermitteln. Ihr Arbeitsstandort wird unser Büro in München sowie vielfach vor Ort beim Kunden in München sein. Abaqus-Vorkenntnisse sind vorteilhaft, aber nicht Voraussetzung. Ihre Englischkenntnisse sind für die Beschreibung komplexer technischer Zusammenhänge ausreichend, gute Kommunikationsfähigkeit und Teamgeist sind vorhanden.

Bewerbungen schriftlich an:
Dassault Systemes Simulia GmbH
Herrn Dr. Martin Küssner
Elisabethstr. 16
52062 Aachen
www.simulia.com/de

Nutzen Sie die Gelegenheit, mit technologisch führender Software neue Märkte zu erobern. Wir freuen uns auf Ihre aussagekräftigen Bewerbungsunterlagen!





ISKO engineers

Wir bieten folgende vakante Positionen an:

Standort München:

- Senior CAE Consultant (m/w)
- Berechnungsingenieur Steifigkeit/Festigkeit (m/w)
- Techniker für Simulation und Datenmanagement (m/w)

Standort Gaimersheim:

- Berechnungsingenieur Fahrzeugcrash/Insassenschutz (m/w)
- Diplom-/Masterarbeit: Simulation Hagelschlag mittels FEM – Erarbeitung einer validierten Methode (m/w)

Standort Empfinger:

- Berechnungsingenieure (m/w)

Haben Sie Interesse?

Dann finden Sie alle Details auf unserer Homepage: www.isko-engineers.de

Die ISKO engineers AG ist auf innovative Lösungen im CAE Umfeld spezialisiert.

Wir bieten unseren Kunden von der hochwertigen Simulation sowie Prozeßabbildung und -optimierung bis hin zur effizienten Software ein umfassendes Leistungspaket im Bereich der virtuellen Entwicklung an.

ISKO engineers AG • Frau Lang • Taunusstr. 42 • 80807 München
Tel. +49(0)89 37062-0 • jobs@isko-engineers.de • www.isko-engineers.de

Key to Metals AG owns and operates the world's most comprehensive metal properties database and is currently looking for

Sales Representative for the DACH Region

As leader in its field, KEY to METALS (www.keytometals.com) currently provides for customers from over 100 countries, from global leaders and Fortune 500 to the smallest businesses.

We are looking for the person that can increase company sales, increase market share and be quick to take opportunities in the German, Austrian and Swiss market.

Additional responsibilities will include managing & planning sales activities, carrying out market analysis and providing technical support to customers.

We can offer you:

- A dynamic position, with frequent and varied customer contact
- Opportunity to work for the leading company in its field
- High degree of autonomy in your role by managing your own territory
- Attractive salary and compensation package.

Skills required:

- 3+ years of outside sales experience, preferably in CAE, software or the metal-working industry
- A native German speaker, with a good knowledge of the English language
- Basic computer skills
- Qualified engineer is preferable, but it is not essential.

KEY to METALS
The World's Most Comprehensive METALS Database

For application, please send CVs to:
n.baumann@keytometals.com

THE WORLD
OF SIMULATION**ANSYS®**

www.ansys.com

ANSYS ist der weltweit führende Anbieter von Simulationssoftware und Simulationstechnologien mit über 1.600 Mitarbeitern an mehr als 60 Standorten. In Deutschland arbeiten mehr als 120 Mitarbeiter in unseren Büros in Darmstadt, Otterfing und Hannover an Lösungen für unsere Kunden im Herzen Europas. Unsere namhaften Kunden aus nahezu allen Industriebereichen straffen mit unseren innovativen Softwarelösungen ihre Produktentwicklungszyklen und erhöhen die Designsicherheit; das verschafft wertvolle Wettbewerbsvorteile.

Zur Verstärkung unseres Teams suchen wir zum nächstmöglichen Zeitpunkt für folgende Positionen engagierte Mitarbeiter/Innen:

Customer & Sales Support Engineer

Ingenieur mit CAE-Software Erfahrung und sehr guten Kenntnissen in Simulationstechnologien für Strömungsmechanik, Struktur-/Elektromechanik oder Thermodynamik

Customer & Sales Support Dispatcher

Organisationsexperte mit CRM Wissen und Erfahrungen in Simulationssoftware zur Annahme, Weiterleitung und Priorisierung von Kundenanfragen

Vertriebsingenieur

Verkaufstalent mit technischem Hintergrund im Software-, CFD-, CAD-Umfeld für unsere Neu- und Bestandskundenbetreuung

Vertriebsinnendienst

Effiziente Unterstützung unserer Vertriebsingenieure in der Kundenbetreuung inkl. Angebotserstellung, Bestellannahme und Reporting

Software Developer

Erfahrener CAE/CFD-Software-Entwickler mit exzellenten Design-Kenntnissen in "meshing generation" Technologien

Wir wünschen uns Teamplayer mit großem Engagement und hohem Qualitätsanspruch. Sehr gute Deutsch- und Englischkenntnisse in Wort und Schrift sind ein Muss, weitere Fremdsprachen von Vorteil.

Wenn Sie an einer abwechslungsreichen und anspruchsvollen Tätigkeit in einem zukunftsorientierten, stark wachsenden Unternehmen interessiert sind, gerne in engem Kontakt mit renommierten Kunden stehen und neueste technische Innovationen begleiten wollen, freuen wir uns auf Ihre aussagekräftige Bewerbung mit Angabe Ihrer Gehaltsvorstellung und des frühestmöglichen Eintrittstermins:

➤ <http://www.ansys.com/corporate/jobs-germany.asp>

Nähere Informationen zu unserem Unternehmen und den oben genannten Stellenangeboten erhalten Sie auf unserer Homepage: www.ansys.com.

ANSYS Germany GmbH | Human Resources

Staudenfeldweg 12 | 83624 Otterfing | Tel.: 08024 9054 683
Birkenweg 14a | 64295 Darmstadt | Tel.: 06151-3644 173

ALTAIR ENGINEERING

Erfolgreiche 4. Europ. Hyper-Works Technology Conference

Altair Engineering gab bekannt, dass 500 Ingenieure und Simulationsexperten von 275 Unternehmen aus 30 Ländern der Einladung zur 4. europäischen HTC nach Versailles gefolgt sind, um ihre Erfahrungen mit HyperWorks auszutauschen und mehr über die neuesten Trends zum Thema „Enterprise Simulation“ zu erfahren. Die hohe Anzahl der Teilnehmer machte die 4. europäische HTC zur größten CAE Veranstaltung Frankreichs.

Altair Engineering übernimmt SimLab Corporation

Altair Engineering gab die Übernahmevereinbarung für die SimLab Corporation bekannt. Die SimLab Corporation mit Hauptsitz in Rancho Santa Margarita, Kalifornien hat sich auf automatisierte Finite Elemente Modellierungslösungen spezialisiert, die für die Simulation von Antriebssträngen in der Automobil- und Schwermaschinenindustrie zugeschnitten sind. Im Rahmen der Vereinbarung wird Altair die SimLab Technologie und das Entwicklungsteam übernehmen und in die HyperWorks CAE Softwareentwicklung integrieren.

Kranhersteller TADANO FAUN Group entscheidet sich für Altair

Altair Engineering gab bekannt, dass sich die deutsche Entwicklungsabteilung der TADANO FAUN Group für die HyperWorks Suite und die darin enthaltenen Computer-Aided Engineering (CAE) Werkzeuge entschieden hat, um seine Kräne auszulegen und zu optimieren. Nach einer intensiven Benchmarkphase, während der FAUN eine Auswahl an CAE Werkzeugen vor Ort getestet hat, fiel eine klare Entscheidung für HyperWorks. FAUN wird die gesamte Softwareproduktpalette für den unternehmensweiten Produktentwicklungsprozess nutzen, darunter HyperMesh, RADIOSS, HyperView und OptiStruct.

www.altair.de

ANSYS

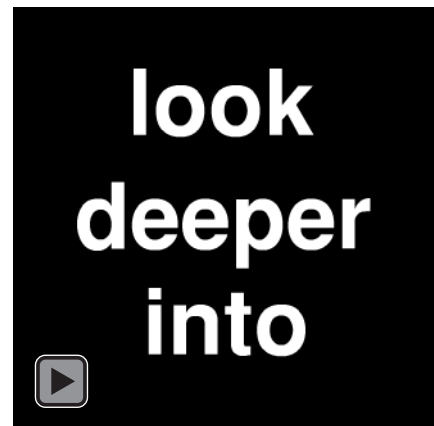
ANSYS 13.0: Genauigkeit, Geschwindigkeit und Leistung

ANSYS, Inc. hat die Verfügbarkeit der neuesten Version ihrer Engineering Simulation Technology Suite, ANSYS 13.0, bekanntgegeben. Die Software wird für die Optimierung von Produktentwicklungsprozessen eingesetzt, um Zeit und Kosten für die Umsetzung von Produktinnovationen zu verkürzen. Die fortschrittliche Technik hinter ANSYS 13.0 bietet hunderte von neuen Eigenschaften, mit denen Anwendern neue Produkte einfacher, schneller und kostengünstiger und mit einem hohen Maß an Vertrauen in die Simulationsergebnisse auf den Markt bringen können. ANSYS 13.0 bietet zusätzliche Vorteile in drei wesentlichen Bereichen: Größere Genauigkeit durch neue Solver-Methoden, höhere Produktivität auf Basis einer adaptiven Architektur und mehr Leistung durch Software und Rechenleistung. ANSYS 13.0 bietet eine Rechengeschwindigkeit, die dramatisch über denen früherer Software-Versionen liegt. Komplexe Multiphysics-Simulationen können schneller und effizienter durchgeführt werden und beschleunigen so die Produktentwicklung und Markteinführung.

ANSYS steigert Wettbewerbsfähigkeit von Red Bull Racing

Red Bull Racing gewann die diesjährige Formel 1-Konstrukteursweltmeisterschaft 2010, unterstützt durch Fahrzeugverbesserungen, die mit Simulationssoftware von ANSYS entwickelt wurden. Eine von zwei Formel 1-Weltmeisterschaften, die Konstrukteursweltmeisterschaft, geht an jenes Rennteam, welches in Summe die besten Ergebnisse in der laufenden Saison erzielt hat. Red Bull Racing nutzt im Formel 1-Wettbewerb ANSYS-Technologie, um Fahrzeugverbesserungen zu optimieren und dem Team so einen technischen Vorsprung zu verschaffen. Mit den vor der Saison 2009 eingeführten Testbeschränkungen ist die Bedeutung der numerischen Engineering-Simulation nochmals deutlich gestiegen. „Die Zeit, die

Werbeanzeige



wir mit Tests verbringen können, ist extrem begrenzt“, sagt Steve Nevey, Business Development Manager bei Red Bull Racing. „Angesichts dieser Restriktionen haben wir uns entschieden, die Aerodynamik unserer Rennwagen, die inzwischen ein Schlüsselfaktor für den Gewinn der Meisterschaften ist, mit Software von ANSYS virtuell zu optimieren. Da die Vorhersagen, die wir mit ANSYS treffen können, überaus genau sind, können wir Neuentwicklungen schnell auf die Strecke bringen.“

www.ansys.com

AUTODESK

Autodesk Digital Prototyping Forum 2010 ein voller Erfolg

Autodesk veranstaltete am 9. November 2010 bereits zum fünften Mal das Digital Prototyping Forum (ehemals Inventor Forum). Wie auch letztes Jahr fand das Anwendertreffen im „darmstadthaus“ in Darmstadt statt. Zahlreiche Kunden von Autodesk und Interessierte nutzten das Event, um ihr Wissen zu vertiefen und von Experten zu lernen. Im Mittelpunkt stand die digitale Produktentwicklung mit Autodesk-Lösungen wie Autodesk Inventor, Autodesk Moldflow, Autodesk Vault, Autodesk Alias und Autodesk Algor.



„NAFEMS Membership is a must for all those truly involved with numerical analysis, for continuous improvement and learning and sharing of experience.“

Instituto Tecnologico de Aragon

Creating Awareness | Delivering Education | Stimulating Standards



NAFEMS is the International Association for the Engineering Analysis Community: an independent, not-for-profit, international membership association, owned by its members. The scope of its activities encompasses all simulation technology, including Finite Element Analysis and Computational Fluid Dynamics. As new application areas and techniques constantly evolve, NAFEMS becomes involved to create awareness and deliver appropriate education and training.

NAFEMS publications and benchmarks are widely regarded within the engineering analysis community as the most authoritative source of information available. The areas covered by NAFEMS are expanding year by year with the growth in membership, and people increasingly view NAFEMS as a one-stop shop for all aspects of information on engineering analysis.

For engineering analysts, NAFEMS offers an excellent platform for continuous professional development.

**Get Involved.
Join NAFEMS Today.**

www.nafems.org

Nahezu 1.000 Teilnehmer machten das Digital Prototyping Forum zu einem vollen Erfolg. In Ihrer Eröffnungsrede erklärten Wolfgang Lynen, EMEA Campaign Manager Manufacturing, und Amy Bunszel, Senior Director Digital Engineering, von Autodesk, die Entwicklung der Autodesk-Lösungen im Bereich Mechanik und Maschinenbau. Zentrale Aussage war, dass die Autodesk-Lösungen Konstrukteuren immer mehr Funktionalitäten sowie Hilfestellungen geben, um ein Produkt von der ersten Idee bis hin zur fertigen Konstruktion entwerfen, visualisieren, simulieren und analysieren zu können.

www.autodesk.de

BETA CAE

Neue Version ANSA v13.1.1

BETA CAE Systems S.A. gibt die Verfügbarkeit der Version ANSA v13.1.1 bekannt. Die Version ersetzt alle bisherigen Pre-Releases, d. h. Downloads vor dem 9. Dezember 2010.

www.beta-cae.gr

CADFEM

CADFEM & ANSYS: 700 Gäste zur Anwenderkonferenz

„Smart Simulation for Smart Products“ war das Motto der diesjährigen ANSYS Conference & 28. CADFEM Users' Meeting vom 3. – 5. November 2010 im Eurogress Aachen. Die Veranstaltung war einmal mehr eine der größten Anwendertagungen des Jahres auf dem Gebiet der numerischen Simulation in Europa. Rund 700 externe Teilnehmer aus Industrie, Forschung und Hochschule konnten die Veranstalter CADFEM und ANSYS Germany in diesem Jahr in Aachen begrüßen. Für diese entpuppte sich Aachen, die Stadt der Brunnen und Quellen, wie erwartet zu einer riesigen Informationsquelle rund um die Simulation mit der ANSYS Produktfamilie und komplementären Tools. Stand der erste Veranstaltungstag, der Mittwoch, noch ganz im Zeichen der gerade erschienenen neuen Ver-

sion des Softwarepaketes ANSYS 13.0, so konnten die Teilnehmer am zweiten Tag zwischen 14 parallel stattfindenden Vortragssträngen zu unterschiedlichen Anwendungsgebieten wählen: Von der Strömungsmechanik über strukturelle Themen wie Betriebsfestigkeit oder Optimierung bis hin zur Multiphysik einschließlich ganz neuer Bereiche wie der Simulation in der Batterieentwicklung. Im CAE-Forum diskutierten Praktiker aus renommierten Firmen wie Liebherr, Kolbenschmidt Pierburg oder Bauknecht Wirtschaftlichkeitsfragen der Simulation. Am dritten Konferenztag konnten die Besucher ihr Fachwissen in zahlreichen Kompaktseminaren zu verschiedenen Anwendungen erweitern. Über 30 ausstellende Firmen, darunter die Hauptsponsoren HP, Intel und Microsoft sowie unzählige Gelegenheiten zum fachlichen Austausch mit anderen Anwendern oder den Verantwortlichen von ANSYS und CADFEM rundeten das immense Informationsangebot ab. Der „nicht-technische“ Teil der Veranstaltung nach Feierabend führte die Teilnehmer in die „Caverne de Geulhem“ über die Grenze nach Holland. Im verwinkelten Höhlensystem im südlirnburgischen Hügelland wurde bei Live-Musik bis in die frühen Morgenstunden gefeiert.

www.cadfem.de

CD-ADAPCO

STAR-CCM+ V5.06

Die Version von STAR-CCM+ V5.06 bietet nun auch Möglichkeiten des Discrete Element Modeling.

www.cd-adapco.com

COMSOL

Neue COMSOL Version 4.1

Die COMSOL Multiphysics GmbH kündigt die Veröffentlichung seiner marktführenden multiphysikalischen Modellierungs- und Simulationsumgebung COMSOL Multiphysics Version 4.1 für November dieses Jahres an. Das neue Release wurde auf der europäischen COMSOL Konferenz,

die vom 17. bis 19. November in Paris stattfindet, offiziell vorgestellt. Das Hauptaugenmerk der Version 4.1 liegt auf der Steigerung der Produktivität. Dieses neue Release baut auf der in Version 4 eingeführten modernen Architektur auf. Erweitert um eine Vielzahl zweckmäßiger neuer Funktionen, lässt sie den Modellierungs- und Simulationsprozess produktiver werden.

www.comsol.de

DASSAULT SYSTEMES SIMULIA

Release Abaqus 6.10-EF

Mitte November erschien das neue Release 6.10-EF. Wie alle EF-Versionen enthält auch 6.10-EF viele neue Funktionalitäten und hat - wie jedes Release - die volle Qualitätssicherung durchlaufen. Die Liste der Neuerungen ist lang, hier ein Auszug: Substruktur-Unterstützung in Abaqus/CAE; 3D Pressure Penetration; Verbesserung beim Kontakt, auch in Verbindung mit Dichtungselementen; parallelisierter AMS-Eigenwertlöser und allgemein verbesserte parallele Performance; benutzerdefiniertes Versagenskriterium für netzunabhängiges Risswachstum mit XFEM; mirror-feature auf Part-Ebene in Abaqus/CAE; tapered beams in Abaqus/Standard; Kalibrierung elastisch-plastischer Materialdaten in Abaqus/CAE; Darstellung von Streamlines im Abaqus/Viewer für CFD-Analysen; verbesserte Darstellung von Constraints in Abaqus/Viewer; Aufnahme des NumPy-Moduls in Abaqus/Python.

Studenten-Version Abaqus 6.10

Das Release Abaqus 6.10 gibt es als preiswerte „Student-Edition“ zum Selbststudium mit einer Begrenzung der Knotenanzahl auf maximal 1000. Die Kosten liegen bei EUR 99.- (inkl. MwSt.) für die DVD bzw. EUR 119.- (inkl. MwSt.) für die DVD mit Einführungsbuch.

Rückblick Deutsche SIMULIA Konferenz

Am 20. und 21. September fand in Heidelberg die diesjährige Deutsche

SIMULIA-Konferenz statt. Mit 200 Teilnehmern erfuhr die Veranstaltung einen äußerst regen Zulauf. In rund 50 Vorträgen konnte sich das Fachpublikum ein Bild vom breiten Anwendungsspektrum der SIMULIA-Produkte in Industrie und Forschung machen und sich über die neuesten Entwicklungen in den SIMULIA-Produkten informieren. Bei der begleitenden Fachaussstellung präsentierten 17 Partnerfirmen ihre Lösungen im SIMULIA-Umfeld. In drei Tutorien am Vormittag vor der Konferenz konnten sich Interessierte vertiefend über spezielle Anwendungsthemen informieren. Ein festliches Abendessen am Montagabend auf dem Heidelberger Schloss sowie der nun schon traditionelle FEM-Stammtisch in urigem Ambiente am Vorabend rundeten das Tagungsprogramm ab.

www.simulia.com/de

DYNAMORE

LS-DYNA Forum 2010 – ein voller Erfolg

Das 9. LS-DYNA Forum fand in diesem Jahr vom 12. - 13. Oktober in Bamberg statt. Fast 300 Teilnehmer konnten sich gemeinsam mit anderen Anwendern und Entwicklern für zwei Tage in die Welt von LS-DYNA begeben und nutzten das Treffen als Plattform für den Wissensaustausch in Sachen LS-DYNA, LS-OPT und den dazugehörigen CAE-Prozessketten. In 80 Vorträgen berichteten Anwender über ihre Erfahrungen mit LS-DYNA aus unterschiedlichen Industriezweigen. Zudem gaben Software-Entwickler einen Einblick in die Möglichkeiten und in die Anwendung neuer Implementierungen. Keynote-Vorträge wurden von Prof. M. Kaliske (TU Dresden), Dr. Steffen Frik (Adam Opel GmbH), Herbert Klamser (Dr. Ing. h.c. F. Porsche AG), Klaus Wiegand (Daimler AG), Christophe Lemaitre (Faurecia), Tayeb Zeguer (Jaguar Cars), Paul Du Bois (Consultant) und Dr. John Hallquist (LSTC) gehalten. Zusätzlich zu den üblichen Vortragsschwerpunkten Crash- und Umformsimulation wurden in diesem

Jahr zahlreiche Präsentationen zur Modellierung von faserverstärkten Kunststoffen, zur fortgeschrittenen Insassensimulation und erstmals auch zum Thema Simulationsdatenmanagement (SDM) und stochastische Absicherung von Ergebnissen gegeben. In einer begleitenden Fachmesse mit über 20 Ausstellern erhielten Teilnehmer neueste Informationen zur Hard- und Software rund um LS-DYNA und LS-OPT.

Audi AG erteilt DYNAmore Auftrag zur Softwareentwicklung

DYNAmore hat von der Audi AG den Auftrag erhalten, ein durchgängiges System zur Integration von simulierten und experimentellen Daten zu entwickeln. In dem auf mehrere Jahre ausgelegten Softwareprojekt steht eine ganzheitliche Betrachtung der relevanten Daten im Vordergrund. Die effektive und schnelle Darstellung und die vergleichende Bewertung der experimentellen und simulierten Daten für unterschiedliche Modellvarianten ist ebenfalls Inhalt des neu zu entwickelnden Softwaresystems. Sowohl bei der Beschaffung der Daten als auch bei der Aufbereitung und graphischen Auswertung der Daten wird eine erhebliche Effizienzsteigerung durch den Einsatz des Systems CAVIT erwartet. Neben der integrierten Visualisierung der simulierten und experimentellen Daten zählen die automatisierte Auswertung und Berichtsgenerierung ebenfalls zu den Anforderungen an das geplante CAVIT-System.

EvaRID zur Untersuchung von Schleudertraumata

Das LS-DYNA Modell des Dummies BioRID II von DYNAmore ist im EU-Projekt ADSEAT Basis für Studien von Verletzungsmechanismen beim Heckaufprall für kleinere Insassen. Ungefähr 70 % der Versicherungskosten von langfristigen Verletzungen entstehen durch Schleudertraumata, die vornehmlich beim Heckaufprall auftreten. Für Insassen, die der mittleren Größe eines Mannes entsprechen, wurde die Verletzung bereits umfassend untersucht und es existieren Prüfverfahren, um die Verletzungen abzuschätzen. Für

kleinere Insassen hingegen existieren noch keine Prüfverfahren, obwohl diese Verletzungen bei Frauen häufiger auftreten als bei Männern. Ein großes Potential zur Verringerung der Unfallschwere liegt in der Konstruktion des Sitzes und der Kopfstütze. Um die Entwicklung sicherer Sitze für alle Insassengrößen zu fördern, wurde von der EU das Projekt ADSEAT initiiert. In diesem Projekt arbeiten Automobilkonzerne, Sitzhersteller, Versicherungsgesellschaften und Forschungseinrichtungen zusammen, um die Verletzungsmechanismen zu untersuchen und ein Prüfverfahren zu erarbeiten. Das Finite Elemente Modell des BioRID II, das DYNAmore zusammen mit dem FAT (Forschungsgesellschaft Automobiltechnik, Teil des VDA) entwickelt hat, wurde entsprechend den biometrischen Daten einer Frau angepasst. Das Modell ist nun in einer ersten Version fertig gestellt und trägt den Namen EvaRID. Mit dem LS-DYNA Modell können die Projektpartner untersuchen, inwieweit Ergebnisse von größeren Insassen auf kleinere Insassen übertragen werden können. In dem bis 2013 laufenden Projekt ADSEAT werden Unfall- und Testdaten ausgewertet und mit der Berechnung verglichen. Die gewonnenen Ergebnisse sind Basis für weitere Updates des EvaRID-Dummies. In einem abschließenden Arbeitspaket sollen Richtlinien erarbeitet werden, die eine sichere Sitzkonstruktion erlauben.

www.dynamore.de

ESI GROUP

ESI gibt die PAM-CEM Simulation Suite 2010 frei

Die Simulationslösung PAM-CEM von ESI ermöglicht die Erstellung und Analyse realistischer Modelle bereits in der frühen „elektromagnetischen“ Konstruktionsphase. Dank einzigartiger Kopplungsmöglichkeiten bietet PAM-CEM die Beurteilung multiskalarer elektromagnetischer Phänomene im mittleren und hohen Frequenzbereich, wodurch Endanwender in die Lage versetzt werden, komplett ausgestattete

3-D-Modelle mit komplexen On-Board-Antennen sowie hoch entwickelten Kabelnetzen verarbeiten zu können. Die Version 2010 der PAM-CEM-Simulationslösung enthält bedeutende Verbesserungen mit entscheidenden Vorteilen für industrielle Anwender. Zwei dieser Verbesserungen sind speziell für die Automobil- und Marinebranche von Interesse: Ein über das herkömmliche Rechengelände hinausreichender direkter Zugriff auf die vollständige elektromagnetische Umgebung, wodurch beispielsweise reflektierende Fahrzeuge oder Hindernisse, sofern vorhanden, berücksichtigt werden können. Ein spezielles Softwaretool für hohe Frequenzen, das sich auf die Strahlenoptik in Verbindung mit der 'Equivalent Edge Diffraction' stützt, eignet sich für aeronautische RADAR-Anwendungen oder die Untersuchung der Antennenstrahlung an Bord großer Schiffe.

ESI gibt die Freigabe von PAM-RTM 2010 bekannt

Das Harzinfusionsverfahren ist ein weit verbreiteter Prozess bei der Herstellung großer Verbundwerkstoff-Komponenten, wie z. B. bei Rotorblättern für Windkraftanlagen oder Flügelkästen im Flugzeugbau. Die genaue Festlegung der Belüftungspositionen sowie die Einspritzungsstrategie stellen jedoch bei großen, komplexen Teilen, die aus verschiedenen Verbundmaterialien und Einsätzen hergestellt wurden und bei denen der Harzfluss über die Dicke nicht gleichmäßig ist, eine echte Herausforderung dar. Bisher gab es kein Simulationswerkzeug für die präzise Handhabung großer 3D-Modelle. Kunden waren deshalb gezwungen, umfangreiche und zeitaufwändige Versuche durchzuführen, um einen zufriedenstellenden Herstellungsprozess zu erreichen.

www.esi-group.com

FE-DESIGN

TOSCA FLUID 2.1

Die neue Version 2.1 des modularen Systems TOSCA Fluid für Topologie-Optimierung von Strömungsproble-

men bietet verschiedene wichtige Verbesserungen und Erweiterungen, besonders für die Nachbearbeitung und die anschließende Verarbeitung von CAE Optimierungsergebnissen.

Nichtlinearitäten in der Optimierung TOSCA STRUCTURE

TOSCA Structure unterstützt viele Arten von Nichtlinearitäten für Topologie-, Gestalt- und Sickenoptimierung. Diese Funktionalitäten wurden für die aktuelle Version 7.0.2 noch weiter verbessert. Komplexe FE-Modelle können mit geometrischen Nichtlinearitäten, Kontakt-Definitionen (Gleiten, Reibung, Lagrange usw.) und vielen Arten von nichtlinearen Materialien optimiert werden, abhängig vom FE-Solver. Es erlaubt dem Benutzer, die genaueren und realistischeren Ergebnisse der nichtlinearen FE-Modelle direkt, ohne Vereinfachung, in der TOSCA Structure Optimierung zu verwenden.

www.fe-design.de

FRAUNHOFER SCAI

Abteilung Virtual Material Design an der Universität Bonn

Die Abteilung „Virtual Material Design“ des Fraunhofer-Instituts für Algorithmen und Wissenschaftliches Rechnen SCAI hat ihre Arbeit an der Universität Bonn aufgenommen. Die erste Fraunhofer-Außenstelle an der Universität sitzt am Institut für Numerische Simulation in der Wegelerstraße 6. Unter der Leitung von Dr. Jan Hamaekers widmen sich die Fraunhofer-Forscher der Simulation neuer Materialien auf der Nano-, Mikro- und Makro-Skala auf Hochleistungs-Parallelrechnern. Dabei nutzen sie moderne numerische Multiskalen-Methoden aus der Quantenmechanik, Moleküldynamik und der Kontinuumsmechanik. Ziel der Abteilung „Virtual Material Design“ ist es, innovative Werkstoffe mit besonderen Eigenschaften zu kreieren und zu untersuchen. Struktur- und Designvorschläge sollen dabei noch vor der realen Synthetisierung im Labor gemacht werden, um so kostenintensive Experimente im Labor durch virtuelle

Experimente zu ersetzen. Durch numerische Simulationen können somit die Entwicklungskosten substantiell reduziert werden und auch vollkommen neuartige Materialien gefunden werden.

www.scai.fraunhofer.de

IBM

Großrechner an Karlsruher Institut für Technologie

IBM, das Forschungszentrum Informatik und das Karlsruher Institut für Technologie gründen das neue „Informatics Innovation Center (IIC)“. Der Großrechner stärkt die Lehre und Forschung im Bereich Mainframetechnologie und ermöglicht flexible Cloud-Services für andere wissenschaftliche Einrichtungen. Die Rechenpower soll das gemeinsame Forschungsprojekt „HOMER“ voran bringen und die Sicherheit in der Cloud auf ein bisher unerreichtes Niveau erhöhen. Studierende profitieren von der praxisnahen Ausbildung an dem modernen Großrechner und verbessern ihre Arbeitsmarktchancen.

IBM Forschung:

Neue Speicherarchitektur

Auf der Supercomputing 2010-Konferenz hat IBM Details eines neuen Speicherarchitektur-Designs aus der IBM Forschung vorgestellt, das sehr große Datenmengen doppelt so schnell wie bisher möglich auswertbar macht. Besonders geeignet für Cloud-Computing-Anwendungen und rechenintensive Workloads wie Digital Media, Finanzanalytik und Data Mining, kann die neue Architektur wertvolle Stunden an Berechnungszeit bei komplexen Compute-Jobs einsparen, ohne dass Anwender sehr große Infrastruktur-Investitionen dafür tätigen müssten.

TPC-C Benchmark-Rekord für x86-64-Transaktionsverarbeitung

IBM hat das bisher höchste TPC-C-Benchmark-Resultat, das jemals von einem x86-64-Prozessor-basierten System erreicht wurde, bekanntgegeben. Ein IBM System x3850 X5-

Server konnte jetzt 2.308.099 tpmC (Transaktionen pro Minute, Typ C) bei einem Preis-Leistungsverhältnis von 0,64USD/tpmC bewältigen.

IBM erweitert Private-Cloud-Angebote

IBM hat die Lösungspalette an vor-integrierten Cloud-Service-Delivery-Plattformen unter dem Markennamen „CloudBurst“ erweitert um eine neue POWER7-basierte Appliance sowie einem separaten Softwares-tack, der auf bereits bei Kunden vorhandenen IBM oder Non-IBM-Servern zum Einsatz kommen kann.

www.ibm.com

INTES

INTES gründet neue Tochtergesellschaft INTES Japan K.K.

INTES GmbH mit Sitz in Stuttgart gab die Gründung einer Tochtergesellschaft in Japan bekannt. INTES Japan K.K. hat seinen Sitz in Tokio und nahm seinen Betrieb am 1. Juli 2010 auf. Als Direktoren wurden berufen: Masafumi Shimozono and Reinhard Helfrich, Geschäftsführer der INTES. INTES Japan wird die Produkte der INTES in Japan vermarkten und unterstützen. INTES Japan wird alle erforderlichen Dienstleistungen für den Vertrieb der Produkte und den gesamten Kundendienst und die Benutzerberatung erbringen. Zusätzlich wird INTES Japan auch Berechnungsprojekte im Auftrag der Kunden durchführen. „Mit unserer Investition in den Aufbau der INTES Japan verbinden wir eine klare Aussage an unsere japanischen Kunden, dass wir sie in der Anwendung unserer Softwareprodukte optimal vor Ort unterstützen wollen.“ sagte Reinhard Helfrich, Geschäftsführer der INTES. „Das neue Unternehmen bringt unsere exzellente Software-Produktfamilie in einen großen Markt mit vielen sehr erfahrenen Ingenieuren, welche die Finite-Elemente-Anwendungen sehr genau kennen und neugierig sind zu erfahren, wie sie Ihren Durchsatz noch weiter verbessern können.“ INTES GmbH entwickelt und vermarktet die Finite-

Elemente (FE) -Softwareprodukte PERMAS and VisPER. Die Kunden stammen aus verschiedenen Branchen wie Automobilindustrie, Maschinenbau, Luft- und Raumfahrt, und Schiffbau. Die Anwendungen umfassen Simulationen im Bereich Thermo-Mechanik, Vibro-Akustik, und Optimierung. Die Software ist bekannt für ihre außergewöhnliche Leistungsfähigkeit bei umfangreichen Berechnungen. Insbesondere erreichen spezielle Hochleistungs-algorithmen für Kontaktanalysen und die gekoppelte Fluid-Struktur-Akustik kürzeste Rechenzeiten. Die Integration solcher Analysen mit Optimierungsmethoden ermöglicht den simulationsgetriebenen Entwurf in der Bauteilentwicklung. Für mehr Informationen besuchen Sie bitte www.intes.de

www.intes.de

MSC.SOFTWARE

MD Nastran Desktop für in mittelständische Unternehmen

MSC.Software gab die Markteinführung der Computer Aided Engineering (CAE) Software MD Nastran Desktop bekannt. MD Nastran Desktop ist ein Berechnungsprogramm, mit dem Ingenieure Produkte in einer virtuellen Welt entwickeln, testen und optimieren können. Die Software eignet sich nicht nur für erfahrene Berechnungsingenieure, sondern durch seine skalierbare, benutzerfreundliche Oberfläche auch für Einsteiger. MD Nastran Desktop ist speziell für kleine und mittelständische Unternehmen sowie Zulieferbetriebe konzipiert.

MSC.Software veröffentlicht Version MD Nastran 2010

MSC.Software gab die Markteinführung von MD Nastran 2010 bekannt. Das Produkt steht ab sofort zum Download bereit. Die neue Version besitzt erweiterte nichtlineare Berechnungsmöglichkeiten und Anwender benötigen nur noch ein Modell für lineare und nichtlineare Analysen. Auch die Optimierung wird einfacher, da mehrere Optimierungsläufe zusammengefasst werden können. Zudem haben Anwender

die Möglichkeit, neue physikalische Aufgabenstellungen anzugehen. MD Nastran 2010 erlaubt bidirektionale thermomechanische Kopplung und Kopplung mit CFD-Codes.

www.mscsoftware.com

PROSTEP

ANARK und PROSTEP

besiegeln 3D-PDF-Partnerschaft
Darmstadt, Deutschland und Boulder, USA - 30. November 2010 - Die Anark Corporation, führender Anbieter für automatisierte 3D-CAD-Konvertierungs- und Visualisierungslösungen, und die PROSTEP AG, führender Spezialist im Bereich Produktdatenintegration, gaben heute bekannt, dass sie zukünftig im Bereiche Technologie und Kundenimplementierung partnerschaftlich zusammenarbeiten werden. Damit soll das Potential voll ausgeschöpft werden, das Adobes 3D-PDF-Format als offener und frei verfügbarer Datencontainer für 3D-Entwicklungs- und Fertigungsanwendungen bietet. Diese neue Partnerschaft hat zum Ziel, Kunden die jeweils besten Automatisierungslösungen für die Konvertierung von CAD- oder PLM-Daten in 3D-PDF zu bieten.

www.prostep.com

SAMTECH

Altair Engineering und SAMTECH bündeln Kräfte

HyperMesh und HyperView, die Pre- und Postprocessing Software von Altairs CAE-Software Suite HyperWorks wurde an SAMTECHs SAMCEF Software angebunden. SAMTECHs SAMCEF Software ist eines der verbreitetsten Finiten Elemente (FE) Solver Werkzeuge in der europäischen Luft- und Raumfahrtindustrie sowie bei militärischen Anwendungen. SAMTECH ist außerdem einer der führenden Anbieter von Simulationssoftware für FEA und Optimierung.

www.samtech.com

SIEMENS PLM SOFTWARE

Neue Femap-Version optimiert Produktentwicklung

Siemens PLM Software bringt eine neue Version von Femap, der PC-basierten Komponente für Finite-Elemente-Modellierung der Velocity-Series, auf den Markt. Femap 10.2 zeichnet sich vor allem durch einfache Bedienbarkeit aus. Die High Performance-Lösung blickt auf eine 25-jährige Erfolgsgeschichte zurück. Mit Femap 10.2 lassen sich vernetzte Modelle schneller und einfacher erstellen. Konstrukteure verwenden diese Modelle für die Simulation und Analyse des Produktverhaltens auf Basis der Finite-Elemente-Analyse (FEA). Durch die zusätzlichen Features der neuesten Version können noch präzisere Modelle erstellt und die Ergebnisse der Analyse visuell ausgewertet werden: Die notwendigen Prozesse beim Erzeugen von Modellen lassen sich verschlanken. Diese Abläufe bestimmen das strukturelle, dynamische und thermische Verhalten komplexer Bauteile, Baugruppen und Systeme.

Siemens macht Rennwagen von Red Bull Racing schneller

Sebastian Vettel und Red Bull Racing sind Formel-1-Doppelweltmeister 2010 nach dem Gewinn von Fahrer- und Konstrukteurstitel. Red Bull Racing entwickelt und fertigt sein Weltmeisterauto mit der Siemens-Software für Product Lifecycle Management (PLM). Die Software bildet das hocheffiziente elektronische Rückgrat neben der Strecke und erlaubt es, mit Top-Speed am Computer neue Komponenten zu konstruieren, diese Sekunden später per Mausklick produzieren zu lassen und anschließend in das Fahrzeug einzubauen. Das beschleunigt die Entwicklung und verbessert die Rundenzeiten. „Die PLM-Software

von Siemens spielt eine wichtige Rolle für unser Unternehmen. Diesen Beitrag für das Zusammenspiel von Entwicklung und Fertigung darf man nicht unterschätzen“, sagt Christian Horner, Teamchef von Red Bull Racing. Zudem trimmt Siemens jetzt Gebäude und Produktion der Formel-1-Fabrik im britischen Milton Keynes auf weniger Energieverbrauch und CO₂-Ausstoß – damit nimmt Red Bull Racing eine Vorreiterrolle im Rennsport ein.

Teamcenter Express: Neue Erweiterungen

Siemens PLM Software hat die Version 5.3 von Teamcenter Express herausgegeben. Wichtige Erweiterungen hinsichtlich der Bedienbarkeit und eine nahtlose Integration in die Benutzeroberfläche des Anwenders verbessern die Zusammenarbeit und Produktivität bei der Produktion (oder Herstellung). Die erweiterte Unterstützung von Microsoft Office und Adobe Acrobat macht Teamcenter Express 5.3 zu einer etablierten Lösung für kollaboratives Produktdatenmanagement, kurz cPDM (collaborative Product Data Management). Das neue Release wurde speziell dafür konzipiert, Projekte von der Konstruktion bis zur Fertigung rechtzeitig und im geplanten Budgetrahmen abschließen zu können. .

www.siemens.com/plm

SIEMENS INDUSTRY AUTOMATION

Neue Plattform für Pkw-/Lkw-Entwicklung bei Daimler

CAD-Software von Siemens soll bei der Daimler AG als Standard für die weltweite Fahrzeugentwicklung zum Einsatz kommen. Damit will Daimler ab Sommer 2012 die Arbeiten von

weltweit über 20 Entwicklungszentren sowie der wichtigsten Zulieferfirmen in einem einzigen Datenpool für die Produktentwicklung integrieren, der zugleich allen Entwicklern zur Verfügung steht. Über das Auftragsvolumen vereinbarten beide Unternehmen Stillschweigen.

www.siemens.com/industryautomation

TRANSTEC

Operatives Ergebnis um 43,5 Prozent verbessert

Die transtec AG veröffentlichte ihre Zwischenmitteilung für die ersten drei Quartale 2010. Mit 30,5 Millionen Euro konnte das Unternehmen den Umsatz im Vergleich zum Vorjahr um 6,2 Prozent steigern. Der Auftragseingang liegt 11,4 Prozent über dem des Vorjahres. Das operative Ergebnis (EBIT) hat sich von 1. Januar bis 30. September 2010 gegenüber dem Vorjahr um 43,5 Prozent auf minus 0,83 Millionen Euro (bereinigt um Währungseffekte) verbessert. 2009 lag es noch bei minus 1,46 Millionen Euro.

Aktuelle transtec Hardware jetzt mit Red Hat-Zertifizierung

transtec erweitert das Portfolio von Servern und Workstations mit Red Hat-Zertifizierung. Die aktuellen Server transtec CALLEO 342 und CALLEO 352 sowie der Mini-PC SENYO 630 und die transtec Workstation 2300 sind für den Einsatz mit dem auf Linux basierten Betriebssystem offiziell zugelassen. Darüber hinaus sind die Systeme auch mit den Klonen CentOS und Scientific Linux, die als kostenlose Distributionen erhältlich sind, einsetzbar. Die Red Hat-Zertifizierung gilt ab sofort.

www.transtec.de

Bitte senden Sie uns Ihre Press Releases: magazin@nafems.de.

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

Kohäsivzonenmodell für die Finite-Element Simulation von strukturellen Klebverbindungen: Modellierung, Parameteridentifikation und Validierung

Pierre Jousset (Sika Technology AG)

Mohamed Rachik (Université de Technologie de Compiègne)

1 Einleitung

Die Modellierung des mechanischen Verhaltens dünner struktureller Klebschichten inklusiv deren Versagen ist bei der FE-Simulation sowohl anhand verschiedener Annäherungen, als auch konstitutiver Gleichungen möglich. Zum Beispiel ist die genaue Beschreibung des mehrachsigen nichtlinearen Verhaltens des Klebstoffs anhand feinerer Vernetzungen zusammen mit einer spezifischen konstitutiven elastoplastischen-Schädigung Modell [2] möglich. Allerdings erfordern die kurzen Entwicklungszyklen und die hohe Anzahl von Freiheitsgraden in der industriellen FE-Simulation möglichst kurze Berechnungszeiten. Deswegen muss der explizite stabile Zeitschritt größer als ein bestimmter kritischer Wert bleiben. Zusätzlich müssen die Pre-Prozessing Zeiten, die für CAE Modellvernetzung und für die Identifikation der konstitutiven Materialien Parameter gebraucht werden, so klein wie möglich gehalten werden. Für die Vernetzung von Klebschichten führt dies zur Nutzung grober Vernetzungen und vereinfachter konstitutiven Modellen, die eine reduzierte Anzahl von Parametern enthalten.

Das in Abaqus implementierte „Traction-Separation“ konstitutive Modell ist eine gezielte Antwort auf die vorherigen Anforderungen. Dieses Modell wird normalerweise „Kohäsivzonenmodell“ in der Literatur genannt, und es beschreibt die Klebschicht wie ein Interface. Das dünne Interface wird nur mit einer Schicht Elemente vernetzt und das konstitutive Modell enthält nur sechs Parameter. Der Identifikationsprozess wird durch die Anwendung der Methode von Biel *et al.* [3] und Leffler *et al.* [4] vereinfacht.

Dieser Artikel erklärt, wie das Kohäsivzonenmodell für die FE-Simulation von strukturellen Klebverbindungen benutzt werden soll. Das konstitutive Modell wird in dem zweiten Absatz präsentiert. Der dritte Absatz erklärt den Parameter-Identifikationsprozess, basierend auf DCB und ENF Prüfkörper. Schließlich ist der im Absatz 3 identifizierte Parametersatz im vierten Absatz validiert. FE-Simulation von T-Stoss Fallstudien werden zu diesem Zweck verwendet. Die Effizienz und die Genauigkeit der Simulationen, die zwei wichtige Aspekte bei industriellen Simulationen sind, werden betont.

Dieser Artikel setzt den Akzent auf den heisshärtenden, strukturellen Rohbaukarosserie-Klebstoff SikaPower-490[®]/7, der für hybride Verklebungen zusammen mit Schweiß-Punkten benutzt wird. Das Thema kann für andere strukturelle Klebstoffe wie zum Beispiel den Crashfesten-Klebstoff SikaPower[®]-498 erweitert werden. Es müssen experimentelle Daten zur Parameteridentifikation zur Verfügung stehen. Die Studie beschränkt sich hier auf die quasi-statische Belastungssituationen.

2 Das so genannte „Traction-Sparation“ Kohäsivzonenmodell

Das „Traction-Separation“-Kohäsivzonenmodell beschreibt das mechanische Verhalten der Klebschicht vom Spannungsfreien bis zum vollkommen beschädigten Zustand. Der Klebstoff wurde in dünnen 0.3 mm dicken Schichten appliziert. Die Klebschicht ist nur mit einem Element durch die Dicke vernetzt. Diese Elemente werden kohäsive oder Interface Elemente genannt. Die dreidimensionale Vernetzung der DCB Prüfkörper ist in Abbildung 1. dargestellt.

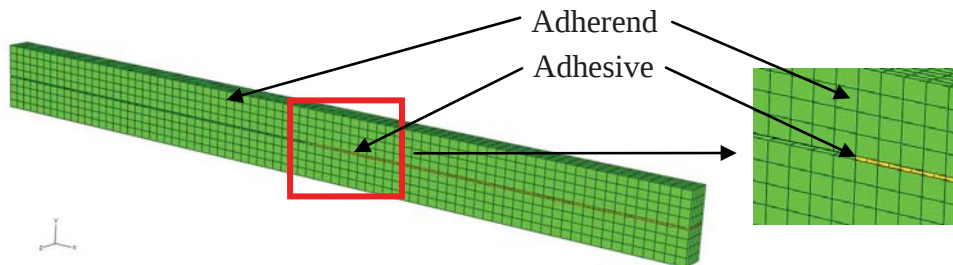


Abb. 1: Dreidimensionale Vernetzung der DCB Prüfkörper.

In dem „Traction-Separation“-Modell von Abaqus verhält sich die Klebschicht bloß wie ein zwei Substrate teilendes Interface. Das kohäsive Gesetz wird durch die Definition von COH3D8 Klebschichtelementen und durch die Option „Response = Traction Separation“ aktiviert. Im kohäsiven Gesetz wird die Nennspannung in einem Interface-Element als eine bi-lineare Funktion der Zugverschiebung¹ an die Risspitze ausgedrückt, wie in Abbildung 2 dargestellt.

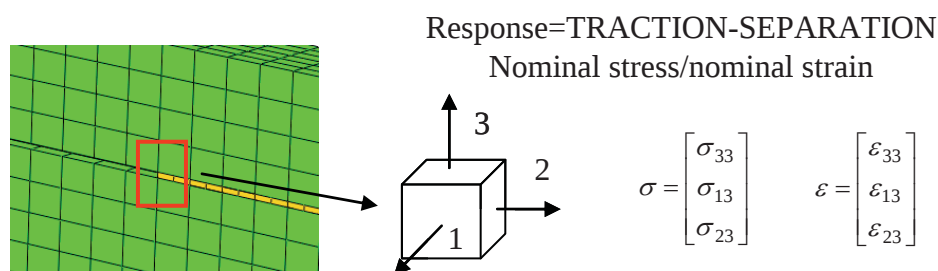


Abb. 2: Aktive Nennspannungs- und Dehnungs-Komponenten in einem Interface Element mit der Option „Traction-Separation“.

Man kann in Abbildung 2 beobachten, dass nur eine senkrecht zur Grenzfläche und zwei in Grenzflächenebene stehende Spannungskomponenten im konstitutiven Modell aktiviert sind. Wie in [5] gezeigt, ist diese Hypothese realistisch für die Simulation dünner und beschränkter Klebschichten. Diese begrenzte Anzahl von aktivierten Spannungs- und Dehnungs-Komponenten ist ein Vorteil, weil im Vergleich zu klassischen soliden Elementen daraus nicht nur eine kleinere Anzahl von Gleichungen, sondern auch eine verkürzte Berechnungszeit erfolgt. Dieselbe konstitutive kohäsive Gleichung ist in den zwei Scherrichtungen angenommen, und daher darf man sie in einen Scher- und in einen Zug- Beitrag trennen, wie in Abbildung 3 dargestellt.

¹ Oder anderenfalls, die Nenndehnung.

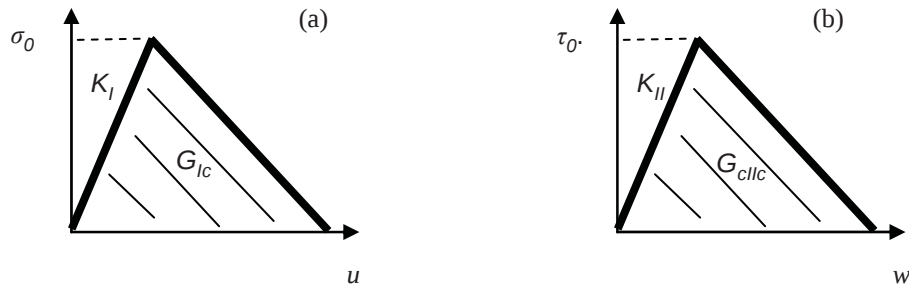


Abb. 3: Material kohäsive Gesetz in; (a) Bruch Mode I (Zug); (b) Bruch Mode II (Scher).

Die in Abbildung 3 dargestellten Kurven entsprechen einem elastischen-Schädigung konstitutiven Gesetz. Mit Bezug auf die Bruchmechanik wurde dieses Gesetz in einen Mode I (Zug) und in einen Mode II (Scher) Beiträge geteilt.

Jeder Bruchmode wird von drei Parametern bestimmt (für die zwei Moden, jeweils)

1. Ein elastischer Steifigkeitsparameter: K_I und K_{II} .
2. Ein Festigkeitsparameter: σ_0 und τ_0 .
3. Ein kritischer Bruchenergieparameter: G_{Ic} und G_{cIIc} .

Die Elastizität wird von den Steifigkeitsparametern K_I und K_{II} , welche der Anfangsteigung in Abbildungen 3 (a) und 3 (b) entsprechen, bestimmt. Die Schädigung fängt an, wenn die kritische Spannung σ_0 oder τ_0 erreicht ist. Die Evolution der Schädigung wird von den kritischen Bruchenergieparametern G_{Ic} und G_{cIIc} (entsprechend den Flächeninhalten unter den zwei Kurven) gesteuert. Zusätzlich wird ein Mixed Mode Bruchenergieparameter ξ definiert, um den Mixed Mode Schädigungsevolutionsprozess anhand des Benzeggagh-Kenane Kriteriums zu steuern:

$$G_{Ic} + (G_{cIIc} - G_{Ic}) \left(\frac{G_{Ic} + G_{cIIc}}{G_{Ic} + 2G_{cIIc}} \right)^\xi = G_c \quad (1)$$

Die einfache bi-lineare Form des kohäsiven Gesetzes und die kleine Anzahl von konstitutiven Parametern vereinfachen den Parameteridentifikationsprozess, der üblicherweise eine schwierige und Zeitaufwändige Aufgabe ist. Der Absatz 3 stellt vor, wie Parameter aus den experimentellen Prüfungen identifiziert wurden. Auch Netzfeinheitsanforderungen wurden untersucht, damit die numerische Konvergenz und Genauigkeit der Ergebnisse gewährleistet sind.

3 Identifikation und Validierung konstitutiver Parameter

3.1 Identifikation konstitutiver Parameter

Im Absatz 2 können die vorgestellten konstitutiven Parameter in zwei Gruppen geteilt werden:

- - Die Elastizitätsparameter K_I und K_{II} .
- - Die Schädigungsparameter σ_0 , τ_0 , G_{Ic} und G_{cIIc} .
-

Die elastischen Steifigkeiten K_I und K_{II} werden direkt vom Young-Modul E und von der Poissonzahl ν berechnet, wo E und ν gleichzeitig auf einer Substanzzugprobe gemessen wurden:

$$K_I = \frac{E}{h} \quad (2) \quad K_{II} = \frac{E}{2(1+\nu)h} \quad (3)$$

h ist die Klebschichtdicke. Weil σ_0 , τ_0 , G_{Ic} und G_{cIIc} Schädigungsparameter sind, müssen sie sich von Bruchmechanik-Prüfungen identifizieren lassen. Die Mode I Parameter, σ_0 und G_{Ic} wurden von DCB Proben identifiziert, wo die Klebschicht hauptsächlich unter Zug belastet wurde. Die Mode II Parameter τ_0 und G_{cIIc} wurden anhand ENF Proben identifiziert, wo die Klebschicht hauptsächlich unter Schub belastet wurde. Die kohäsiven Gesetze

(σ - u) und (τ - w) wurden anhand der von Biel *et al.* [3] und Leffler *et al.* [4] entwickelten Methoden abgeleitet. Zu diesem Zweck wurde das J integral von Experimenten gerechnet und abgeleitet. In Mode I:

$$J = \frac{2F\theta}{B} \quad (4)$$

F ist die gemessene Kraft, welche die zwei Arme der DCB-Probe auseinander trennt. θ ist die Rotation des Lastangriffpunktes und B ist die Breite des Prüfkörpers. Das (σ - u) konstitutive Gesetz ist wie folgt abgeleitet:

$$\sigma(u) = \frac{dJ}{du} \quad (5)$$

In Mode 2:

$$J = \frac{9}{16} \frac{F^2 a^2}{EB^2 h^3} + \frac{3}{8} \frac{Fw}{Bh} - \frac{9}{128} \frac{F^2}{kB^2 h^2} \quad (6)$$

w ist die Scherverformung am Anfang der Klebschicht, k ist die Anfangssteifigkeit, F ist die gemessene Kraft, die den ENF Prüfkörper biegt, h ist die Klebschichtdicke und B ist die Breite des Prüfkörpers. Das (τ - w) konstitutive Gesetz ist wie folgt abgeleitet:

$$\tau(w) = \frac{dJ(w)}{dw} \quad (7)$$

Die resultierenden kohäsiven Gesetze in Mode I und Mode II sind in Abbildung 4 (a) und (b) dargestellt.

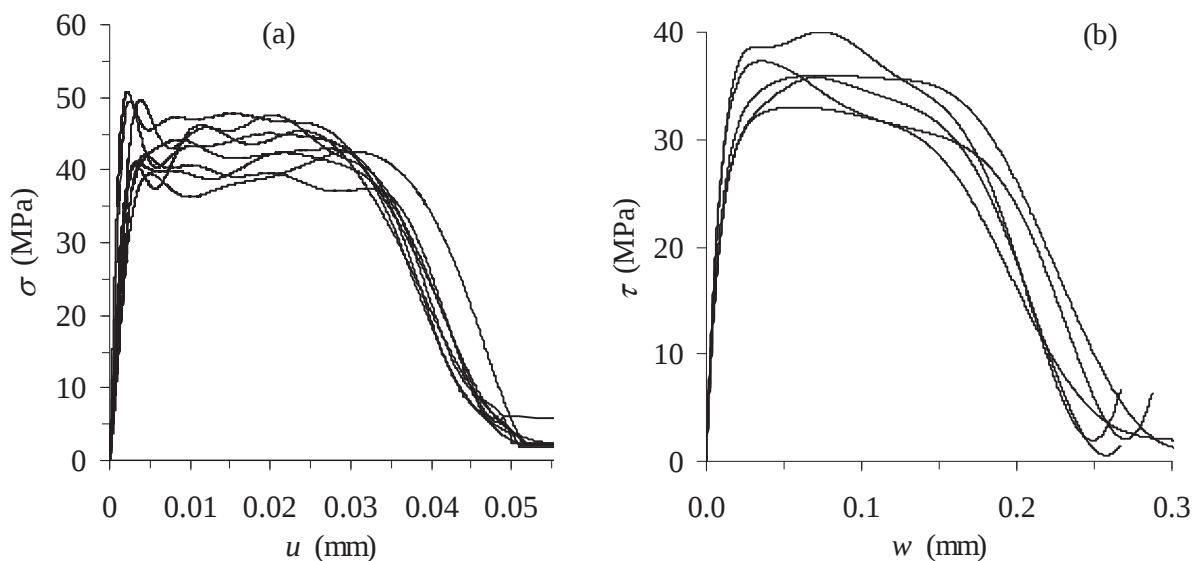


Abb. 4: Mode I (σ - u) und Mode II (τ - w) kohäsiven Gesetze von; (a) DCB und; (b) ENF Messungen abgeleitet.

In Abbildung 3 zeigen beide kohäsive konstitutive Mode I und Mode II Gesetze, die in der numerischen Simulation gebraucht wurden, Sägezahn-Muster auf. Diese Muster sind sehr unterschiedlich im Vergleich mit den Mustern von den in Abbildung 4 dargestellten experimentellen Kurven, die am Ende des elastischen Bereichs ein breites Plateau aufzeigen.

Allerdings zeigt der nächste Absatz, dass ein vereinfachtes Sägezahn-Muster gut genug ist, sowohl um genau in einer numerischen Simulation das mechanische Verhalten der DCB und ENF Prüfkörper, als auch die globale Kraft-Verschiebung der T-Stoß Fallstudie abzubilden.

Diese Ergebnisse stimmen mit den Beobachtungen, die in [3] and [6] mit anderen Sorten von strukturellen Klebstoffen gemacht wurden, überein.

Daher können σ_0 und τ_0 von der durchschnittlichen Festigkeit am Plateau in Abbildungen 4 (a) und (b) identifiziert werden, wo G_{Ic} und G_{IIc} den Flächeninhalten unter den zwei Kurven entsprechen. In der Realität sind diese zwei Parameter direkt von den (J,u) und (J,w) Kurven abzulesen. Sie sind mit den Gleichungen (4) und (6) berechnet und entsprechen den Punkten, wo J einen konstanten Wert erreicht. Weil keine experimentellen Daten zur Korrelation der Mixed Mode Parameter ξ zur Verfügung stehen, wurde der defaultmässige Wert $\xi = 1$ im ganzen Artikel angenommen. Der von DCB und von ENF Prüfungen abgeleitete Parametersatz ist in Tabelle 1 abgebildet.

K_I (N.m ⁻³)	K_{II} (N.m ⁻³)	σ_0 (MPa)	τ_0 (MPa)	G_{Ic} (J.m ⁻²)	G_{IIc} (J.m ⁻²)	ξ (-)
7.07 E12	2.6 E12	46.0	36.0	1690.0	7780.0	1.0

Tabelle 1: Konstitutiver Parametersatz für das Kohäsiv Traction-Separation-Modell. Die Parameteridentifikation basiert auf Substanzzugproben, DCB und ENF Proben.

Der nächste Absatz zeigt, dass der konstitutive Parametersatz von Tabelle 1 die experimentellen Kraft-Verschiebungsergebnisse der DCB und ENF Proben wieder übereinstimmen.

3.2 Validierung konstitutiver Parameter

Ein FE Modell des DCB- und ENF-Musters wurden entsprechen den in [3] und [4] geometrischen Beschreibungen gebildet. Es muss betont werden, dass numerische Parameter wie die Netzfeinheit und die Massen- oder Steifigkeitsskalierung adaptiert werden können, um die FE Analyse zu beschleunigen. In der Tat wird der explizite kritische Zeitschritt Δt wie folgt definiert:

$$\Delta t = h \sqrt{\frac{\rho}{E}} \quad (8)$$

h ist die Klebschichtdicke, ρ ist die Dichte und E ist das Young-Modul. Die Gleichung (8) zeigt deutlich, dass Δt und h zueinander direkt proportional sind. Um Δt zu erhöhen, kann man ρ (Massenskalierung) erhöhen und E (Steifigkeitsskalierung) reduzieren. Allerdings können Massen- und Steifigkeitsskalierung zur Diskrepanz, numerischem Rauschen als auch Instabilität im numerischen Ergebnis führen. Daher müssen sie sorgfältig untersucht und kalibriert werden. Die Stabilität numerischer Ergebnisse ist auch von der Anzahl der Interface-Elemente in der Schädigungsprozesszone abhängig. Diese Prozesszone stellt die Schädigungszone vor einem zugspannungsfreien Riss dar. in [7] wurde die Länge der Schädigungsprozesszone l_{pz} angenähert:

$$l_{pz}^i = ME \frac{G_c^i}{(t_0^i)^2} \quad (9)$$

$i=(1,2,3)$ ist das Indiz der Schädigungsmodi, E ist das Young-Modul, t_0^i ist die Festigkeit des Interface und M ist ein Parameter, der zwischen 0.21 und 1.0 liegt. Für SikaPower-490[®]/7 mit $E=2120$ MPa und den Werten der Parameter in Tabelle 1 führt dieses in Mode I zu: $0.36 \text{ mm} < l_{pz}^I < 1.7 \text{ mm}$. Mehrere Interface-Elemente sind in der Prozesszone nötig, um die Rissausbreitung richtig zu modellieren. Diese sich ergebende Elementslänge liegt zwischen 0.1 mm und 0.6 mm. Solche kleinen Elemente ergeben sehr kleine, stabile Zeitschritte. Massen- und Steifigkeitsskalierung sind nötig, um den von OEM's² gewünschten 1 μ s minimalen stabilen Zeitschritt zu erreichen. Im Fall des DCB-Musters zeigen mit 2 mm langen C3D8R Elemente vernetzte Substrate und mit 1mm langen COH3D8 Elementen ein stabiles Verhalten. Der Einfluss von Massen- und Steifigkeitsskalierung wurde untersucht. Ein Massenskalierungsfaktor, kleiner als 1000, und ein Steifigkeitsskalierungsfaktor, größer als 0.001, beeinflussen die Ergebnisse nicht. Die Ergebnisse wurden in der Abbildung 5 (a) präsentiert, wo die Kraft F und die Zugverschiebung δ_i am Lastangriffspunkt des Musters gemessen wurden. In diesem Fall wurden ein Massenskalierungsfaktor von 100 und ein Steifigkeitsskalierungsfaktor von 1/100 gewählt. Diese folgen der Anforderung der Gleichung (9) und ergeben einen stabilen Zeitschritt von 3.9 μ s.

² Quelle: BMW

Das entsprechende DCB FE-Modell wurde in Abbildung 5 (b) dargestellt, kurz nachdem die Rissausbreitung in der Klebschicht angefangen hat.

Während der Simulation bei den Stahl- Bauteilen verbreitet sich keine äquivalente plastische Dehnung (PEEQ). Dies ist eine wichtige Anforderung, um die Gleichung (4) anwenden zu können. Abbildung 5 (a) stellt eine ausgezeichnete Korrelation zwischen gemessener und berechneter Antwort dar.

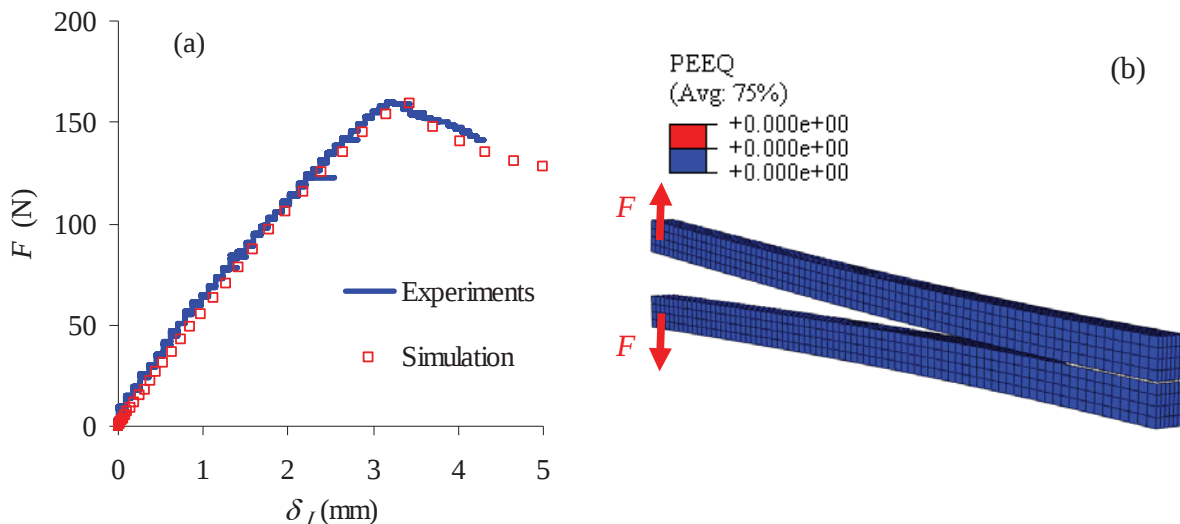


Abb. 5: DCB; (a) Korrelation zwischen gemessenen und berechneten Traction-Separation Antworten; (b) DCB Vernetzung am Ende der FE Analyse und Darstellung der äquivalenten plastischen Dehnungen (PEEQ) in Substraten.

Der gleiche Parametervalidierungsprozess wurde mit der ENF Probe durchgeführt. Ein dreidimensionales ENF FE Modell wurde gebildet. Ein wichtiger Unterschied gegenüber dem DCB Muster ist hier die große Länge der DCB Probe³. In diesem Fall wurde nochmals eine Vernetzungs-, Massen- und Steifigkeits-skalierungssensitivitätsanalyse durchgeführt. Die Gleichung (9) und der Parametersatz in Tabelle 1 ergeben eine Länge der Prozesszone, die zwischen $2.7 \text{ mm} < l_p^I < 12.7 \text{ mm}$ liegt. 10 mm lange Substrate-Elemente wurden gewählt, um eine zu große Anzahl von Elementen zu vermeiden, und 2 mm Interface-Elemente sind nötig, um ein stabiles numerisches Verhalten zu gewährleisten. Längere Interface Elemente können die Schädigungsprozesszone nicht richtig modellieren, und infolgedessen beschreibt das Modell das kontinuierliche Feld des kohäsiven Risses [7] nicht richtig und ergibt sowohl eine zu frühe Rissausbreitung als auch Schwingungen als Antwort.

Ein Massenskalierungsfaktor, kleiner als 100, und ein Steifigkeitsskalierungsfaktor, größer als 0.001, waren nötig, um numerisches Rauschen zu vermeiden. Das ergibt einen stabilen Zeitschritt von $1.24 \mu\text{s}$, der mit den Wünschen der OEM's übereinstimmt.

³ 1.0 m für den ENF und 0.16 m für den DCB

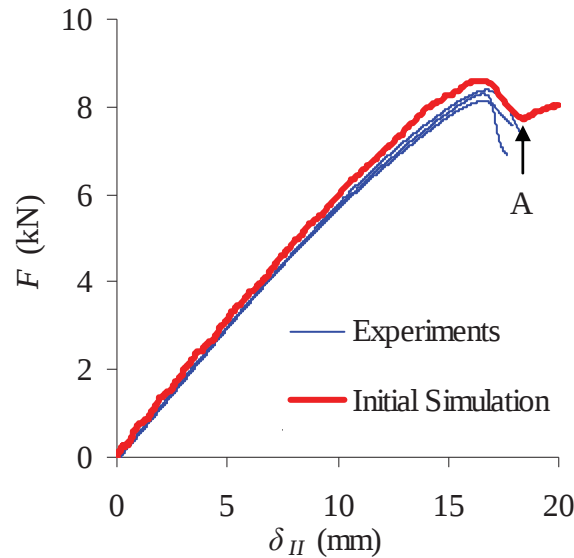


Abb. 6: Korrelation von gemessenen und berechneten Traction-Separation Antworten eines ENF Musters.

Der Parametersatz von Tabelle 1 zeigt eine sehr genaue Korrelation der Kraft-Verschiebungs-Messung. In der berechneten Kurve entspricht A dem Zeitpunkt, wenn der Riss unter den Lastangriffspunkt gelaufen ist, wie es in der Abbildung 7 dargestellt wurde.

Wie in [8] erwähnt und nachdem der Riss unter diesen Punkt gelaufen ist, braucht der Riss eine steigende Kraft, um sich weiter auszubreiten. Dies entspricht sowohl einer Steigungsänderung in der Kurve, aber auch einem stabilen Rissausbreitungsverhalten. Die FE-Simulationen zeigen den Zeitpunkt, wann dieses Ereignis stattfindet. Diese Zeit entspricht ungefähr dem Ende der Messungen.

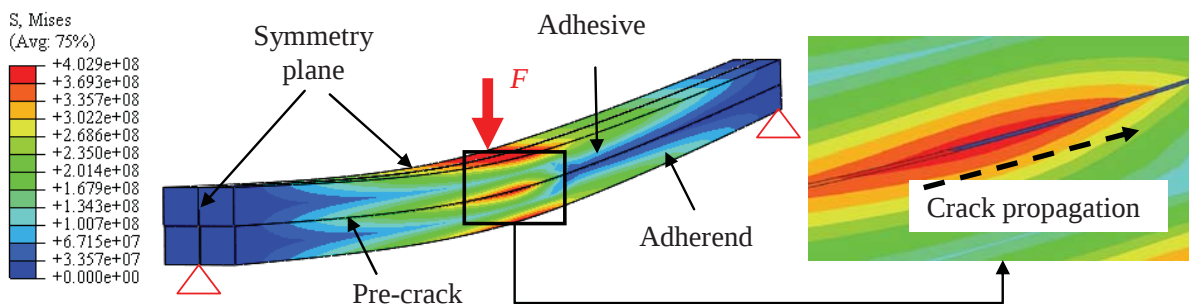


Abb. 7: Verformte dreidimensionale ENF Vernetzung, nachdem der Riss in der Klebschicht sich ausgebreitet hat.

Um diesen Absatz abzuschließen, wurde eine Sensitivitätsanalyse der numerischen Ergebnisse gegenüber kohäsiven Parameter durchgeführt. Jeder einzelne Parameter ist um 20% separat erhöht. Ergebnisse sind in Abbildung 8 (a) für DCB und in Abbildung 8 (b) für ENF dargestellt.

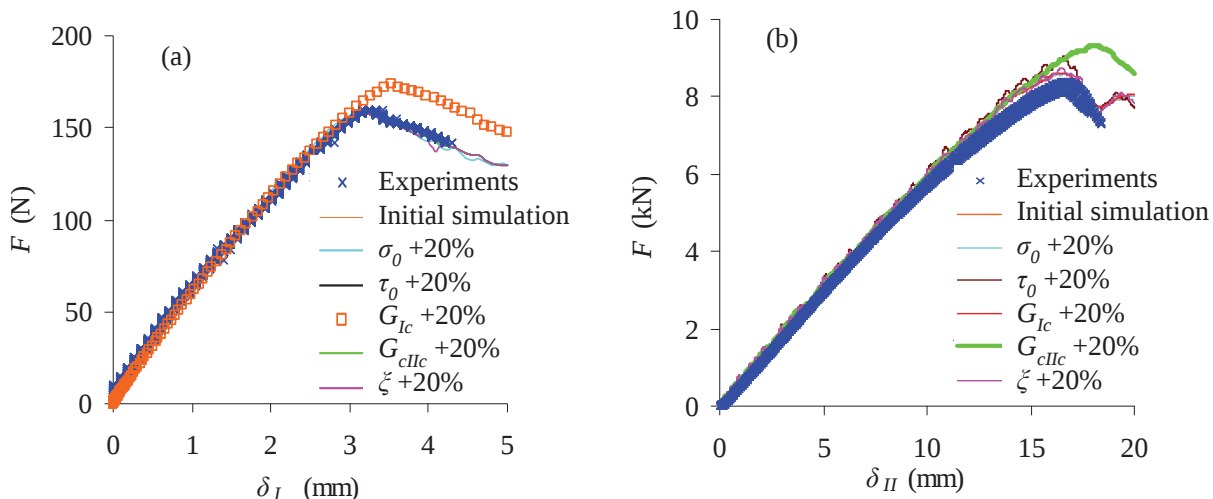


Abb. 8: Sensitivitätsanalyse der numerischen Ergebnisse gegenüber kohäsiver Parameter; (a) DCB Muster; (b) ENF Muster.

Abbildung 8 (a) zeigt, dass die DCB Ergebnisse gegenüber Mode II Parameter überhaupt nicht empfindlich sind. Es ist im Einklang damit, dass die Klebschicht hauptsächlich unter Mode I (Zug) belastet ist. Nur der kritische Mode I-Bruchenergie-Parameter G_{Ic} , beeinflusst die numerischen Ergebnisse bedeutsam. Im Gegensatz beeinflussen in Abbildung 8 (b) die Mode I Schädigungsparameter σ_0 und G_{Ic} die Antwort nicht.

Wie im Fall der DCB-Probe beeinflusst der Mode II-Bruchenergie-Parameter G_{cII} die Ergebnisse meistens. Der Anfangsspannungsschädigungsparameter τ_0 hat nur wenig Einfluss. Diese Beobachtungen sind im Einklang damit, dass die Klebschicht im ENF hauptsächlich unter Mode II (Schub) belastet ist. Die konstitutiven -Traction-Separation Parameter sind damit identifiziert. Der nächste und letzte Absatz evaluiert deren Potenzial für die FE-Simulation von industriellen Fallstudien.

4 Evaluation des Traction-Separation Modells mit einer T-Stoss Fallstudie.

Die T-Stoss Fallstudie stellt die T-Verbindung zwischen Türschweller und B-Säule in der Rohbaukarosserie dar. Weil die Geometrie einfach ist, ist der T-Stoss eine ideale Transitionsfallstudie zwischen einfachen Klebverbindungen im Labor und sehr kompliziert verklebten Rohbaukarosserie-Strukturen. Der T-Stoss und seine drei Klebverbindungen sind in Abbildung 9 (a) und (b) dargestellt.

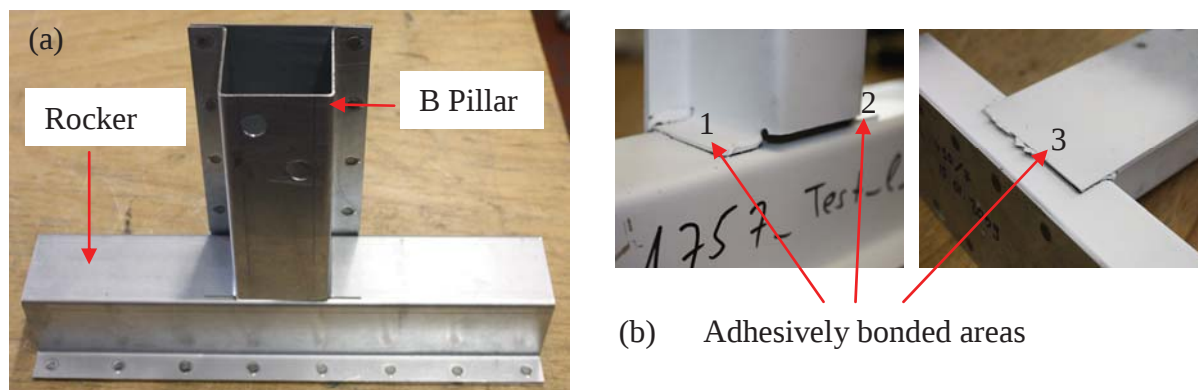


Abb. 9: (a) T-Stoss Muster; (b) Detail von verklebten Bereichen.

Der Türschweller wurde mit Klammern fixiert und die B-Säule wurde anhand eines Impaktors unter quasi-statischer Last geprüft. Zwei Lastfälle wurden definiert:

- „Last 1“: Die B-Säule wurde senkrecht zur Türschweller-Achse belastet.
- „Last 2“: Die B-Säule wurde parallel zur Türschweller-Achse belastet.

Bei der „Last 1“ wurden die verklebten Bereiche (1) und (2) auf Abbildung 9 (b) meistens unter Zug belastet und versagten schlussendlich. Der verklebte Bereich (3) ist nur leicht belastet und bleibt unbeschädigt. Bei der „Last 2“ wurde der verklebte Bereich (2) unter Zug belastet und versagte. Der verklebte Bereich (1) ist unter Druck belastet und bleibt intakt. Der verklebte Bereich (3) wurde unter Schub belastet und versagte.

Aus diesen Beobachtungen kommt die Erwartung, dass Mode I Parameter während der Simulationen von „Last 1“ und „Last 2“ aktiviert werden und dass Mode II Parameter meistens während der FE-Simulation von „Last 2“ aktiviert werden. Abbildung 10 (a) stellt die Korrelation zwischen gemessener und berechneter Kraft-Verschiebung Antwort am Impaktor in „Last 1“ dar, und Abbildung 10 (b) stellt sowohl das reale Experiment, als auch das numerischen FE Modell dar, nachdem der Klebstoff versagt hat.

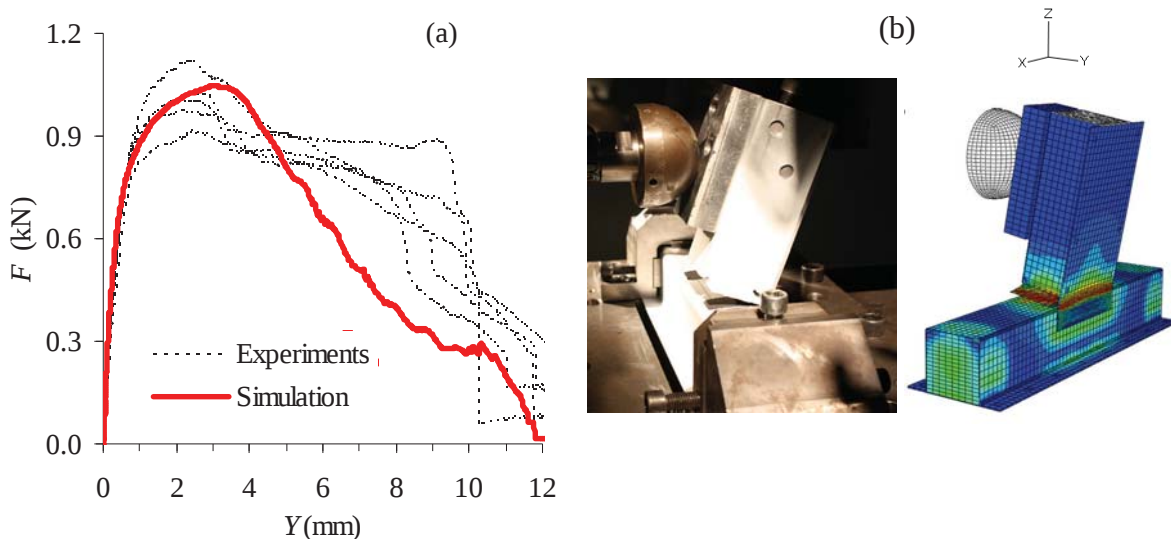


Abb. 10: „Last 1“; (a) Korrelation zwischen gerechneter und gemessener Kraft-Verschiebung Antwort; (b) Experimentelles und numerisches T-Stoß Modell am Ende der Analyse.

In Abbildung 10 (a) korrelieren die numerischen Ergebnisse für die Anfangssteigung und die experimentelle Festigkeit genau. Nachdem die maximale Festigkeit erreicht wurde, fällt die numerische Antwort etwas schneller zu null ab als die experimentelle Antwort. Der Unterschied zwischen den zwei Kurven bleibt aber klein.

Vernetzungs-, Massen- und Steifigkeitsskalierung-Sensitivitätsanalysen zeigen, dass 2 mm Elementlänge nötig sind, um ein stabiles Risserweiterungsverhalten in der FE Analyse zu gewährleisten.

Massen- und Steifigkeitsskalierung können bis zum Maximum 100 beziehungsweise 1/100 erhöht werden, ohne dass die Ergebnisse beeinflusst werden. Dieses führt zu einem stabilen Zeitschritt von 0.6 μ s, der leicht unter der 1 μ s von OEMs gewünschten Grenze liegt. Allerdings sollte in der nahen Zukunft ein stabiler Zeitschritt von 0.8 μ s die aktuelle 1 μ s Grenze ersetzen, und 0.6 μ s ist für die detaillierten Untersuchungen⁴ sowieso akzeptiert. Die vorgestellte Analyse läuft in 1h 30 min auf einem 2 Quad-core PC, wo nur sechs CPU's benutzt werden.

Die Abbildung 11 (a) stellt die Korrelation zwischen gemessener und berechneter Kraft-Verschiebung Antwort während „Last 2“ am Impaktor dar, und Abbildung 11 (b) zeigt den Vergleich zwischen experimentellen und numerischen Ergebnissen des T-Stoßes, nachdem der Klebstoff versagt hat.

⁴ Source: BMW

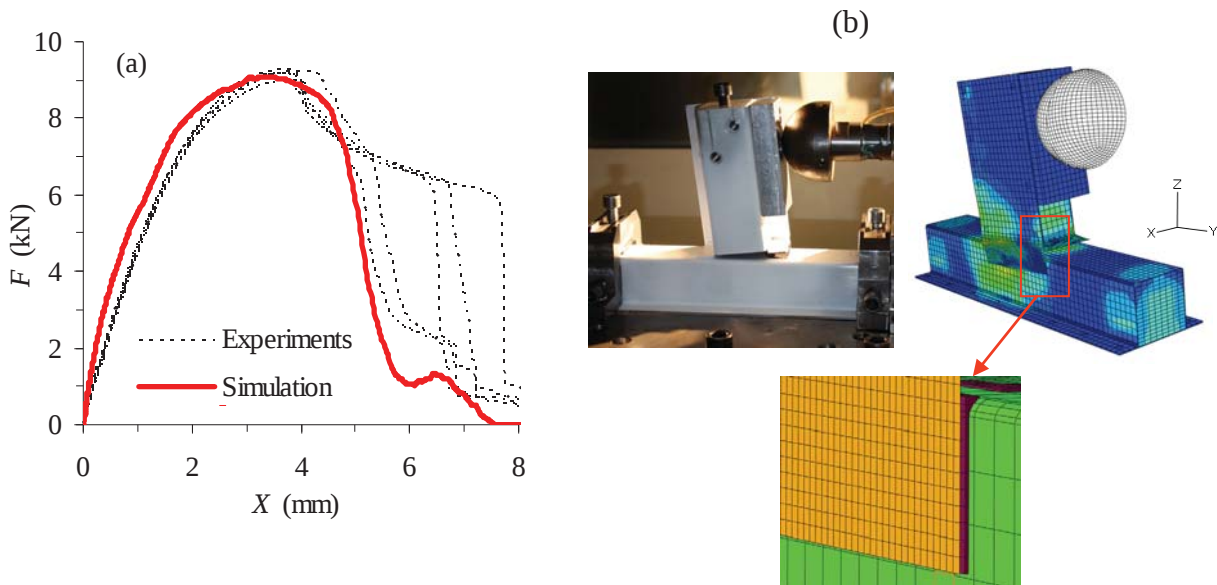


Abb. 11: „Last 2“; (a) Korrelation zwischen berechneten und gemessenen Kraft-Verschiebungs-Antworten; (b) Reales und numerisches T-Stoss Modell am Ende der FE Analyse und Detailansicht vom Klebstoffwulst.

In Abbildung 11 (a) korreliert die numerische Antwort mit der experimentellen Antwort fast genau. Die Anfangssteigung ist leicht höher in der Simulation als in der Realität, aber der Unterschied bleibt gering. Es wurden die gleichen Massen- und Steifigkeitsskalierungsfaktoren wie für „Last 1“ benutzt. Sie gewährleisteten den gleichen stabilen $0.6 \mu\text{s}$ Zeitschritt. Im aktuellen Fall beeinflusst die genaue Modellierung der Klebschicht die Festigkeit und den Flächeninhalt unter der numerischen Antwort.

Eine gute Korrelation ist nur erreichbar, wenn der Klebstoffwulst im Bereich, wo der Klebstoff unter Scherbelastung belastet ist, richtig dargestellt ist (Abbildung 11 b).

Diese Situation entspricht den realen experimentellen Bedingungen, weil der Klebstoff in diesem Bereich nicht sauber entfernt werden kann, ergibt sich ein Klebstoffwulst. Die Sensitivität der Ergebnisse gegenüber anderen Randbedingungen wurde auch untersucht und zeigt nur einen begrenzten Einfluss. Gleitender Kontakt zwischen der B-Säule und den massiven Stahlblöcken, die innerhalb der B-Säule liegen, müssen genau berücksichtigt werden und beeinflussen die Systemsteifigkeit (der Unterschied liegt unter 10%). Das nicht-lineare elasto-plastische Verhalten des Stahls wurde als Verfestigungskurven in der FE-Simulation dargestellt. Der Einfluss von Stahlverformungen ist begrenzt, weil massive Stahlblöcke die Struktur im Bereich großer Verformungen versteifen (Abbildungen 10 (d) und 11 (b)).

Zusammenfassend lässt sich sagen, dass der in Tabelle 1 an ENF und DCB Proben identifizierte Parametersatz, eine ausgezeichnete numerische Prognose des Kraft-Verschiebungs-Verhalten der zwei T-Stoss Fallstudien zeigt. Dies validiert den Parametersatz für größere und generelle industrielle FE-Simulationen.

5 Abschluss und Ausblick

Das konstitutive kohäsive Traction-Separation Modell von Abaqus wurde für die Simulation von Klebverbindungen mit dem strukturellen Klebstoff SikaPower-490[®]/7 vorgestellt und untersucht. Die einfache Formulierung des Modells, die sowohl auf einer reduzierten Anzahl von nominellen Spannungen und Dehnungen, als auch auf einer begrenzten Anzahl konstitutiver Parameter basiert, wurde zusammen mit Interface-Elementen vorgenommen. Dies macht das Modell bezüglich Ausbildungs- und Berechnungszeit sehr attraktiv. Der Parameteridentifikationsprozess ist einfach und basiert auf den Mode I und Mode II Bruchmechanik-Experimenten: Der DCB- und ENF-Probe.

Schließlich wurde der identifizierte Parametersatz für die FE-Simulation einer industriellen T-Stoss- Fallstudie verwendet. Diese Fallstudie stellt die T-Verbindung zwischen Türschweller und B-Säule in der Rohbaukarosse-

rie eines Autos dar. Die Korrelation zwischen gemessenen und berechneten Antworten ist ausgezeichnet und sie validiert die Nutzung des Kohäsivzonenmodells für die FE-Simulation von größeren industriellen Strukturen.

Die kleine Klebschichtdicke limitiert die Berechnungszeit. Sie führt zu einem expliziten stabilen Zeitschritt unter der für große Simulation von OEMs definierten Grenze (1 μ s). Dieser stabile Zeitschritt kann künstlich mit Massen- und Steifigkeitsskalierung erhöht werden. Allerdings muss man diese Skalierung vorsichtig benutzen, weil eine zu hohe Massenskalierung, beziehungsweise eine zu tiefe Steifigkeitsskalierung zu ungenauen verschobenen oder numerische verrauschten Ergebnissen führen kann. Mit der DCB und ENF Probe wurde ein stabiler Zeitschritt größer als 1 μ s erreicht, während nur 0.6 μ s mit der T-Stoss Fallstudie erreicht wurde. Ein 0.6 μ s Zeitschritt ist für spezifische Untersuchungen akzeptierbar und sollte auch für die Simulation größerer Strukturen in naher Zukunft akzeptierbar sein, weil die Computerleistung kontinuierlich ansteigt.

Eine interessante Aussicht wäre, das Kohäsivzonenmodell zu erweitern, indem die Dehnratabhängigkeit in Crash-Simulationen genutzt werden. Dieser Ausblick fasst aktuelle Forschungsthemen zusammen. Begrenzungen kommen hier durch die schwierigen Messungen von kohäsiven Eigenschaften unter dynamischen Belastungen.

6 Danksagung

Herzlichen Dank an L. Thun, P. von der Bey-Thurow und S. Koch für die hilfreiche Unterstützung bei der Übersetzung dieses Beitrags ins Deutsche.

7 Referenzen

- [1] Jousset, P., Rachik, M., Koch, S.: „Konstitutive Modelle beschreiben die Plastizität“, Adhäsion Kleben & Dichten 52, 2008, p. 14
- [2] Jousset, P., Rachik M.: „Pressure Dependent Plasticity for Structural Adhesive Constitutive Modeling“, Journal of Adhesion Science and Technology 24, 2010, p. 1995
- [3] Biel, A., Stigh, U.: “Effects of constitutive parameters on the accuracy of measured fracture energy using the DCB-Specimen”, Engineering Fracture Mechanics 75, 2008, p. 2968
- [4] Leffler, K., Alfredsson, K. S., Stigh, U.: “Shear behaviour of adhesive layers”, International Journal of Solids and Structures 44, 2007, p. 530
- [5] Su, C., Wie, Y.J., Anand L.: „An elastic-plastic interface constitutive model: application to adhesive joints“, International Journal of Plasticity 20, 2004, p. 2063
- [6] De Moura, M.F.S.F, Gonçalves, J.P.M, Chousal, J.A.G., Campilho, R.D.S.G: “Cohesive and continuum mixed-mode damage models applied to the simulation of the mechanical behaviour of bonded joints”, International Journal of Adhesion & Adhesives 28, 2008, p. 419
- [7] Turon, A., Davila, C., Camanho, P. P., Costa, J.: “An engineering solution for mesh size effects in the simulation of delamination using cohesive zone models”, Engineering Fracture Mechanics 74, 2007, p. 1665
- [8] Xie, D., Waas, A. M.: “Discrete cohesive zone model for mixed-mode fracture using finite element analysis”, Engineering Fracture Mechanics 73, 2006, p. 1783

Ganzheitlicher Ansatz zur Versagensmodellierung von Schweißpunkten in der Crashsimulation

David Pieronek (Forschungsgesellschaft Kraftfahrwesen mbH Aachen)

Andre Marx (Dortmunder OberflächenCentrum GmbH)

Rolf Peter Röttger (ThyssenKrupp Steel Europe AG)

Virtuelle Crashanalysen haben in der Automobilindustrie große Bedeutung zur Auslegung der Fahrzeugstruktur in frühen Phasen des Entwicklungsprozesses erlangt. Daher werden hohe Ansprüche an die Prognosefähigkeit der Crashsimulation gestellt, die eine ständige Weiterentwicklung der numerischen Methoden zur genauen Abbildung der Werkstoffe und Verbindungsmittel erfordern. Insbesondere der zunehmende Einsatz von Leichtbaumaterialien, die in der Regel eine reduzierte Duktilität aufweisen, führt zur Notwendigkeit das Versagensverhalten der Werkstoffe sowie der Fügstellen in der Crashanalyse zu berücksichtigen.

In diesem Beitrag wird ein ganzheitlicher Ansatz zur Versagensmodellierung von Schweißpunkten in der Crashsimulation vorgestellt. Dazu werden lokal hoch aufgelöste Simulationsmodelle mit zonenspezifischen Werkstoffeigenschaften und Versagenskriterien eingesetzt, die unter definierter Belastung das Festigkeitsverhalten und die Bruchart von standardisierten Proben mit einem Schweißpunkt prognostizieren. Auf Basis der Detailanalysen kann anschließend eine effiziente Parametrisierung der Ersatzmodelle vorgenommen und damit der erforderliche Versuchsaufwand deutlich reduziert werden. Die Vorgehensweise wird für zwei repräsentative Karosseriestähle demonstriert und in einem exemplarischen Bauteilversuch einer Belastbarkeitsprüfung unterzogen.

1 Einleitung

Der automobilen Fahrzeugentwicklungsprozess findet heutzutage unter intensivem Einsatz numerischer Simulationswerkzeuge statt. Insbesondere die Sicherstellung der passiven Insassensicherheit wird durch umfangreiche, virtuelle Crashsimulationen an immer detailgetreueren Gesamtfahrzeugmodellen überprüft. Zur Erfüllung der stetig steigenden Crashanforderungen werden zunehmend moderne Stahlwerkstoffe eingesetzt, die über hohe Festigkeiten verfügen und damit einer signifikanten Erhöhung des Fahrzeuggewichtes entgegenwirken. Neben dem Materialkonzept leistet auch die Fügetechnik einen wichtigen Beitrag zur Crashsicherheit, da der Strukturzusammenhalt der relevanten Komponenten während der Energieabsorption sichergestellt werden muss. Ein Versagen der Fügstellen kann zu einem global veränderten Crashverhalten oder sogar zum Verlust der Strukturintegrität führen. Daher ist ein geeignetes Konzept zur Versagensmodellierung der Fügstellen für eine verlässliche, virtuelle Craschauslegung notwendig.

Das dominierende thermische Fügeverfahren im Karosseriebau ist das Widerstandspunktschweißen. Konventionelle Stahlkarosserien weisen in der Regel mehrere tausend Schweißpunkte auf, so dass eine geeignete Modellierungstechnik für Schweißpunkte in der Crashsimulation von besonderer Wichtigkeit ist. In folgender Abb. 1 ist dazu exemplarisch die von der ThyssenKrupp Steel Europe AG erstellte Referenzstruktur aus dem InCar-Projekt [1] dargestellt, welche über die ganze Struktur verteilt annähernd 5000 Schweißpunkte besitzt und Bleche aus unterschiedlichsten Stahlgüten für ein optimales Crashmanagement miteinander verbindet.

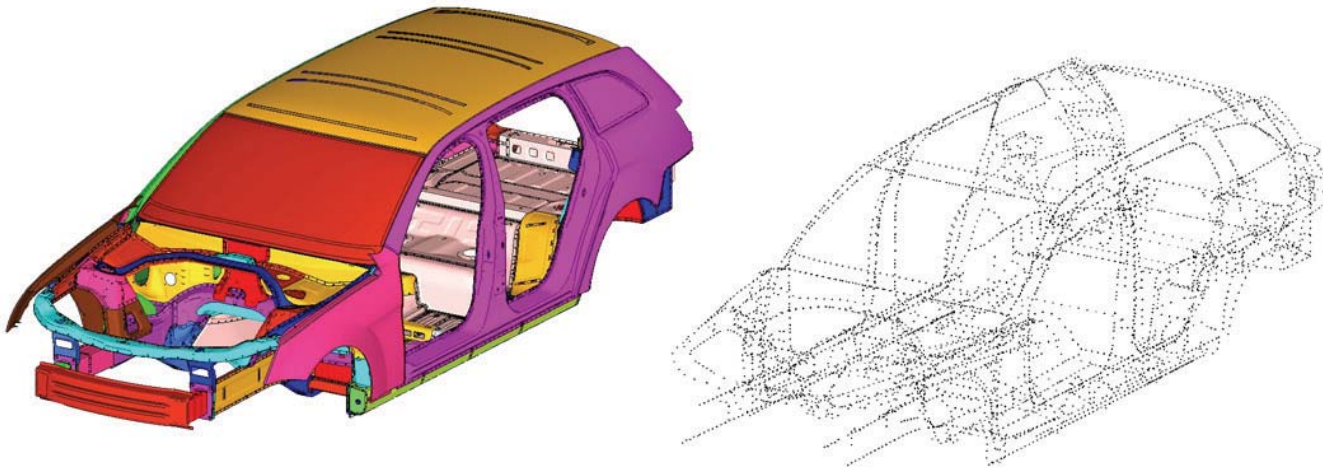


Abb. 1: Verteilung der Stahlgüten (links) sowie Schweißpunkte (rechts) bei der InCar-Referenzstruktur

Aus Effizienzgründen können Schweißpunkte im Gesamtfahrzeugmodell nur über Ersatzmodelle abgebildet werden, die das Verformungs- und Versagensverhalten vereinfacht beschreiben [2, 3]. Notwendige Voraussetzung für alle derzeit existierenden Ersatzmodelle sind experimentelle Daten aus unterschiedlichen Belastungsversuchen (Scherzug-, Kopfzug-, Schälzug-, KS2-Proben), die eine Parametrisierung der Ersatzmodelle erlauben. Neben der Belastungsart ist das Versagensverhalten von Schweißverbindungen auch von Schweißparametern, Material und Blechdicke abhängig. Folglich müssen für jede Schweißpunktverbindung entsprechende Versuchsdaten sowie Modellparameter ermittelt werden. Aus den vielfältigen Verbindungskombinationen im Fahrzeug (vgl. Abb. 1) resultiert eine umfangreiche Versuchsmatrix, deren Abprüfung sehr aufwändig und kostenintensiv ist.

Zur Lösung dieses Zielkonfliktes wurde eine ganzheitliche Simulationemethode entwickelt, mit der die notwendigen Daten zur Parametrisierung der Ersatzmodelle von beliebigen Schweißpunktverbindungen virtuell bestimmt werden können.

2 Grundlagen

Die konzentrierte Wärmeeinbringung beim Widerstandspunktschweißprozess führt zu einer lokalen Veränderung der Mikrostruktur und damit der Materialeigenschaften im Bereich der Fugestelle. Es können drei verschiedene Gefügezonen identifiziert werden: Schweißlinse (SL), Wärmeeinflusszone (WEZ) und Grundwerkstoff (GW). Die Schweißlinse bildet die stoffschlüssige Verbindung zwischen den Stahlblechen. Die Wärmeeinflusszone ist aufgrund der komplexen Temperaturführung während des Schweißprozesses von einer ungleichmäßigen Gefügestruktur geprägt. Die unterschiedlichen Gefügezonen können durch Schliiffbilder und Härtemessungen detektiert werden und bestimmen durch die resultierenden, mechanischen Eigenschaften die Tragfähigkeiten sowie das Bruchverhalten der Schweißverbindung. In folgender Abb. 2 ist der Härteverlauf in der Schweißpunktumgebung für artgleich gefügte Werkstoffpaarungen dargestellt. Dabei kristallisieren sich materialspezifische Unterschiede heraus, wie z.B. der Härteeinbruch in der Wärmeeinflusszone beim MS-W 1200.

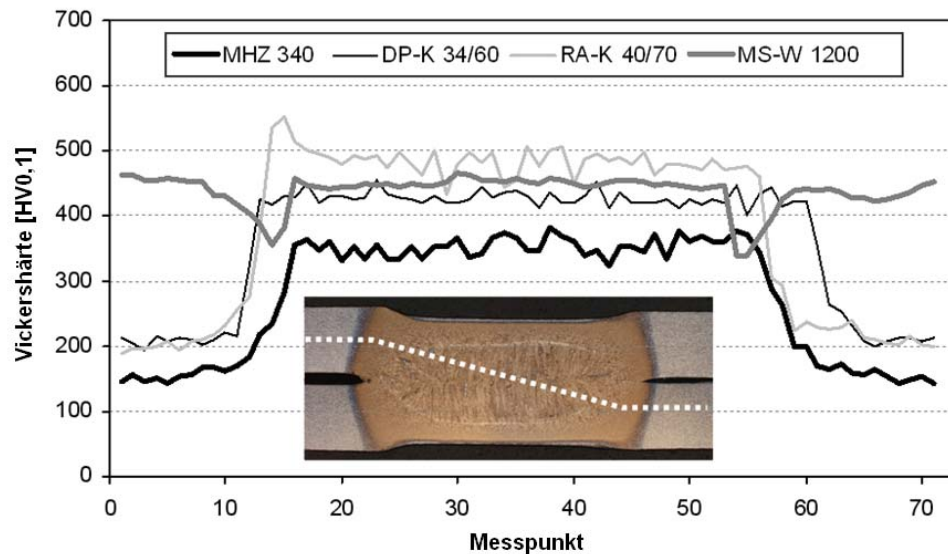


Abb. 2: Härtemessungen im Bereich der Schweißpunktverbindung

Das Bruchverhalten von Schweißpunktverbindungen kann generell in zwei unterschiedliche Kategorien eingeteilt werden. Der Scherbruch tritt im Allgemeinen schlagartig ein und ist mit geringer plastischer Verformungen sowie Energieaufnahme verbunden. Die Trennung der Bleche erfolgt dabei entlang der Fügeebene, also durch die Schweißlinse. Der Ausknöpfbuch findet in der Umgebung der Schweißlinse statt und kann sowohl im Grundwerkstoff als auch in der Wärmeeinflusszone initiieren. Diese Bruchart ist mit höherer Energieaufnahme verbunden und wird deshalb bevorzugt. In Abb. 3 sind die unterschiedlichen Brucharten dargestellt. Eigene Untersuchungen zeigen eine Abhängigkeit der Tragfähigkeit und Bruchart von der Belastungsart, Materialgüte, Blechdicke und den eingesetzten Schweißparameter [4]. Die Berücksichtigung der genannten Einflussfaktoren in einem numerischen Detailmodell ist für eine verlässliche, virtuelle Versagensprognose erforderlich.



Abb. 3: Ausknöpfbuch (links) und Scherbruch (rechts)

3 Virtuelle Versagensprognose

Eine numerische Vorhersage der Tragfähigkeit und Bruchart von widerstandspunktgeschweißten Stahlblechverbindungen erfordert Informationen über die Schweißpunktgeometrie sowie die zonenspezifischen Materialeigenschaften. Diese können aus entsprechenden Schliffbildern und Härtemessungen abgeleitet werden oder aus einer vorgelagerten Prozesssimulation des Widerstandspunktschweißens entnommen werden [5, 6]. Mit zonenspezifischen Schädigungsmodellen kann anschließend eine Versagensprognose von Proben mit einem Schweißpunkt durchgeführt werden.

3.1 Detailmodellierung

Die Abbildung der Schweißpunktgeometrie und bereichsweisen Materialeigenschaften erfolgt durch Volumenelemente mit einer homogenen Elementkantenlänge von 0,2 mm. Diese feine Diskretisierung ist notwendig, um die inhomogenen Spannungs- und Dehnungsverteilung, die sich bei einer Belastung ergeben, ausreichend darzustellen. Das Modell wird in unterschiedliche Gefügezonen eingeteilt: Schweißlinse (SL), Wärmeeinflusszone (WEZ) sowie Grundwerkstoff (GW) und mit separaten Material- und Schädigungsmodellen versehen. Die plastischen Eigenschaften der Gefügezonen werden durch Skalierung der Grundwerkstofffließkurve auf Basis des relativen Härteunterschiedes approximiert. Die folgende Abb. 4 zeigt die schematische Detailmodellierung eines Schweißpunktes.

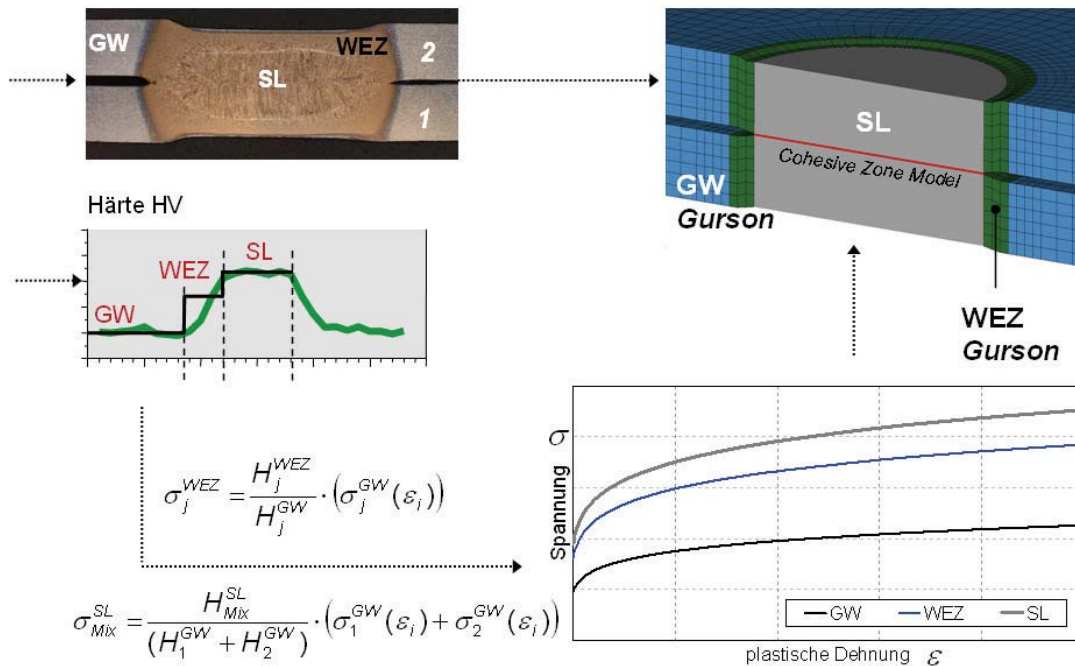


Abb. 4: Detailmodellierung einer Schweißpunktverbindung

Die Schädigungsmodellierung wird in den drei Schweißpunktzonen durch unterschiedliche Strategien realisiert. Für die Schweißlinse wird ein phänomenologischer Ansatz verwendet und die mögliche Trennung der gefügten Bleche über ein Cohesive Zone Model beschrieben. Dazu werden Grenzflächenelemente im Bereich eines zu erwartenden Risses platziert und mit einem dazugehörigen Materialmodell, welches die resultierenden Kräfte und Verschiebungen in normaler und tangentialer Richtung in Beziehung setzt, versehen. Durch diesen Ansatz kann der komplexe Bruchprozess in der Schweißlinse effektiv modelliert werden.

Das Versagen in der Wärmeeinflusszone und im Grundwerkstoff wird über das mikromechanisch motivierte Materialmodell nach Gurson abgebildet [7]. Die Modellparameter können sich dabei in Abhängigkeit der Stahlgüte und Gefügezone deutlich voneinander unterscheiden. Der Bruchvorgang selber wird im Gurson-Modell über die Mechanismen Porenbildung, -wachstum und -vereinigung mathematisch beschrieben.

3.2 Validierung

Die Parametrisierung der zonenspezifischen Versagensmodelle erfolgt durch inverse Simulation einfacher Versuche mit einem Schweißpunkt. Daraus ergibt sich eine effiziente Validierungsphase und eine aufwändige Herstellung von experimentellen Schweißpunktersatzgefügen entfällt. Für die Ermittlung der spezifischen Versagensparameter eignen sich Schälzug- und Scherzugversuche. Diese liegen im Allgemeinen vor, um eine erste Charakterisierung einer Verbindung oder die Parametrisierung von Ersatzmodellen zu ermöglichen.

Beim Schälzugversuch führt die lokale Spannkonzentration im Fügspalt zu einer kritischen Beanspruchung in der Wärmeeinflusszone, so dass ein Versagen in dieser Zone bevorzugt auftritt. Daher kann dieser Versuch zur Bestimmung der Gurson-Parameter der Wärmeeinflusszone eingesetzt werden. Die folgende Abb.

5 zeigt das Ergebnis der Modellanpassung für eine artgleiche Verbindung aus dem Dualphasen-Stahl DP-K 34/60.

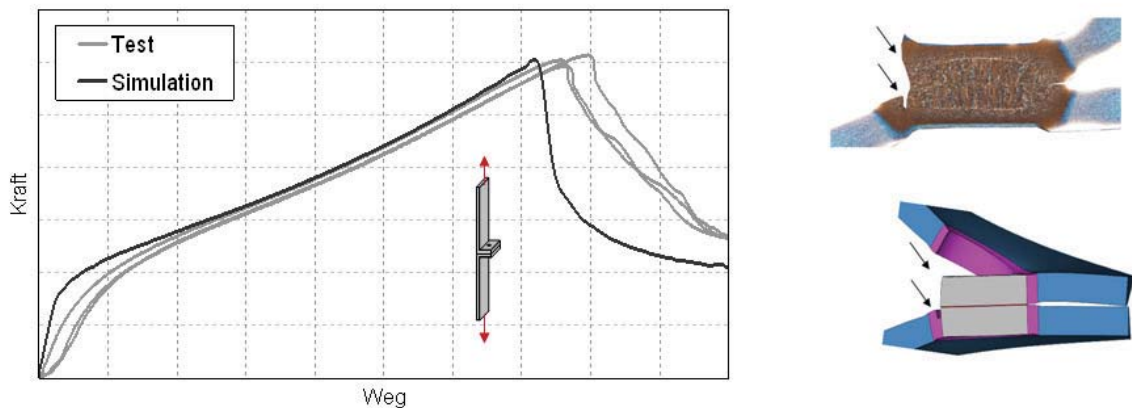


Abb. 5: Validierung der Versagensparameter für die Wärmeeinflusszone beim DP-K 34/60

Zur Kalibrierung der Versagensmodelle für die Schweißlinse und den Grundwerkstoff bieten sich Scherzugversuche mit unterschiedlicher Schweißlinsengröße an. Mit steigendem Durchmesser der Schweißlinse kann in der Regel ein Wechsel vom Scherbruch zum Ausknöpfbuch festgestellt werden. Somit können die verschiedenen Brucharten im Simulationsmodell aufeinander abgestimmt werden. Die Abb. 6 zeigt das Ergebnis der Validierung für zwei unterschiedliche Schweißlinsendurchmesser ($4\sqrt{t}$ und $4,5\sqrt{t}$). Auch hier ist der entwickelte Modellansatz in der Lage, die experimentellen Beobachtungen realistisch wiederzugeben.

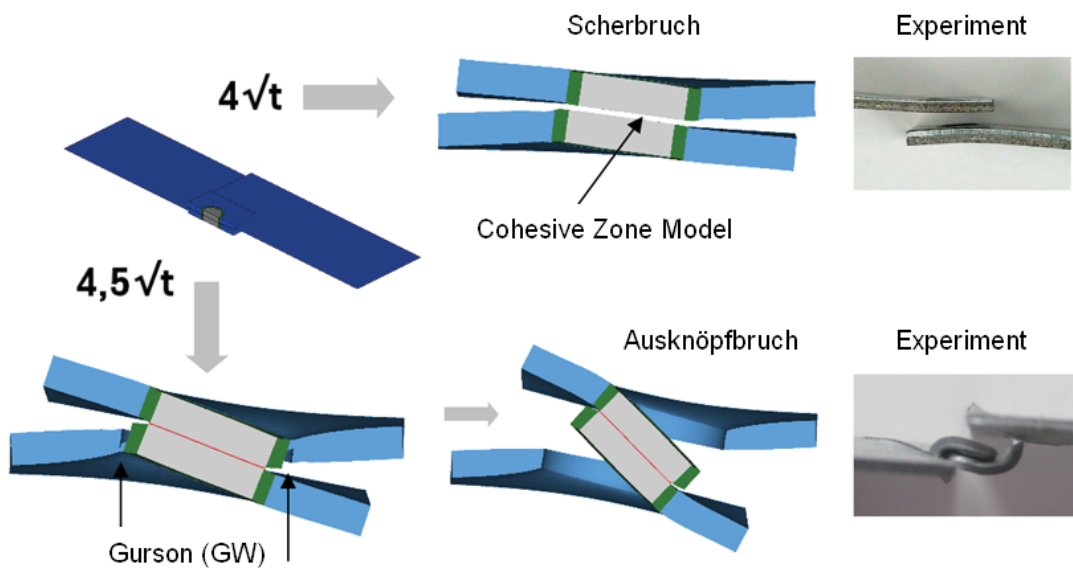


Abb. 6: Scherzugversuch: DP-K 34/60 + DP-K 34/60

3.3 Verifikation

Die Prognosefähigkeit des entwickelten Simulationsmodells wird anhand der KS2-Probe überprüft. Die Geometrie der KS2-Probe sowie die möglichen Belastungen sind in Abb. 7 dargestellt. Der wesentliche Vorteil dieses Testverfahrens ist die Möglichkeit zur Abprüfung mehrerer Belastungssituationen mit nur einer Probenform. Aus diesem Grund wird die KS2-Probe überwiegend zur Charakterisierung von Verbindungen und zum Aufbau von geeigneten Ersatzmodellen eingesetzt [3].

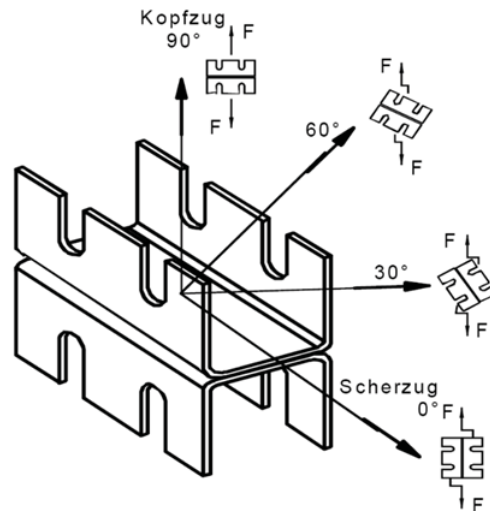


Abb. 7: KS2-Probe und mögliche Belastungsarten [8]

Die Simulationsergebnisse der KS2-Probe sind nachfolgend für unterschiedliche Stahlgüten und Kombinationen unter Verwendung der Modellparameter aus der Validierungsphase dargestellt.

3.3.1 Artgleiche Verbindungen

Zunächst erfolgt der Abgleich für die aus der Validierung bekannte Verbindung aus dem Dualphasen-Stahl DP-K 34/60 und der Blechdicke t_1 . Die Resultate sind in Abb. 8 dargestellt und zeigen, dass das Simulationsmodell sowohl das Festigkeitsverhalten als auch die Bruchart genau prognostizieren kann.

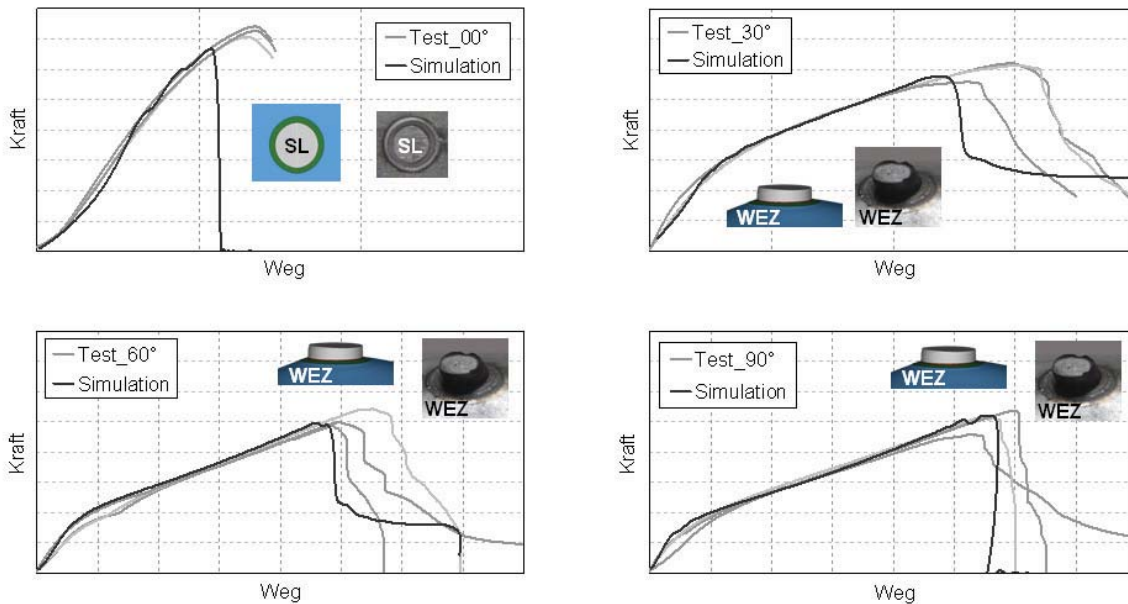


Abb. 8: KS2-Probe: DP-K 34/60 (t_1) + DP-K 34/60 (t_1)

In einem weiteren Schritt wurde die Vorhersagegenauigkeit für eine Verbindung aus DP-K 34/60 mit geringerer Blechdicke (t_2) untersucht. Diese Ergebnisse sind in Abb. 9 dargestellt und zeigen auch hier eine hohe Prognosegüte der entwickelten Simulationsmethode. Besonders interessant ist der Wechsel der Bruchart bei überwiegender Scherbelastung, welche durch das Modell ohne Anpassungen wiedergegeben wird. Zudem kann festgestellt werden, dass die einmal ermittelten Versagensparameter ohne Anpassungen auf andere Blechdicken übertragbar sind.

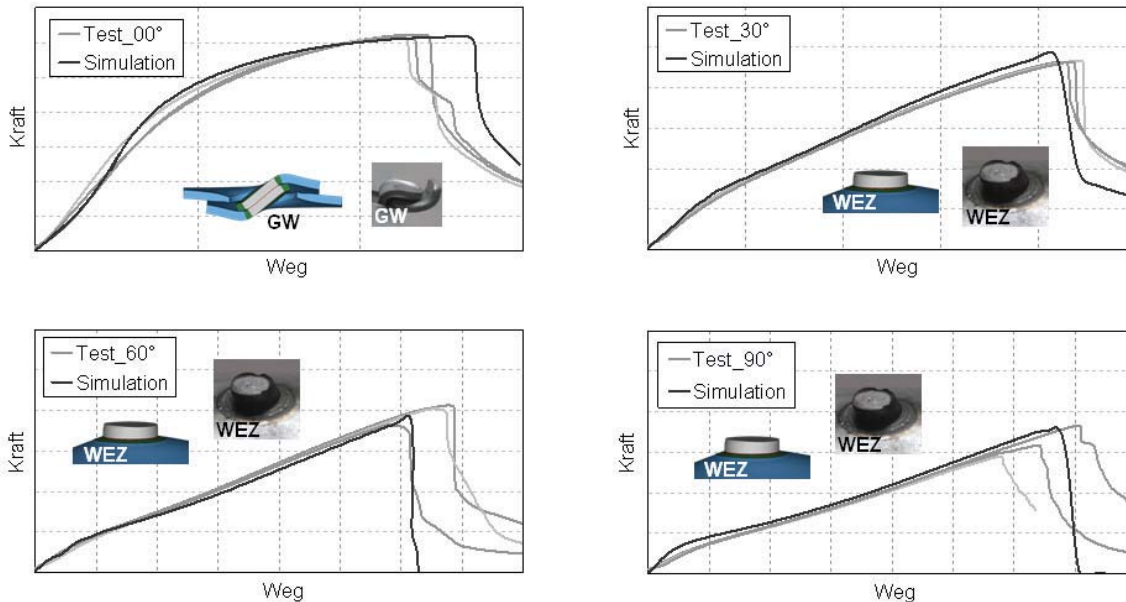


Abb. 9: KS2-Probe: DP-K 34/60 (t_2) + DP-K 34/60 (t_2)

Zur abschließenden Verifikation der Simulationsmethode wurde eine weitere Stahlgüte ausgewählt. Es handelt sich dabei um den mikrolegierten Stahl MHZ 340. Die hohe Duktilität des Werkstoffes führte im Versuch zu reinen Ausknöpfungbrüchen aus dem Grundwerkstoff. Auch das Simulationsmodell prognostiziert ein Versagen im Grundwerkstoff, wie in Abb. 10 zu sehen ist. Die maximalen Kräfte werden mit guter Genauigkeit bestimmt.

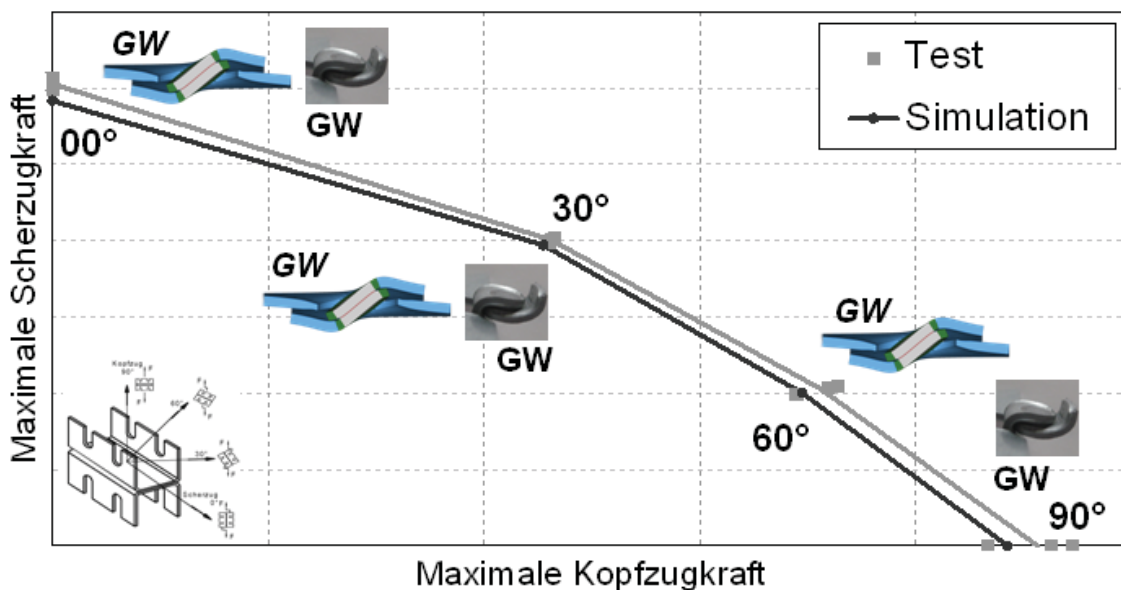


Abb. 10: KS2-Probe: MHZ 340 (t_3) + MHZ 340 (t_3)

3.3.2 Mischverbindungen

Die Übertragung der Simulationsmethode auf Mischverbindungen erfordert eine Vorgehensweise zur Definition der plastischen Eigenschaften der Schweißlinse. Als Abschätzung wurde von einer homogenen Durchmischung der Stahlwerkstoffe in der Schweißlinse ausgegangen und eine modifizierte Fließkurve nach Formel (1) bestimmt.

$$\sigma_{Mix}^{SL} = \frac{H_{Mix}^{SL}}{(H_1^{GW} + H_2^{GW})} \cdot (\sigma_1^{GW}(\varepsilon_i) + \sigma_2^{GW}(\varepsilon_i)) \quad (1)$$

Der Parameter H bezeichnet die gemittelte Vickershärte in den einzelnen Gefügezonen und $\sigma(\varepsilon)$ steht für die Fließkurve des Basismaterials. Die Indizes kennzeichnen die jeweiligen Stahlgüten. Die Ermittlung der Versagensparameter für die Schweißlinse bei Mischverbindungen erfolgt äquivalent zur Vorgehensweise bei artgleichen Verbindungen.

Die Eignung der entwickelten Simulationsmethode für Mischverbindungen wurde an unterschiedlichen Blechdickenkombinationen aus den Werkstoffen DP-K 34/60 und MHZ 340 untersucht. Die ermittelten Modellparameter aus der Validierung werden dazu für beide Stahlgüten verwendet. In Abb. 11 sind die realen Verformungen bei einer 90°-Belastung der KS2-Probe dargestellt und belegen eine hohe Übereinstimmung mit der Simulation. Besonders interessant ist der Verlauf der zonenspezifischen Schädigungsvariablen. Eine Schädigung von eins in einem Element führt zur Elementlöschung. Während bei der Kombination aus DP-K 34/60 mit geringerer Blechdicke (t_2) die Schädigung unmittelbar in der zugehörigen Wärmeinflusszone erfolgt, kommt es in der zweiten Variante zu einer Verlagerung der Schädigung in den Grundwerkstoff der mikrolegierten Stahlgüte.

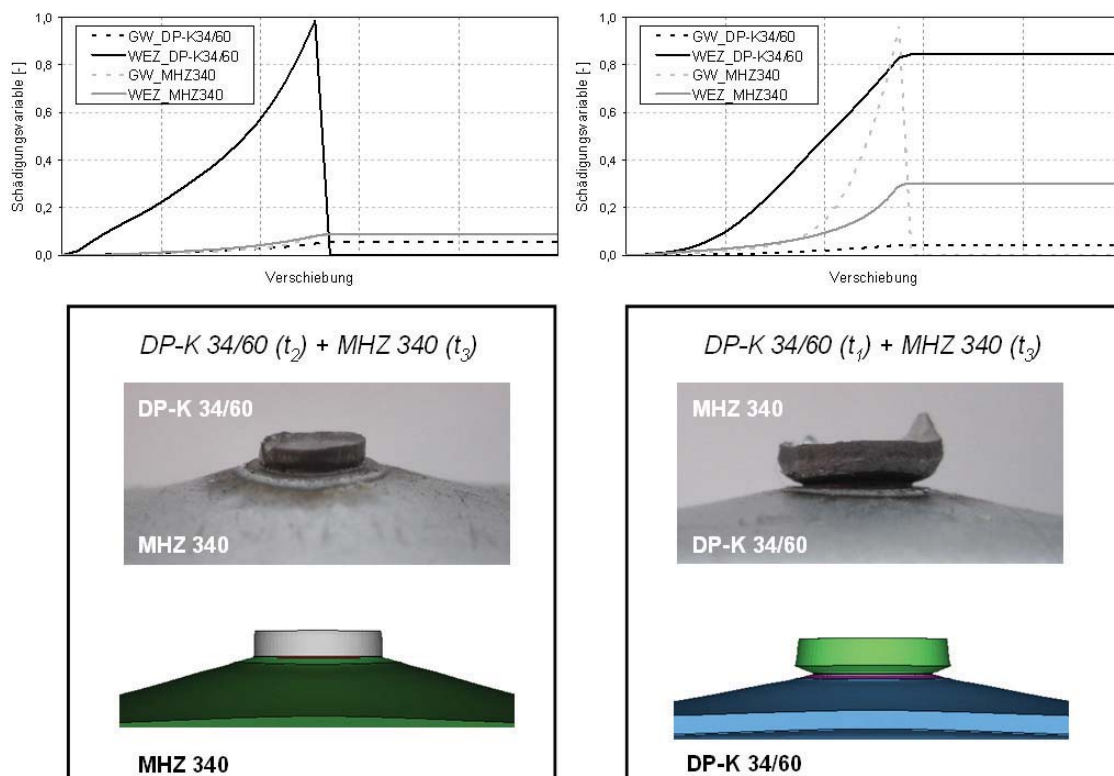


Abb. 11: KS2-Probe: Versagensanalyse bei 90°-Belastung

Die vorgestellte Simulationsmethode zeigt für unterschiedliche Stahlwerkstoffe eine hohe Prognosefähigkeit und ermöglicht erstmalig eine Berücksichtigung von Mischverbindungen, wie sie überwiegend im Fahrzeug auftreten. Damit kann eine Reduzierung der notwendigen Experimente zur Charakterisierung von Schweißpunktverbindungen erreicht werden.

4 Fügeprozesssimulation

Zum Aufbau der vorgestellten Detailmodelle von Schweißpunktverbindungen kann die Fügeprozesssimulation relevante Informationen liefern. Insbesondere die resultierende Geometrie der Fugestelle und die Veränderung der Gefügestruktur sowie Härteverteilung durch den Schweißprozess sind von Bedeutung. Durch eine geeignete Kopplung beider Simulationsdisziplinen kann eine virtuelle Prozesskette von widerstandspunktgeschweißten Stahlblechverbindungen aufgebaut werden. Ausgehend von den Randbedingungen und verwendeten Prozessparametern beim Schweißen kann somit eine Prognose der resultierenden Tragfähigkeit und Verbindungsfestigkeit erfolgen.

Die Software SYSWELD wird zur Simulation des Widerstandspunktschweißens eingesetzt. In Abb. 12 sind Ergebnisse aus einer Validierung für den Stahlwerkstoff DP-K 34/60 dargestellt. Dabei kann die Schweißpunkt- und Schweißlinsengeometrie sowie die Ausdehnung der Wärmeeinflusszone durch die numerische Fügeprozesssimulation erfasst werden.



Abb. 12: Fügeprozesssimulation: Schweißlinsengeometrie (links) und Gefügeverteilung (rechts)

Zur Einbeziehung der Ergebnisse aus der Fügeprozesssimulation in die Detailmodellierung liegt eine Schnittstelle vor. Diese ermöglicht den Import des resultierenden Verformungszustandes nach dem Schweißprozess sowie die Übertragung der Geometrie der Schweißlinse und der Wärmeeinflusszone.

Die Vorgehensweise zur Kopplung der Simulationsdisziplinen ist schematisch in Abb. 13 dargestellt.

Eine Hürde bei der Anwendung der Fügeprozesssimulation stellen die umfangreichen Daten dar, die in Abhängigkeit von der Temperatur und teilweise dem Phasenzustand vorliegen müssen. Daher sind auch für die Fügeprozesssimulation effektive Strategien zur Kennwertdefinition erforderlich.

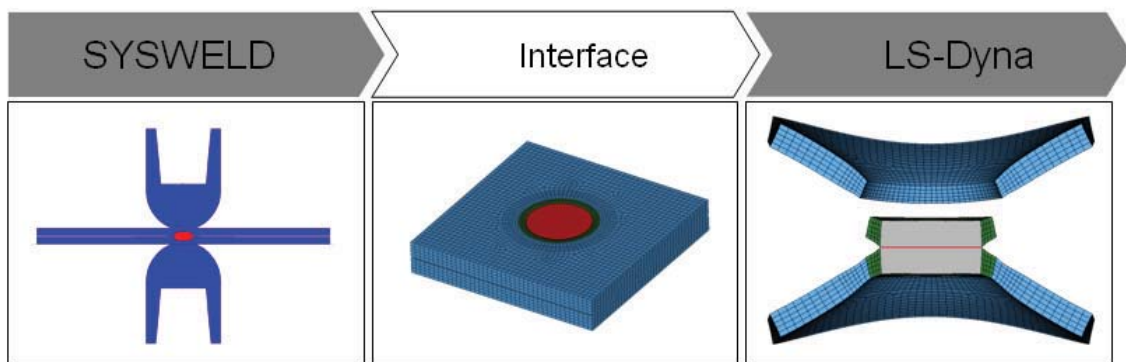


Abb. 13: Durchgängige Simulationskette widerstandspunktgeschweißter Stahlblechverbindungen

5 Ersatzmodellierung

Die vorgestellte Detailmodellierung von Schweißpunktverbindungen ist aufgrund der hohen Anzahl an Elementen und dem geringen Zeitschritt für den Einsatz in der Gesamtfahrzeugberechnung nicht geeignet. Daher müssen Ersatzmodelle verwendet werden, die das Verformungs- und Versagensverhaltens vereinfacht beschreiben. Die ganzheitliche Vorgehensweise zur Charakterisierung der Ersatzmodelle für die Crashsimulation ist schematisch in Abb. 14 dargestellt.

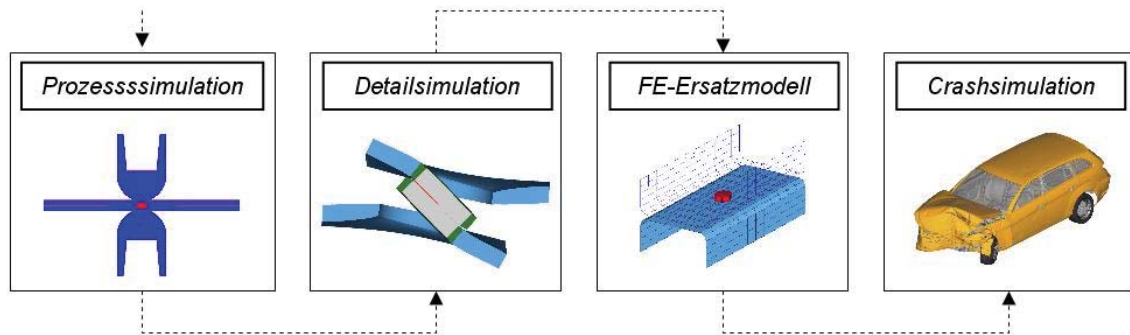


Abb. 14: Virtuelle Charakterisierung von Schweißpunktverbindungen für die Crashsimulation

Das verwendete Schweißpunktersatzmodell besteht aus einem Volumenelement, welches über eine Kontaktbedingung netzunabhängig an die Schalenelemente der Fügepartner angebunden wird. Zur Versagensmodellierung wird ein quadratisches Kriterium eingesetzt, welches in Abhängigkeit der auftretenden Kräfte und Momente definiert ist. Die Parametrisierung des Schweißpunktersatzmodells erfolgt durch einen Abgleich mit den prognostizierten Festigkeiten der Detailsimulationen. Die Resultate der Kalibrierung sind in Abb. 15 für eine artgleiche Verbindung dargestellt.

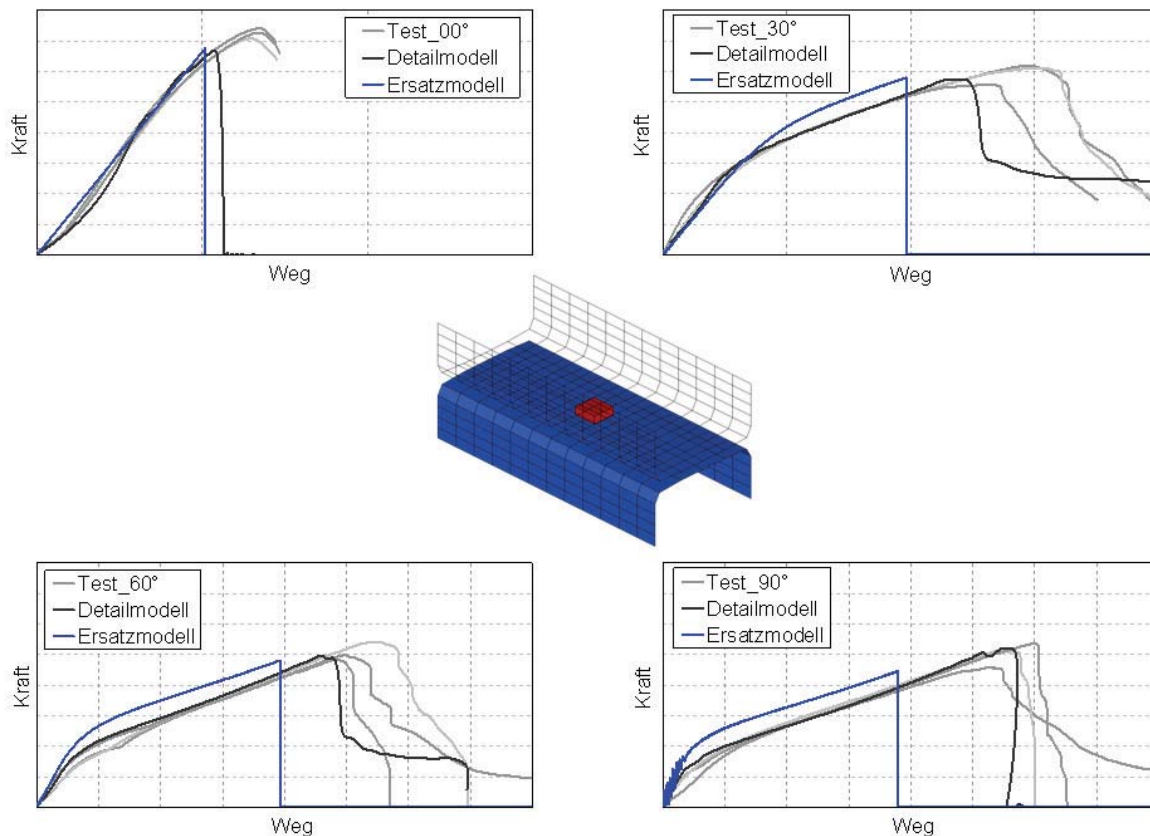


Abb. 15: Kalibrierung des Schweißpunktersatzmodells für DP-K 34/60 (t₁) + DP-K 34/60 (t₁)

6 Komponententest

Zur Verifikation der Ersatzmodellierung wurde eine bauteilähnliche Probe mit dem Ziel der kritischen Schweißpunktbelastung bei der ThyssenKrupp Steel Europe AG aufgebaut. Der Probekörper ist in Abb. 16 dargestellt und besteht aus drei unterschiedlichen Hutprofilen, die miteinander verschweißt werden. Die Biegebelastung des Trägers führt in den Schweißpunkten zu einer komplexen Beanspruchung bestehend aus Scherung, Schälung und Zug. Generell bildet der Versuch stark vereinfacht das Bauteilverhalten zwischen Schweller und B-Säule bei einem Seitencrash ab.

Die Fertigung des Biegeträgers erfolgte aus dem Werkstoff DP-K 34/60 mit der Blechdicke t_1 . Die Belastung wird zunächst statisch auf den Träger aufgebracht, kann aber bei Bedarf auch dynamisch über eine Fallmasse erfolgen. Für einen Abgleich mit der Simulation wird die resultierende Kraft sowie die Verschiebung aufgezeichnet.

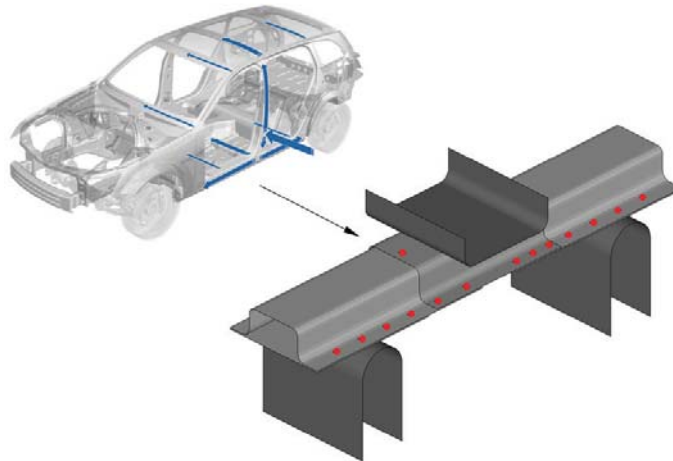


Abb. 16: Bauteilähnlicher Komponententest zur Bewertung der Fügechnik

Der Versuch wird entsprechend der bestehenden Modellierungsrichtlinien für Gesamtfahrzeugmodelle numerisch abgebildet. Dabei erfolgt die Simulation ohne und mit Versagenskriterium für die Ersatzelemente der Schweißpunkte. Die Simulationsergebnisse sind in Abb. 17 im Vergleich mit den experimentellen Daten dargestellt. Die Simulation mit Versagen der Schweißpunkte (SP) kann die Messdaten sowie Versagensreihenfolge der Schweißpunkte gut wiedergeben.

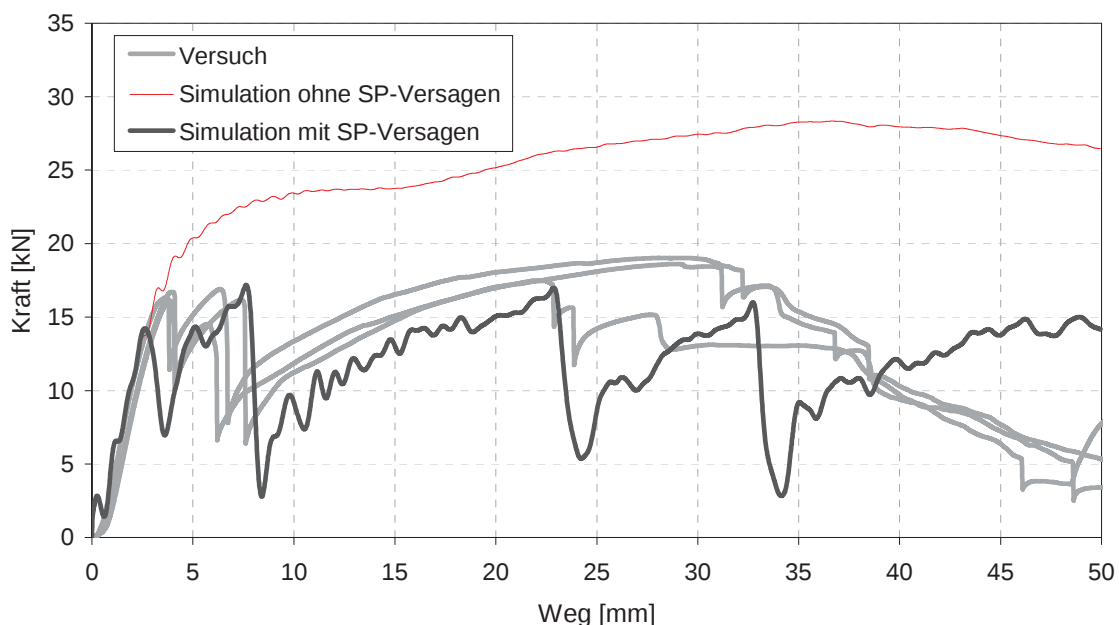


Abb. 17: Vergleich Versuch und Simulation: Kraft-Weg-Verlauf

7 Zusammenfassung

Ein geeignetes Modellierungskonzept zur Abbildung von Schweißpunkten in der Crashtestsimulation ist wichtig, da ein Versagen der Fügestellen zu einem global veränderten Crashverhalten führen kann. Notwendige Voraussetzung für alle derzeit existierenden Schweißpunktersatzmodelle sind experimentelle Daten, welche für jede einzelne Schweißpunktverbindung vorliegen müssen. Aus den vielfältigen Verbindungskombinationen im Fahrzeug resultiert eine umfangreiche Versuchsmatrix, deren Abprüfung sehr aufwändig und kostenintensiv ist.

In diesem Beitrag wurde eine ganzheitliche Simulationsmethode vorgestellt, mit der die notwendigen Daten zur Parametrisierung der Ersatzmodelle von beliebigen Schweißpunktverbindungen virtuell bestimmt werden können. Dazu werden detaillierte Simulationsmodelle mit zonenspezifischen Versagenskriterien eingesetzt, welche unter definierter Belastung die Versagensart und das Festigkeitsverhalten von standardisierten Proben mit einem Schweißpunkt prognostizieren. Eine hohe Vorhersagegenauigkeit der entwickelten Methode konnte für artgleiche und erstmalig für artungleiche Schweißverbindungen, wie sie überwiegend im Fahrzeug auftreten, demonstriert werden.

In einem Komponentenversuch, der speziell auf das Verbindungsversagen ausgelegt ist, konnte gezeigt werden, dass die Vernachlässigung von Schweißpunktversagen in der Simulation zu einer deutlich veränderten Energieaufnahme führt. Die Ersatzmodellierung mit Schweißpunktversagen lieferte für den untersuchten Lastfall eine gute Übereinstimmung zwischen Versuch und Simulation. Somit können in der Crashtestsimulation kritische Schweißpunktverbindungen frühzeitig identifiziert und die Konstruktion hinsichtlich der Crashperformance optimiert werden.

8 Referenzen

- [1] Automobiltechnische Zeitschrift (ATZ): "Das InCar-Projekt von ThyssenKrupp", ATZ extra, 2009
- [2] Sommer, S.: "Modellierung des Verformungs- und Versagensverhaltens von Punktschweißverbindungen unter monoton ansteigender Belastung", Dissertation, 2009
- [3] Haufe, A., Graf, T., Pietsch, G., Feucht, M., Neukamm, F.: "Aktuelle Trends bei der Modellierung von Schweißpunktverbindungen in der Crash-Simulation mit LS-DYNA", crashMAT, 2009
- [4] Laurenz, R.: "Spot Weldability of Advanced High Strength Steels (AHSS)", Proceedings of Advanced Joining Conference, 2004
- [5] Pieronek, D., Röttger, R., Marx, A.: "Ganzheitlicher Simulationsansatz zur Versagensprognose von widerstandspunktgeschweißten Stahlblechverbindungen", LS-DYNA Update Forum, 2009
- [6] Pieronek, D., Röttger, R., Marx, A.: "Virtuelle Versagensprognose von widerstandspunktgeschweißten Stahlblechverbindungen", NAFEMS-Seminar, 2010
- [7] Feucht, M., Sun, D.-Z., Erhart, T., Frank, T.: "Recent development and applications of the Gurson model", Proceedings of 5th German LS-DYNA Forum, 2006
- [8] Hahn, O., Gieske, D., Rhode, A.: "Probe und Probenspannvorrichtung zum Einsatz in Zugmaschinen", Patent DE 195 22 247 A1, 1996

Simulation und Optimierung von Bauteilverbindungen

R. Helfrich, I. Pflieger (INTES GmbH)

Die Modellierung von Bauteilverbindungen bestimmt in entscheidendem Maße die Qualität der Simulationsergebnisse. Andererseits ist die Abbildung von Verbindungsdetails aufwändig und man sucht daher nach vereinfachten Verbindungsmodellen mit ausreichender Genauigkeit. Bauteilverbindungen befinden sich also im Spannungsfeld zwischen Modellierungsaufwand und Ergebnisgüte. Nachdem sich in den vergangenen Jahren in der Simulation auch die Optimierung von Bauteilen immer weiter verbreitet, sollen natürlich auch die Bauteilverbindungen in den Optimierungsprozess eingebunden werden. Daraus ergeben sich erweiterte Potenziale für den Entwurf von Bauteilen und ihrem Zusammenbau.

Hauptgegenstand des Artikels sind Schraubverbindungen. Dabei spielen auch inkompatible Netze der verbundenen Teile und Kontakt in der Verbindungsfläche eine wesentliche Rolle. Der Nutzen dieser Vorgehensweise bei der Optimierung von Schrauben- und Rippenpositionen in statischen und dynamischen Anwendungen wird vorgestellt.

1 Einführung

Die Qualität der Ergebnisse von Finite-Elemente-Berechnungen (FE-Berechnungen) hängt wesentlich davon ab, wie Bauteilverbindungen modelliert werden. Allerdings ist die sorgfältige Modellierung der Verbindungsdetails manchmal kompliziert und zeitaufwändig. Deshalb wollen Berechnungsingenieure für die verschiedenen Verbindungsarten einfache Modelle, die zufriedenstellende Ergebnisse gewährleisten. Bauteilverbindungen befinden sich also im Spannungsfeld zwischen Modellierungsaufwand und Ergebnisgüte. Das Ziel vereinfachter Verbindungsmodelle ist es oft, zunächst das globale Strukturverhalten ausreichend zu beschreiben. Dabei wird das lokale Verhalten in der Verbindung eigenen Untersuchungen mit Hilfe von verfeinerten Modellen überlassen. Allerdings wird bei einer großen Anzahl von Verbindungen (wie bei Schweißpunkten in einer Rohkarosserie) eine Trennung zwischen lokalen und globalen Modellen schwierig, da nicht jede einzelne Verbindung getrennt untersucht werden kann. Deshalb besteht die Herausforderung darin, die vereinfachten Verbindungsmodelle soweit zu verbessern, dass auch lokale Qualitätsanforderungen erfüllt werden, ohne dass dazu der Modellierungsaufwand steigt.

In diesem Artikel liegt der Schwerpunkt bei Verschraubungen in Verbindung mit inkompatiblen Netzen und Kontakt. Nach einer allgemeinen Einführung von Bauteilkopplungen mit Hilfe von inkompatiblen Netzen werden Schrauben und ihre Vorspannung genauer betrachtet. Auch die Frage nach optimalen Schraubenpositionen wird behandelt, und wie dabei inkompatible Netze sehr praktisch eingesetzt werden können. Danach wird die Verschraubung in Motormodellen betrachtet, und wie man mit Sperren von Kontaktverbindungen („Contact Locking“) den Übergang von statischen zu dynamischen Berechnungen von Motoren bewältigen kann. Schließlich wird die Optimierung von Rippenpositionen auf einem Motorblock dargestellt, um damit die Schallabstrahlung an der Motoroberfläche zu reduzieren. Am Ende folgen einige abschließende Bemerkungen.

2 Bauteilverbindung mit inkompatiblen Netzen

Das Konzept inkompatibler Netze erleichtert die Modellierung von komplexen Bauteilen und Baugruppen. Davon profitieren unter anderem folgende Anwendungen:

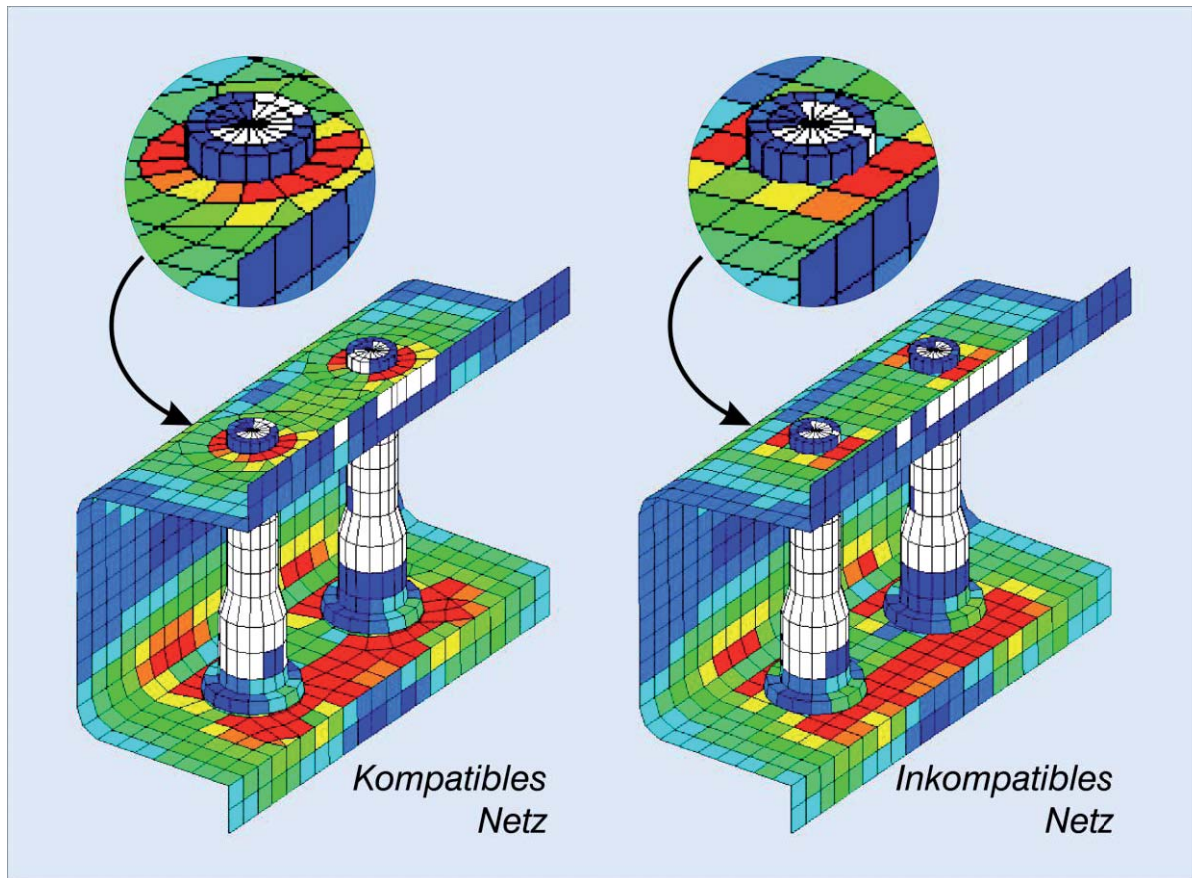


Abb. 1: Spannungen in einer Schraubenverbindung mit kompatiblen und inkompatiblen Netzen

- Lokale Netzverfeinerungen,
- Die Kopplung von Teilen mit unterschiedlichen Elementtypen,
- Getrennt vernetzte Bauteilverbindungen erleichtern den einfachen Wechsel von Position und Abstand der Schrauben (siehe Abb. 1),
- Getrennt vernetzte Rippen erleichtern den einfachen Wechsel von Position und Ausrichtung der Rippen (siehe Abb. 2),
- Die automatische Erzeugung von Schweißpunktelementen und ihre Kopplung mit inkompatibel vernetzten Flanschen,
- Kontakt zwischen unterschiedlich vernetzten Teilen (siehe Abb. 8).

Die inkompatiblen Netze werden dabei über Projektion und Interpolation verbunden. Die Knoten auf den verbundenen Oberflächen (oder Randlinien) werden auf die Gegenseite projiziert und dort unter Verwendung der jeweiligen Ansatzfunktionen der Elemente (d.h. linear oder quadratisch) und den Randknoten der betroffenen Elemente mit ihren Freiheitsgraden interpoliert, um eine kinematische Verträglichkeit der Verbindung mit den verwendeten Elementen herzustellen.

Das Hauptverdienst dieses Konzepts ist die Steigerung der Produktivität in der FE-Vernetzung. Die damit verbundenen Vorteile sind:

- Die netzunabhängige Modellierung von komplexen Bauteilen,
- Der schnellere Austausch von einzelnen Teilen, ohne die angrenzenden Bauteile zu verändern,
- Die flexiblere Modellierung durch bauteilorientierte Vernetzung,
- Die verbesserte Netzqualität der verbundenen Bauteile (und damit verbunden eine bessere Qualität der Ergebnisse),
- Die Anwendbarkeit für alle Berechnungsarten.

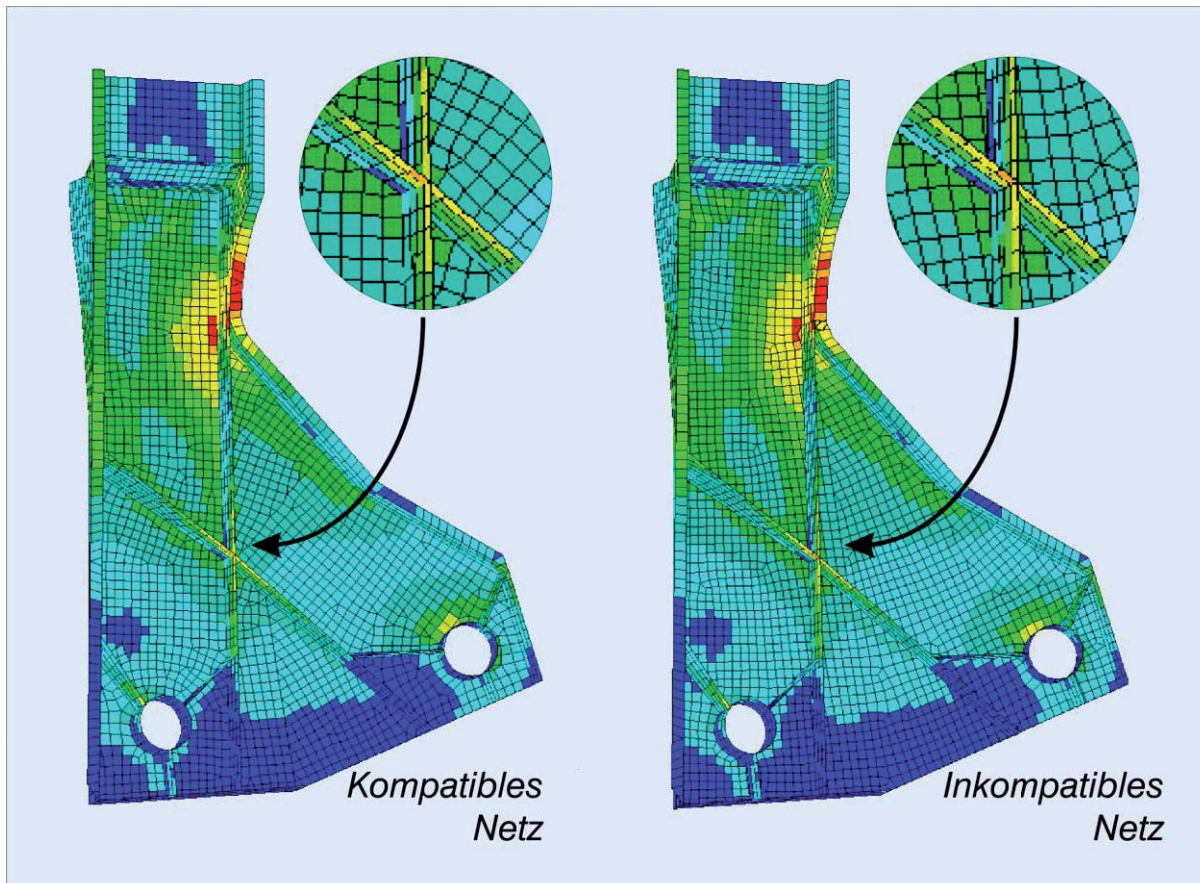


Abb. 2: Spannungen in einer Struktur mit kompatibel und inkompatibel vernetzten Rippen

Dabei muss man bedenken, dass sich der Netzübergang bei inkompatiblen Netzen in den gekoppelten Flächen (oder Linien) konzentriert. Deshalb sind abgeleitete Ergebnisse wie Spannungen dort möglicherweise nicht genauso verlässlich wie in den ungestörten Netzbereichen. Im Falle von Lebensdauerbetrachtungen an diesen Stellen sollte eine kompatible Vernetzung oder die Verwendung von Submodell-Techniken (sog. „Spannungslupe“) erwogen werden. Im Falle von Schweißpunkten ist dies allerdings keine Lösung, da die Anzahl der Schweißpunkte im Modell sehr groß sein kann. Zusammenfassend muss gesagt werden, dass es die Aufgabe des Berechnungsingenieurs ist, die geeignete Vernetzungsmethode auszuwählen und an der Berechnungsaufgabe und den verlangten Ergebnissen zu orientieren.

3 Schraubenmodellierung

Abhängig vom jeweiligen Anwendungsfall gibt es viele Möglichkeiten zur Modellierung von Schraubenverbindungen (siehe Abb. 3):

- **Balkenmodell:** Die Endknoten sind mit der Struktur starr verbunden (sog. Rigid Regions). Die Bohrung für die Schraube wird dabei nicht modelliert. Die Vorspannung kann über Anfangsdehnungen aufgebracht werden (z.B. eine Temperaturdifferenz). Zwei Balkenelemente sind nötig, wenn die Vorspannung über Kontakt aufgebracht wird.
- **Mit getrenntem Schraubenschaft:** Dazu wird ein Volumenmodell des Schraubenschafts ohne Gewinde benötigt. Die Schraubenbohrung wird modelliert. Der Gewindebereich von Schraube und Bohrung wird gekoppelt (über kompatible oder inkompatible Netze). Im ungestörten Schaftbereich wird die Schraube durchgeschnitten und dort ein Kontakt definiert, um über eine Durchdringung die Verlängerung der vorgespannten Schraube zwischen zwei Knoten vorzugeben. Das ist nicht empfehlenswert im Falle von kurzen Schrauben, da eine Verwölbung des Schaftquerschnitts nicht berücksichtigt wird. Für lange Schrauben ist das kein Problem, aber diese Technik führt zu einer Verkürzung der Schraube, was nicht der Realität entspricht.

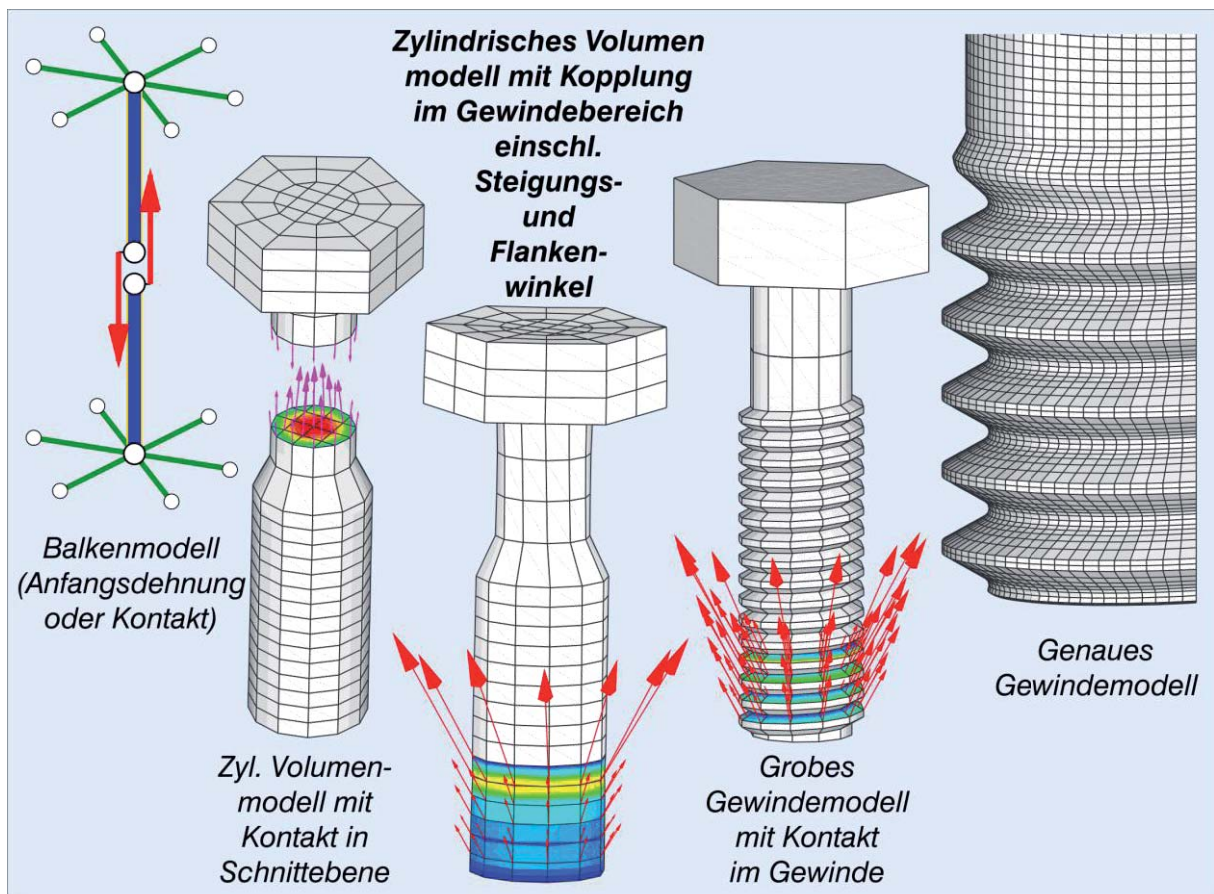


Abb. 3: Breites Spektrum von Modellen für Schraubenverbindungen

- **Schraube mit Gewindekopplung:** Dazu wird auch ein Volumenmodell des Schraubenschafts ohne Gewinde benötigt. Die Schraubenbohrung oder die Mutter werden modelliert. In automatischer Weise werden Gewinde und Bohrung (kompatibel oder inkompatibel) miteinander verbunden. Schaft und Bohrung bleiben dabei elastisch und benötigen keine zusätzliche Kopplungsbedingung. Zusätzlich werden Flanken- und Steigungswinkel des Gewindes berücksichtigt. Das führt zu nicht-axialen Kräften im Gewindebereich, die zu einer Aufweitung der Bohrung bzw. zu einer Verdrehung des Schaftes führen. Die Vorspannung wird hier automatisch über einen Kontakt im Gewindebereich eingebracht. Deshalb kann diese Methode auch für kurze Schrauben verwendet werden. Der Schraubenschaft wird dabei verlängert und zeigt korrekte Spannungen.

- Schraube mit einer Gewindemodellierung: Ein Volumenmodell der Schraube wird benötigt und Kontakt ist erforderlich entlang des gesamten Gewindes. Die Gewindebohrung muss entsprechend modelliert werden. Das Netz des Gewindes ist ziemlich grob und kann so die Spannungen im Gewinde nicht exakt abbilden. Die Schraubenvorspannung ist nicht so einfach einzubringen (außer über eine Verdrehung der Schraube).
- Schraube mit exakter Gewindemodellierung: Gegenüber dem vorgenannten Modell wird hier das Gewinde mit ausreichender Auflösung vernetzt. Das erhöht die Qualität der Spannungen im Gewinde erheblich. Allerdings steigt dabei der Modellierungsaufwand ebenfalls sehr deutlich (und der Berechnungsaufwand). Damit ist diese Lösung nur für einzelne Schraubenverbindungen durchführbar).

Aus diesen Beispielen lässt sich leicht ableiten, dass die Modellierung des Schraubenschafts ohne Gewinde aber unter Berücksichtigung von Flanken- und Steigungswinkel einen brauchbaren Kompromiss zwischen Modellierungsaufwand und Ergebnisqualität darstellt. Abb. 4 zeigt drei Anwendungsfälle für die Schaftverlängerung, die Aufweitung der Bohrung und die Verdrehung des Schraubenschafts. Weitere Möglichkeiten sind ein Linksgewinde und ein Doppelgewinde.

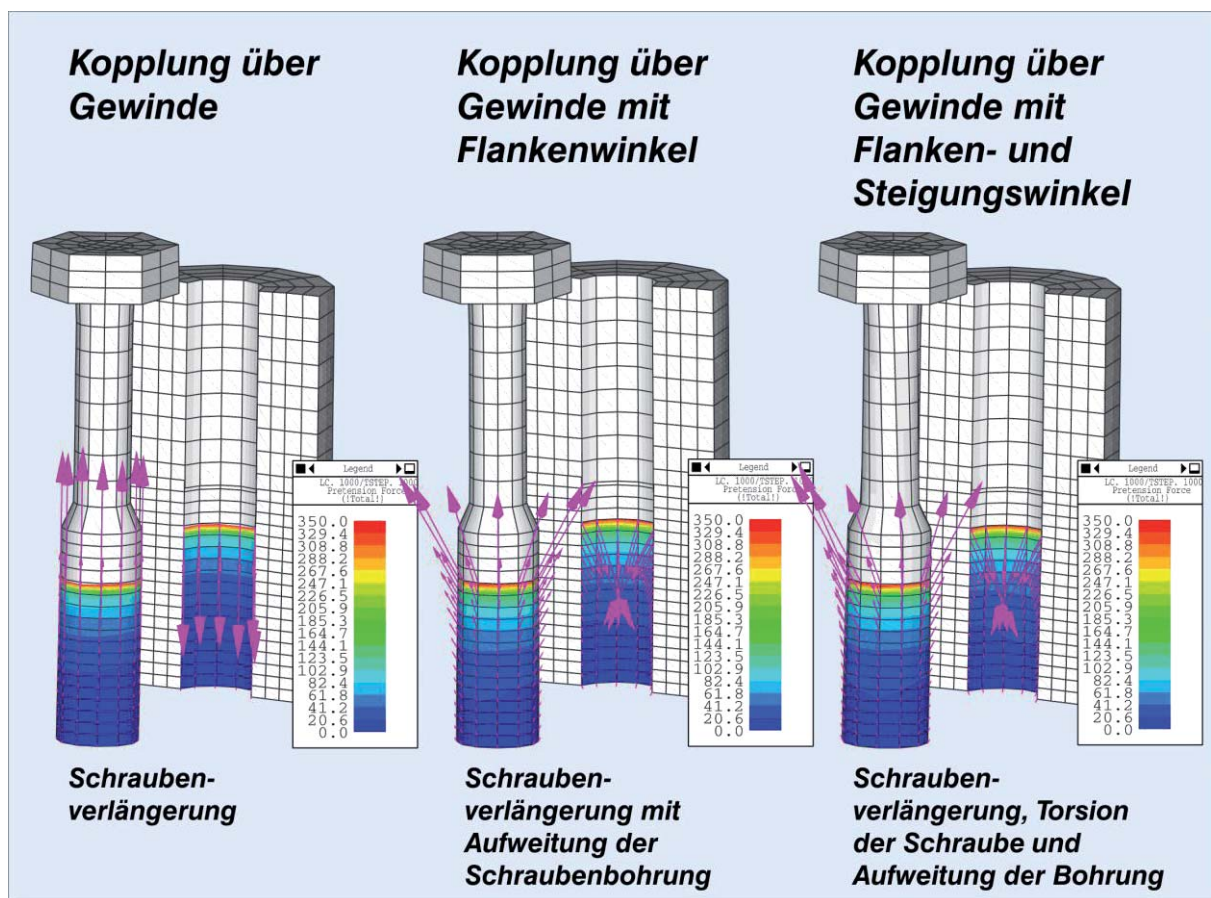


Abb. 4: Vereinfachtes Schraubenmodell mit Flanken- und Steigungswinkel

Ein wichtiger Hinweis betrifft die Vernetzung der Schraube. Sie muss im Querschnitt ein symmetrisches Netz erhalten, um Biegeeffekte aus einer Zugkraft auszuschließen. Außerdem sind Hexaederelemente (evtl. mit Pentaederelementen) günstig, da Tetraederelemente eine gewisse Richtungsabhängigkeit bei den Verschiebungen zeigen. Deshalb ist eine automatische Vernetzung der Schrauben (und Muttern) mit Tetraederelementen nicht zu empfehlen.

Auf der anderen Seite können Schraubenkopf und Struktur durchaus auch inkompatibel vernetzt werden.

4 Schraubenvorspannung

Die Schraubverbindung von Blechen ist ein gutes Beispiel für die Vorteile der Vorspannung von Schrauben über den Gewindebereich im Vergleich zu einem Schnitt durch den Schraubenschaft, da hier kurze Schrauben mit Muttern Verwendung finden. Dadurch wird die Verwölbung des Schaftquerschnitts berücksichtigt. Abb. 5 zeigt dazu die Schraubenverformung unter Vorspannung und nach einer zusätzlichen Drucklast.

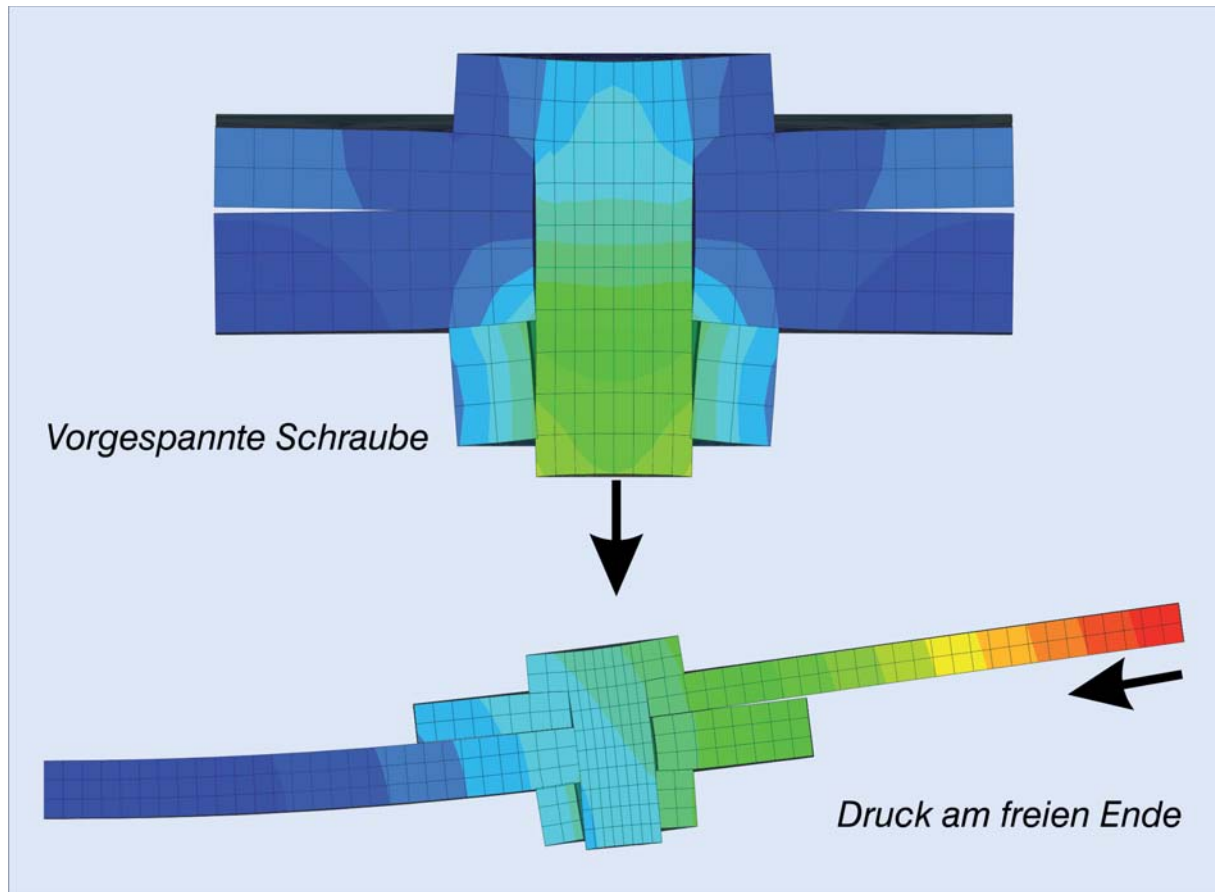


Abb. 5: Vorgespannte Schraube unter Druckbelastung

Die Schraubenvorspannung führt zu einer Kontaktzone unter Schraubenkopf und Mutter. Außerhalb dieses Bereichs kommt es zu einem Abheben, wo kein aktiver Kontakt wirkt.

Dieses Beispiel zeigt auch das Gleiten zwischen den Blechen. Durch die hohe Vorspannkraft in der Schraube kommt es zu einem gleitenden Reibkontakt zwischen den Blechen, der nach der Vorspannung wieder in Haften übergeht. Beim Aufbringen der Drucklast beginnen die Bleche wieder zu gleiten. Außerdem kommt das obere Blech in Kontakt mit dem Schraubenschaft (siehe Abb. 6), was auch für das untere Blech gilt.

Außerhalb des Reibkontakts liegt aufgrund der Vorspannung kein aktiver Kontakt vor, mit Ausnahme eines Knotens am Rand des oberen Blechs, wo sich die beiden Bleche wegen der Biegung wieder berühren und dabei gegeneinander gleiten.

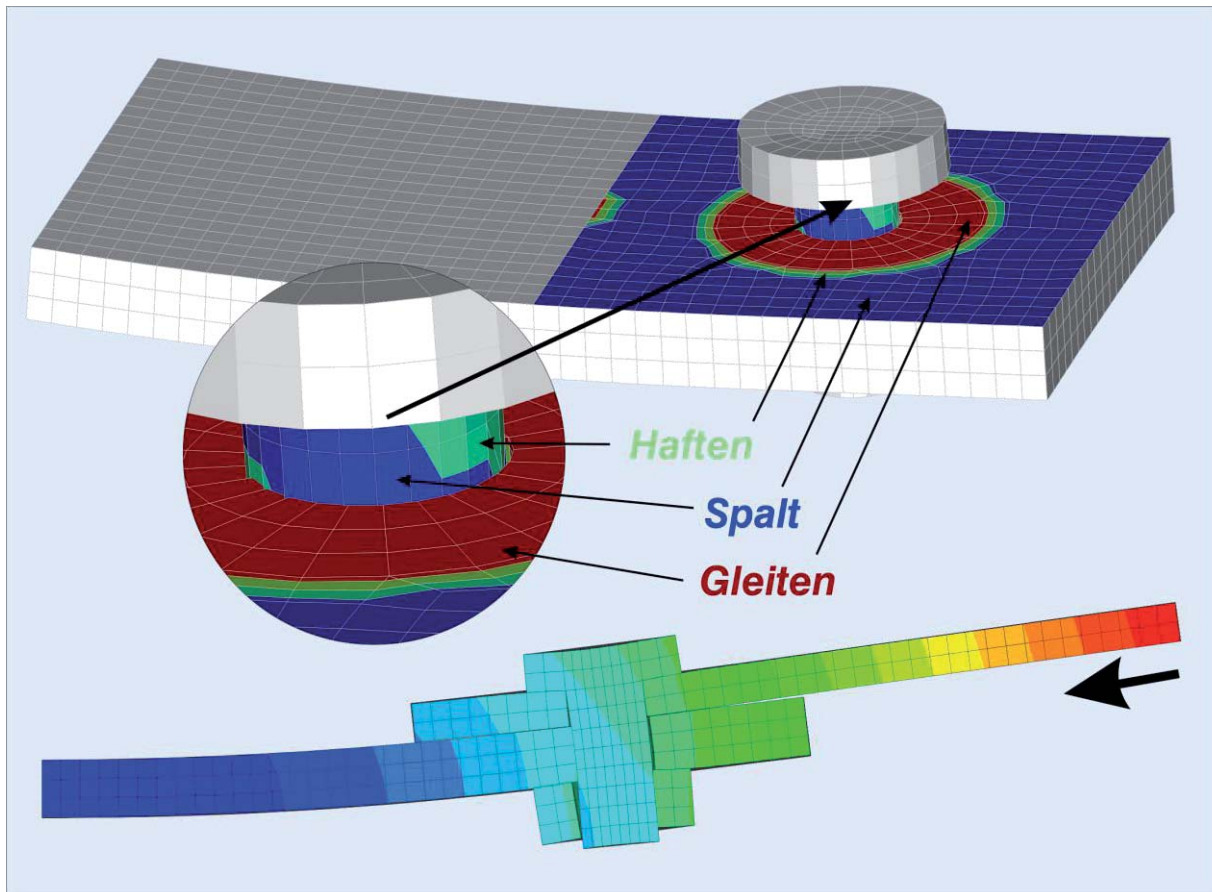


Abb. 6: Kontaktstatus einer vorgespannten Schraubverbindung

5 Optimierung von Schraubenpositionen

Abb. 7 zeigt ein Beispiel für den gemeinsamen Einsatz von Schraubverbindungen, inkompatiblen Netze und Formoptimierung. Der Bügel wird durch zwei Knotenkräfte an der oberen Seite belastet und ist an der hinteren Seite unten fest eingespannt. Die beiden Seiten des Bügels sind durch drei Schrauben zusammengehalten, welche die aufgebrachten Kräfte von der Ober- zur Unterseite übertragen.

Die Modellierung von Bügel und Schrauben ist vollständig inkompatibel, d.h. der Bügel ist ohne Schrauben vernetzt worden und auch die Schraubenmodelle sind unabhängig vom Netz des Bügels.

Die Formoptimierung wird nun auf die Position aller drei Schrauben angewandt, um eine identische Schraubenkraft zu erreichen. Das Diagramm in Abb. 7 zeigt die Entwicklung der Schraubenkräfte während der Optimierung. Während der Optimierung werden Durchdringungen der Schrauben vermieden. Die Endposition der Schrauben ist symmetrisch, obwohl dies keine Nebenbedingung des Optimierungsprozesses ist, wie es aber erwartet werden muss.

Bei dieser Optimierung werden keinerlei Veränderungen des Netzes vorgenommen, d.h. die relative Position der Knoten zueinander bleibt erhalten. Trotzdem ist es eine Formoptimierung, da die Koordinaten der Schraubenpositionen verändert werden.

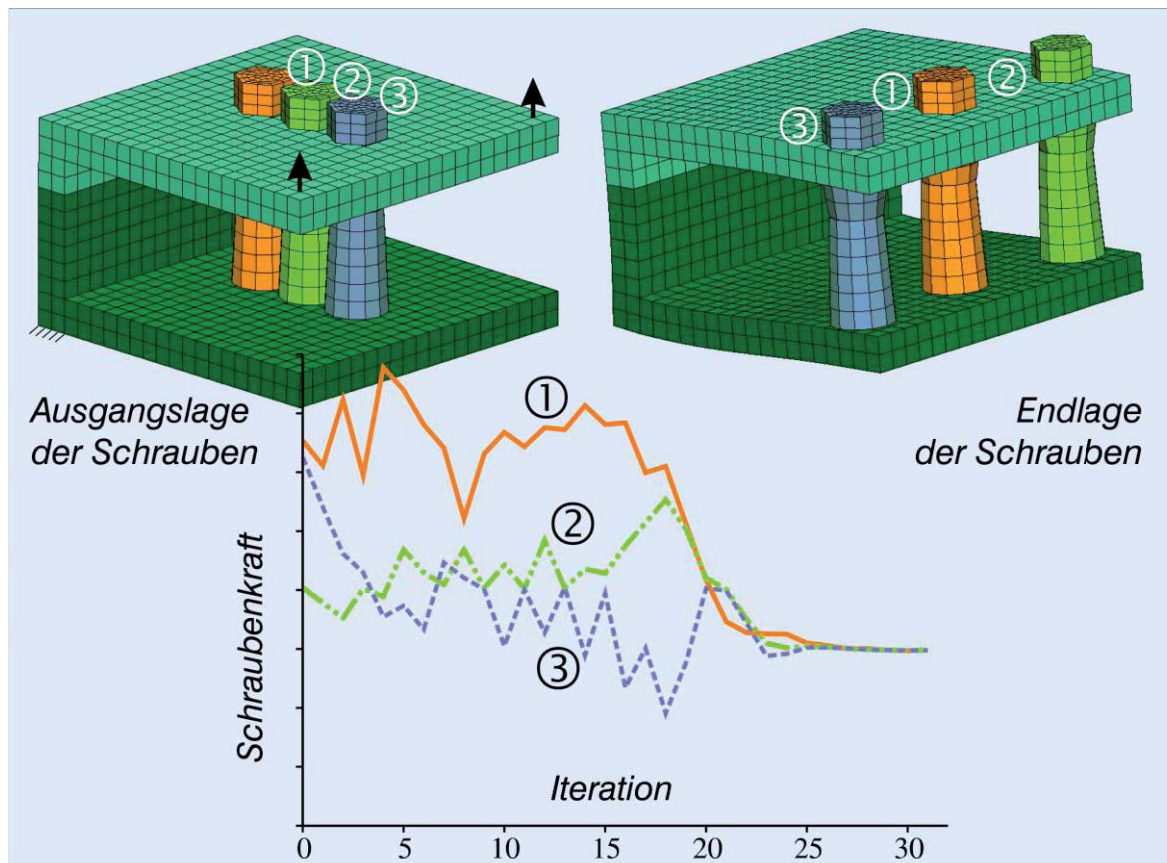


Abb. 7: Optimierung der Schraubenpositionen in einem Bügel

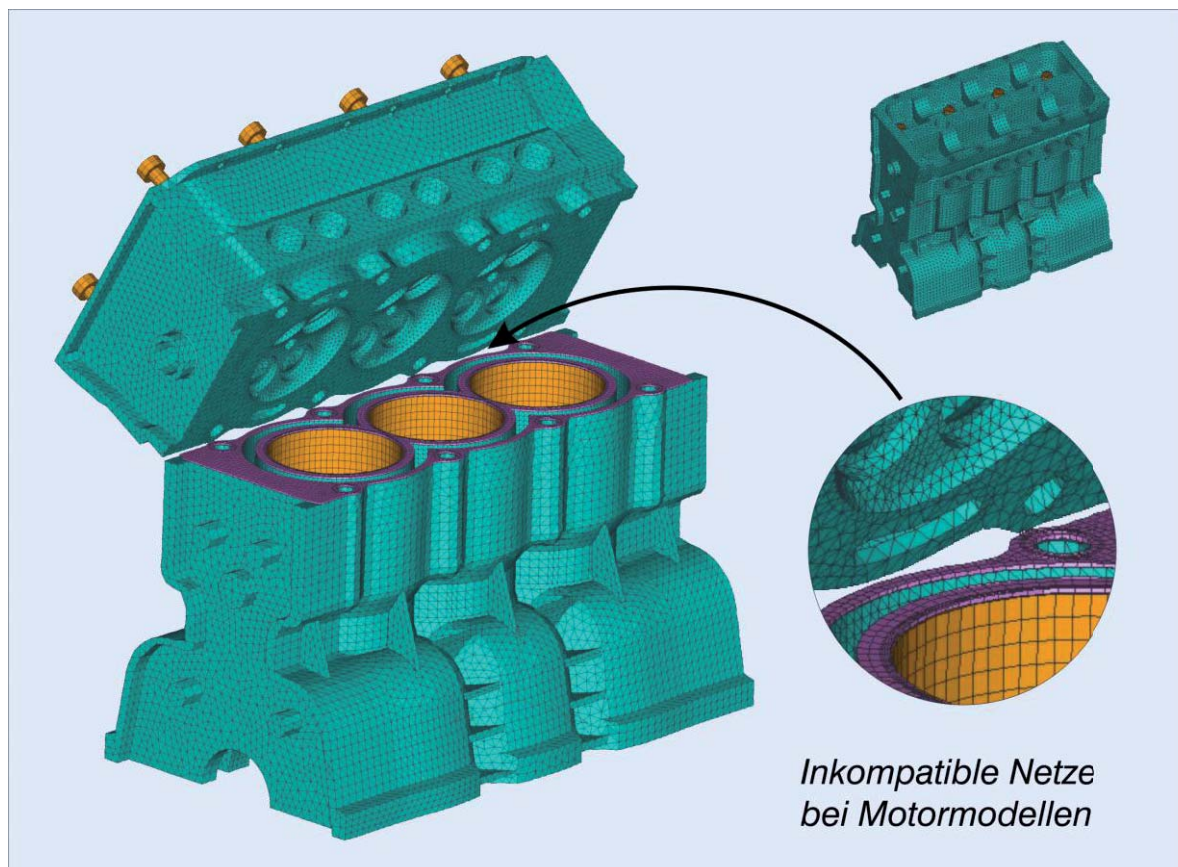


Abb. 8: Motormodell mit Zylinderkopf, Motorblock, Zylinderbüchsen, Schrauben und Dichtung

6 Motormodell mit Schraubenvorspannung

In der Motorberechnung werden inkompatible Netze und vorgespannte Schrauben sehr häufig verwendet. Abb. 8 zeigt ein typisches Motormodell mit Zylinderkopf, Motorblock, Schrauben und Zylinderkopfdichtung.

Während der Zylinderkopf und der Motorblock mit Tetraederelementen automatisch vernetzt wurde, sind die Zylinderbüchsen mit Hexaedern vernetzt und Schrauben sowie Dichtung mit Hexaedern und Pentaedern. Alle Modellteile sind mit inkompatiblen Netzen verbunden, wobei zusätzlich Kontaktbedingungen zwischen Dichtung und Zylinderkopf und zwischen Schraubenköpfen und Zylinderkopf bestehen.

Abb. 9 zeigt den Effekt der Schraubenvorspannung auf die Vergleichsspannung im Motor. Die Schraubenschäfte sind unterhalb des Schraubenkopfs und am Anfang des Gewindebereichs am stärksten aufgrund von Zug- und Biegekräften beansprucht. Die Biegekräfte ergeben sich aus der unsymmetrischen Steifigkeitsverteilung um die Schrauben herum.

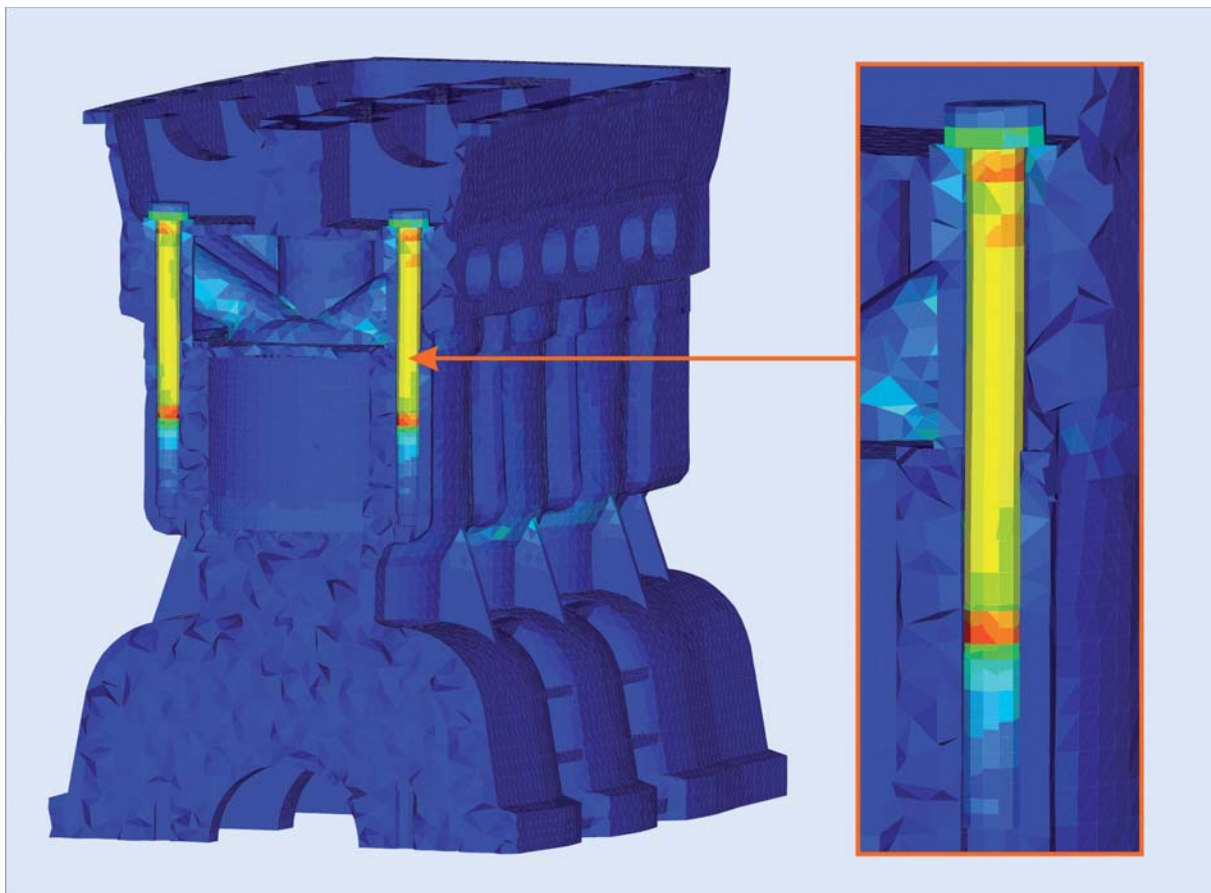


Abb. 9: Spannungen im Motor aufgrund der Schraubenvorspannung

7 Schallabstrahlung des Motors

Neben einer thermomechanischen Berechnung von Motoren spielt auch das Schwingungsverhalten der Motoren eine wichtige Rolle, um z.B. die Schallabstrahlung am Motorblock zu reduzieren. Ohne Schraubenvorspannung zeigen die einzelnen Teile des Motors eigene Schwingungsformen, aber nach der Schraubenvorspannung ergibt sich ein gemeinsames Schwingungsverhalten aller Motorteile. Aus Sicht der Berechnung ergibt sich dieses gemeinsame Schwingungsverhalten durch die Kopplung von Kontakten dort, wo die Teile sich berühren. Andere Bereiche, die nicht im Kontakt sind, bleiben dagegen ungekoppelt.

Abb. 10 zeigt die Schallabstrahlungsleistung auf der Oberfläche des Motorblocks als Ergebnis einer Frequenzganganalyse aufgrund einer harmonischen Anregung am Zylinderkopf. Die obere Kurve erhält man durch eine modale Frequenzganganalyse nach einer Kopplung der aktiven Kontakte in Folge der Schraubenvorspannung. Die untere Kurve erhält man, wenn man Zylinderkopf und Dichtung auf der vollen Verbindungsfläche koppelt. Die erheblichen Unterschiede beider Kurven zeigen, wie wichtig die richtige Kopplung für das Schwingungsverhalten ist.

Die spezifische Schallabstrahlungsleistung zeigt die Oberflächenbereiche hoher potentieller Schallabstrahlung. Sie ist proportional zum Quadrat der Geschwindigkeit der Strukturschwingung normal zur Oberfläche. Aus Abb. 10 kann der untere mittlere Bereich des Motorblocks als besonders akustisch aktiv identifiziert werden. Dabei ist dieses Ergebnis bei der Anregungsfrequenz ermittelt worden, wo die Summe der Abstrahlungsleistung von der gesamten Motorblockoberfläche die höchste Amplitudenspitze zeigt.

Dann wurde die Formoptimierung eingesetzt, um diese Amplitudenspitze zu verringern, indem man die Rippen mit Hilfe inkompatibler Netze auf der Motorblock-Oberfläche verschiebt. In Abb. 11 zeigt das linke Bild die Ausgangslage der Rippen, während das rechte Bild die optimierten Positionen der Rippen wiedergibt. Da der mittlere Bereich des Motorblocks für die Schallabstrahlung bei dieser Amplitudenspitze vor allem ausschlaggebend ist, verschiebt die Optimierung die Rippen zur Mitte des Motorblocks, um dort eine Versteifung zu erreichen. Die neue Amplitudenspitze ist etwas niedriger und zu einer leicht höheren Frequenz verschoben.

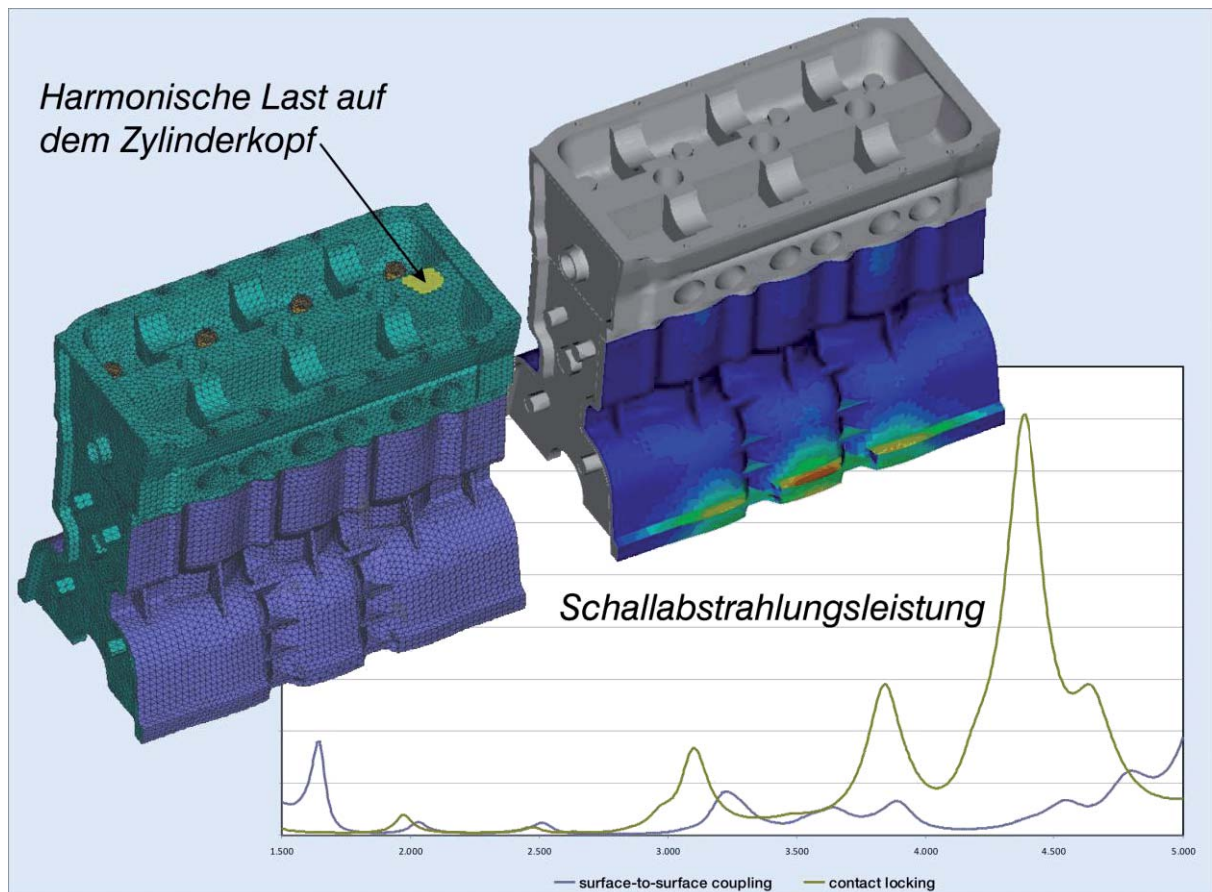


Fig. 10: Frequenzgang der Schallabstrahlungsleistung von einem Teil der Motorblockoberfläche

Das ist wieder ein Beispiel für die Formoptimierung mit Hilfe inkompatibler Netze, ohne dass dabei eine Änderung der jeweiligen Netze von Motorblock oder Rippen erforderlich wäre. Die Rippen werden einfach auf der Motorblockoberfläche verschoben, um bestimmte Nebenbedingungen zu erfüllen.

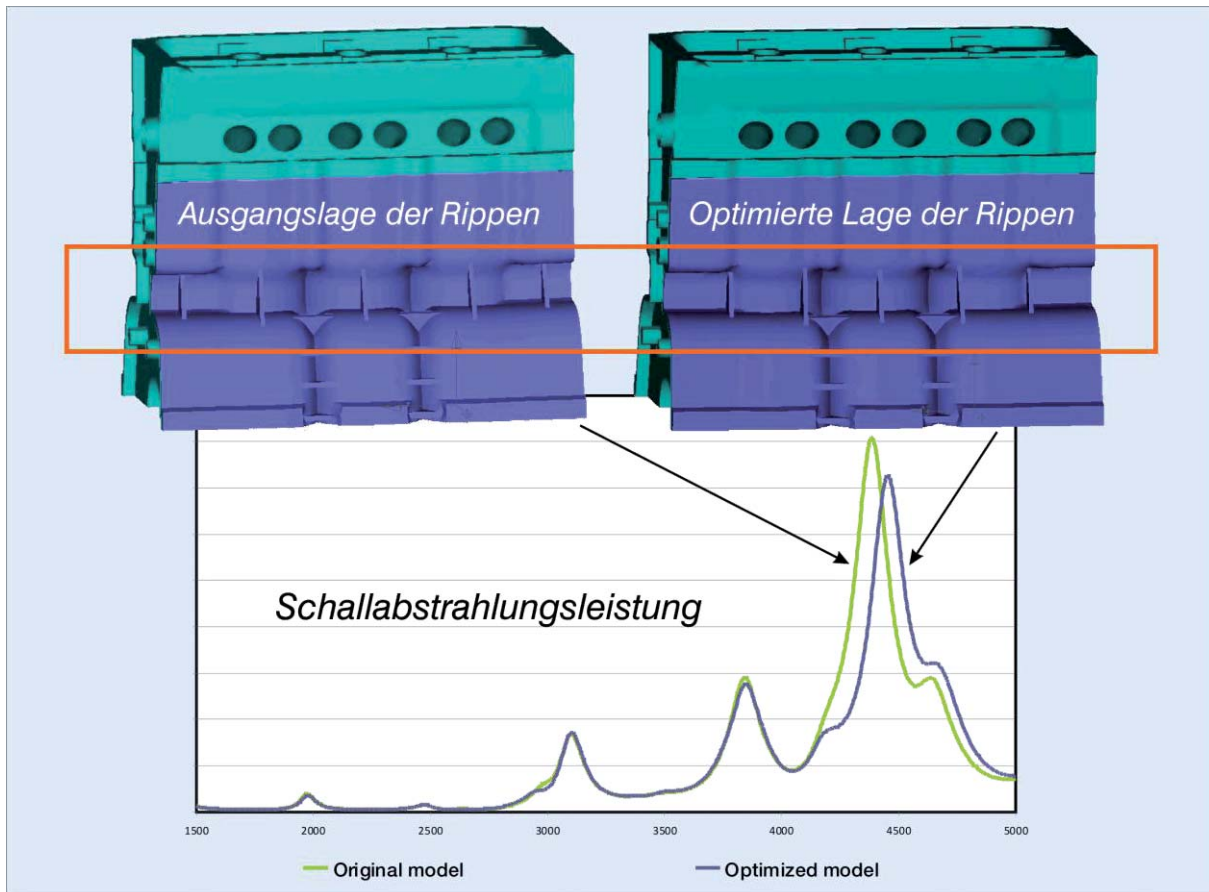


Abb. 11: Optimierung der Rippenpositionen zur Reduktion der Schallabstrahlungsamplitude

8 Abschließende Bemerkungen

Der Artikel zeigt einige innovative Berechnungsansätze bei Bauteilverbindungen:

- Durch den Einsatz inkompatibler Netze,
- Durch Schraubenmodelle unter Berücksichtigung von Flanken- und Steigungswinkel des Gewindes und deren Vorspannung,
- Durch Formoptimierung für Schrauben- und Rippenpositionen ohne Netzänderung,
- Durch Ermittlung des Schwingungsverhaltens vorgespannter Teile mit Kontakt.

Die Kombination dieser Ansätze erlaubt den durch Berechnung getriebenen Entwurf von Bauteilen bei geringem Modellierungsaufwand, leichter Herstellung von Strukturvarianten und einem durch Optimierungstechniken verbesserten Strukturverhalten.

Die vollen Vorteile dieser Entwurfsmethodik können vor allem mit einer integrierten FE-Software erreicht werden, die alle nötigen Analysefunktionen mit umfangreichen Optimierungsfunktionen verbindet. Durch die Integration werden außerdem geringstmögliche Rechenzeiten erreicht.

Zustandsraummodellierung nicht-proportionaler passiver Dämpfung von Werkzeugmaschinen

M. Wabner (Fraunhofer Institut für Werkzeugmaschinen und Umformtechnik IWU, Chemnitz)

R. Neugebauer (Fraunhofer Institut für Werkzeugmaschinen und Umformtechnik IWU, Chemnitz / Universität Chemnitz, Institut für Werkzeugmaschinen und Umformtechnik IWP)

C. Scheffler, M. Schulten (Universität Chemnitz, Institut für Werkzeugmaschinen und Umformtechnik IWP)

Bei der Auslegung von Werkzeugmaschinen sind die dynamischen Eigenschaften ein entscheidendes Kriterium, welches schon während des Konstruktionsprozesses Berücksichtigung finden muss. Bei der Untersuchung von Vorschubachsen im speziellen kann vorteilhaft die Kopplung der elastischen mechanischen Struktur mit dem regelungstechnischen System angewandt werden. Die gekoppelte Simulation ist in den vergangenen Jahren zu einem effektiven Werkzeug entwickelt worden und wird heute in zunehmendem Maße angewendet [6]. Eine wesentliche, das Systemverhalten und die einstellbaren Regelparameter beeinflussende Eigenschaft ist die mechanische Dämpfung. Reale Dämpfungsmechanismen können in erster Näherung durch globale proportionale Dämpfung angenähert werden, was auch im Regelfall die weitere mathematische Behandlung deutlich vereinfacht. Dabei kann aber die Wirkung diskreter beziehungsweise lokaler Dämpfer oder bauteilspezifische Dämpfung nicht abgebildet werden.

Der Artikel zeigt deshalb eine Vorgehensweise auf, nicht-proportional gedämpfte mechanische Systeme aus FEM-Simulationen derart zu behandeln, dass sie in regelungstechnischen Softwareumgebungen wie Matlab/Simulink unter Beibehaltung ihrer nicht-proportionalen Dämpfungseigenschaften zum mechatronischen Gesamtmodell erweitert werden können. Hierfür ist die Erstellung reeller Zustandsraummodelle aus komplexen Modalgrößen ein wesentlicher Schritt, der nachfolgend in Theorie und praktischer Anwendung dargestellt werden soll. Konkretes Praxisbeispiel ist der Einbau und die simulative Bewertung von Dämpfungsschlitten in eine Vertikaldrehmaschine mit einem Bett aus Polymerbeton und weiteren Gestellbauteilen aus Stahl oder Guss.

1 Entwicklung des Zustandsraummodells

Neben der weitverbreiteten Formulierung des mechanischen Systems im Modalraum, basierend auf reellen Modaldaten bei proportionaler Dämpfung, besteht die Möglichkeit beim Vorhandensein diskreter viskoser Dämpfer, den Zustandsraum (ZR) -Aufbau über die komplexen Eigenwerte und Eigenvektoren zu realisieren [1]. Dies ist jedoch nur möglich, wenn diskrete viskose Dämpfer oder spezielle Dämpfungseigenschaften vorhanden sind, jedoch keine Coulomb'sche Reibung. Diese Aspekte sollen nachfolgend konkretisiert werden.

Proportionale Dämpfung wird durch die Eigenschaft charakterisiert, dass die Forderung an die Dämpfungsmatrix C

$$C = M \sum_{h=1}^P \gamma_h (M^{-1}K)^{h-1}, \quad k \in \mathbb{N} \quad (1)$$

erfüllt ist¹. Dies führt zwangsläufig zu reellen Eigenvektoren $\underline{\phi}_i$. Durch das Multiplizieren von C von rechts und links mit den Eigenvektoren des Systems ergibt sich eine Diagonalmatrix, was zur Entkopplung der Gleichungen führt. Diese konventionelle Vorgehensweise ist jedoch nicht Gegenstand der Betrachtungen, sondern der Fokus liegt auf den sogenannten "nichtproportionalen" Dämpfungseigenschaften (NPDE). Diese müssen Gleichung (1) nicht erfüllen und beinhalten komplexe Eigenwerte und Eigenvektoren [1]. Die einzige notwendige Bedingung ist die positive Bestimmtheit von C , und im Falle eines reellen mechanischen Systems (konkrete

¹ für $P=2$ führt das zu der allgemeinen Beziehung $C = \alpha M + \beta K$

Dämpfer), zusätzlich noch dessen Symmetrie. NPDE führen zu besseren Simulationsergebnissen, falls einzelne Dämpfer mit viskosem Verhalten (im Folgenden als diskrete Dämpfer bezeichnet) oder unterschiedlicher Materialdämpfung in Gehäuseteilen, z.B. Polymerbeton für das Bett und Stahl oder kohlefaserverstärkter Kunststoff für die Schlitten, FE-modelliert werden müssen. Diskrete Dämpfer tragen mit dem Term

$$\sum_{i=1}^D C_i, \quad D \in N \quad (2)$$

zur Systemdämpfungsmatrix bei, wobei D die Anzahl diskreter Dämpfungselemente mit ihrer jeweiligen spezifischen viskosen Dämpfungskonstante im FEM-Modell ist. Materialdämpfung kann z.B. durch einen Term modelliert werden, der proportional zur Steifigkeitsmatrix, aber im Unterschied zu (1) nicht global gleich, sondern unterschiedlich für alle M Materialien im Modell ist.

$$\sum_{i=1}^M \gamma_i^m \mathbf{K}, \quad M \in N \quad (3)$$

Phänomenologisch betrachtet kann proportionale Dämpfung als globale Dämpfung interpretiert werden, da die Dämpfungsmatrix aus globaler Masse- und Steifigkeitsmatrix besteht (1). Im Gegensatz dazu hat eine nichtproportionale Dämpfung lokal zuordenbare Ursachen. Zum Beispiel kann das ein diskreter Dämpfer oder eine bestimmte Materialdämpfung sein, die nur einem gewissen Teil des Modells zugeordnet ist.

Im Rahmen der mechatronischen Simulation von Werkzeugmaschinen ist es eine gängige Vorgehensweise, das mechanische Modell in eine regelungstechnische Systemumgebung (z.B. MATLAB) zu exportieren und dort mit der Regelung zu koppeln. Dazu werden in der heutigen Praxis lineare zeitinvariante Zustandsraummodelle der Mechanik verwendet, die keine komplexen Systemmatrizen zulassen. In der regelungstechnischen Systemumgebung können dann alle bekannten Methoden der Systemtheorie auf die mechanische Struktur angewendet werden. Daher ist es auch bei der Verwendung von komplexen Systemmatrizen das Ziel, eine Umwandlung in ein reelles Zustandsraumsystem vorzunehmen. Im Allgemeinen bringt eine derartige Vorgehensweise eine erhebliche Reduzierung der Modellgröße mit sich. Ein alternatives Vorgehen, ein ZR-Modell direkt über Gl. (7) zu erstellen, ist wegen der Matrixgröße gewöhnlicher FEM-Modelle von Werkzeugmaschinen dagegen nicht sinnvoll.

Ausgehend von den allgemeinen Bewegungsgleichungen

$$\mathbf{M} \ddot{\underline{u}} + \mathbf{C} \dot{\underline{u}} + \mathbf{K} \underline{u} = \mathbf{F}_E \underline{f}(t) \quad (4)$$

mit beliebiger symmetrischer, aber nicht negativ definiter Dämpfungsmatrix, erhält man mit dem Ansatz $\underline{u}(t) = \bar{\underline{\phi}} e^{\bar{\lambda} t}$ das quadratische Eigenwertproblem [1]

$$(\bar{\lambda}_i^2 \mathbf{M} + \bar{\lambda}_i \mathbf{C} + \mathbf{K}) \bar{\underline{\phi}}_i = \underline{0} \quad (5)$$

mit den 2N komplexen Eigenvektoren $\bar{\underline{\phi}}_i$ und Eigenwerten $\bar{\lambda}_i$, mit der Eigenschaft $\bar{\lambda}_{i+N} = \bar{\lambda}_i^*$ und $\bar{\underline{\phi}}_{i+N} = \bar{\underline{\phi}}_i^*$, die zur Diagonalmatrix der komplexen Eigenwerte $\bar{\mathbf{\Lambda}} = \text{diag}(\bar{\lambda}_1, \dots, \bar{\lambda}_N)$ und der Matrix komplexer Eigenvektoren $\bar{\mathbf{\Phi}} = [\bar{\underline{\phi}}_1 \dots \bar{\underline{\phi}}_N]_{n \times 2N}$ ³ zusammengefasst werden können. Ein lineares Zustandsraummodell

$$\mathbf{B}_z \dot{\underline{x}} + \mathbf{A}_z \underline{x} = \mathbf{F}_z \underline{f}(t) \quad (6)$$

lässt sich aus den Bewegungsgleichungen durch Anfügen der Identität $\mathbf{M} \dot{\underline{u}} - \mathbf{M} \dot{\underline{u}} = \underline{0}$ und Einführung des Zustandsvektors $\underline{x} = [\underline{u} \quad \dot{\underline{u}}]^T$ aufstellen

² $\bar{x}^*$ kennzeichnet die konjugiert komplexe Größe zu $\bar{x}$. $\bar{x}$ ist der komplexe Term, $\underline{x}$ kennzeichnet eine Vektormenge und $\mathbf{X}$ eine Matrix

³ n ist Anzahl FE-Knoten x DOF, N Anzahl Moden, praktisch wird $N < n$ gewählt, für vollständiges Modalsys. $N=n$

$$\begin{bmatrix} \mathbf{C} & \mathbf{M} \\ \mathbf{M} & \mathbf{0} \end{bmatrix} \dot{\underline{x}} + \begin{bmatrix} \mathbf{K} & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & -\mathbf{M} \end{bmatrix} \underline{x} = \begin{bmatrix} \mathbf{F}_E \\ \mathbf{0} \end{bmatrix} \underline{f}(t), \quad (7)$$

welches auf ein lineares Eigenwertproblem $(\lambda_i \mathbf{B}_z + \mathbf{A}_z) \underline{\Psi}_i = \mathbf{0}$ führt, mit $2N$ komplexen Eigenwerten, wobei zwischen den Eigenvektoren $\underline{\Psi}_i$ und $\underline{\phi}_i$ der Zusammenhang $\underline{\Psi}_i = \begin{bmatrix} \underline{\phi}_i \\ \lambda_i \underline{\phi}_i \end{bmatrix}$ besteht. Damit folgt für die Modalmatrix des Zustandssystems durch Zusammenfassen der $i=1 \dots 2N$ Eigenvektoren $\underline{\Psi}_i$

$$\underline{\Psi} = [\underline{\Psi}_1 \quad \dots \quad \underline{\Psi}_{2N}] = [\underline{\Psi}_1 \quad \dots \quad \underline{\Psi}_N \quad \underline{\Psi}_1^* \quad \dots \quad \underline{\Psi}_N^*] = \begin{bmatrix} \underline{\Phi} & \underline{\Phi}^* \\ \underline{\Phi} \underline{\Lambda} & \underline{\Phi}^* \underline{\Lambda}^* \end{bmatrix}_{2nx2N}. \quad (8)$$

Die Entkopplung des Zustandsraumsystems im Modalraum (Eigenschwingformen beeinflussen sich nicht gegenseitig, es erfolgt kein Energieaustausch zwischen ihnen), welche sich im Ergebnis der verallgemeinerten Orthogonalität der Eigenvektoren bezüglich der Systemmatrizen ergibt [2], erfolgt über den Ansatz $\underline{x}(t) = \underline{\Psi} \underline{q}(t)$ und durch Multiplikation der Zustandsraumgleichung von links mit der Transponierten Modalmatrix

$$(\underline{\Psi}^T \mathbf{B}_z \underline{\Psi}) \dot{\underline{q}} + (\underline{\Psi}^T \mathbf{A}_z \underline{\Psi}) \underline{q} = \underline{\Psi}^T \mathbf{F}_z \underline{f}(t). \quad (9)$$

Um die übliche Form eines ZR-Systems zu erhalten beziehungsweise dieses über berechnete/gemessene Modalgrößen aufzubauen, ist es notwendig, den Term $\underline{\Psi}^T \mathbf{B}_z \underline{\Psi}$ zur Einheitsmatrix $\mathbf{E}$ zu machen. Dies wird mit einer geeigneten Orthonormierung der Eigenvektoren in $\underline{\Psi}$ erreicht. Bei komplexen Eigenvektoren ist das die Normierungsvorschrift (11) und damit das Produkt der Multiplikation von $\mathbf{B}_z$ mit (8) von rechts und links. Die Matrix der diagonalen Terme wird als Einheitsmatrix angelegt. Äußere Diagonalelemente werden anschließend zur Nullmatrix, wenn die eben gemachte Annahme (10) und die konjugiert komplexe Eigenschaft betrachtet werden (siehe [2]).

$$\underline{\Lambda} \underline{\Phi}^T \mathbf{M} \underline{\Phi} + \underline{\Phi}^T \mathbf{M} \underline{\Phi} \underline{\Lambda} + \underline{\Phi}^T \mathbf{C} \underline{\Phi} = \mathbf{E} \quad (10)$$

Dies führt zur Regel

$$\underline{\phi}_{i,norm} = \frac{\underline{\phi}_i}{\sqrt{\lambda_i \underline{\phi}_i^T \mathbf{M} \underline{\phi}_i + \underline{\phi}_i^T \mathbf{M} \underline{\phi}_i \bar{\lambda}_i + \underline{\phi}_i^T \mathbf{C} \underline{\phi}_i}} \quad (11)$$

oder alternativ, wenn die Eigenvektornormierung aus (13.2) abgeleitet wird, zu

$$\underline{\phi}_{i,norm} = \frac{\sqrt{\lambda_i} \underline{\phi}_i}{\sqrt{\lambda_i \underline{\phi}_i^T \mathbf{M} \underline{\phi}_i \bar{\lambda}_i - \underline{\phi}_i^T \mathbf{K} \underline{\phi}_i}}. \quad (12)$$

Die zweite Regel sollte nicht im Falle von Festkörpermoden verwendet werden, da in diesem Fall Nullvektoren entstehen.

Mit $\underline{\Lambda}_{NP} = \text{diag}(\underline{\Lambda}, \underline{\Lambda}^*)$ liegt die normierte Formulierung der Bewegungsgleichungen im Modalraum vor:

$$\underline{\Psi}^T \mathbf{B}_z \underline{\Psi} = \mathbf{E} \quad (13.1)$$

$$\underline{\Psi}^T \mathbf{A}_z \underline{\Psi} = -\underline{\Lambda}_{NP} \quad (13.2)$$

$$\underline{\Psi}^T \mathbf{F}_z = \underline{f}_{NP} \quad (13.3)$$

Die modalen Strukturantworten können mit Hilfe der Modalmatrix zurück in physikalische Koordinaten transformiert werden. Das Zustandsraumsystem mit komplexen Koeffizienten ergibt sich dann zu

$$\begin{aligned}\bar{\underline{q}} &= \bar{\underline{\Lambda}}_{\text{NP}} \bar{\underline{q}} + \bar{\underline{f}}_{\text{NP}} \underline{f}(t) \\ \underline{x} &= \bar{\underline{\Psi}} \bar{\underline{q}}\end{aligned}\quad (14)$$

In der mechatronischen Simulation interessieren Lösungen im Frequenz- und Zeitbereich, über die Aussagen zum statisch-dynamischen Verhalten, der Stabilität einer Vorschubachse oder der Bahngenauigkeit gemacht werden können. Die Übertragungsfunktionen $H_{mn}(s)$ vom Eingang n in $f(t)$ zum Ausgang m in $x(t)$ lassen sich hierfür problemlos auch mit den komplexen Modalgrößen aufbauen [11]. Der Gesamtfrequenzgang ergibt sich aus der für lineare Systeme möglichen Superposition der Einzel-Übertragungsfunktionen mit der oben genannten Normierung zu

$$H_{mn}(s) = \sum_{r=1}^N \left(\frac{\bar{\phi}_{r,m} \bar{\phi}_{r,n}}{s - \bar{\lambda}_r} + \frac{\bar{\phi}_{r,m}^* \bar{\phi}_{r,n}^*}{s - \bar{\lambda}_r^*} \right). \quad (15)$$

Dagegen ist die Lösung des Differentialgleichungssystems mit komplexen Koeffizienten in regelungstechnischen Programmumgebungen wie MATLAB/Simulink nicht möglich. Eine Alternative stellt dann die Umwandlung des komplexen Zustandsraumsystems in ein reelles dar, was durch Aufspalten der Eigenvektoren in Real- und Imaginärteil ermöglicht wird [3]. Die Modalmatrix $\bar{\underline{\Psi}}$ wird hierbei in die reelle Form $\underline{\Psi}^R$ überführt und aus Normierungsgründen mit dem konstanten Faktor $\sqrt{2}$ multipliziert

$$\begin{aligned}\underline{\Psi}^R &= [\text{Re}(\bar{\underline{\Psi}}_1) \quad \text{Im}(\bar{\underline{\Psi}}_1) \quad \dots \quad \text{Re}(\bar{\underline{\Psi}}_N) \quad \text{Im}(\bar{\underline{\Psi}}_N)] \\ \underline{\Psi} &= \sqrt{2} \underline{\Psi}^R\end{aligned}\quad (16)$$

um die Form $\underline{\Psi}^T \underline{B}_Z \underline{\Psi} = \text{diag}(1, -1, \dots)$ zu erreichen, was auf ein zu Paaren entkoppeltes Differentialgleichungssystem (Blockdiagonalform) führt und letztlich durch anschließende Multiplikation jeder zweiten Zeile mit -1 auf

$$\begin{aligned}\underline{\Psi}^T \underline{B}_Z \underline{\Psi} &= \underline{E} \\ \underline{\Psi}^T \underline{A}_Z \underline{\Psi} &= -\underline{\Lambda}_{\text{NP}} = \begin{bmatrix} -\delta_1 & \omega_{d,1} & 0 & 0 & 0 \\ -\omega_{d,1} & -\delta_1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \ddots & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -\delta_N & \omega_{d,N} \\ 0 & 0 & 0 & -\omega_{d,N} & -\delta_N \end{bmatrix} \\ \underline{\Psi}^T \underline{F}_Z &= \underline{f}_{\text{NP}}\end{aligned}\quad (17)$$

$$\begin{aligned}\dot{\underline{q}}^R &= \underline{\Lambda}_{\text{NP}} \underline{q}^R + \underline{f}_{\text{NP}} \underline{f}(t) \\ \underline{x} &= \underline{\Psi} \underline{q}^R\end{aligned}\quad (18)$$

Damit ergibt sich ein reelles ZR-System, welches mit allen bekannten Methoden behandelt werden kann und sich auch für die Umsetzung in Simulink eignet. Praktisch wird die Modalmatrix $\underline{\Psi}$ mit der Knoten-Ausgabebezuordnungsmatrix $\underline{S}_a$ der Dimension $a \times 2n$ multipliziert und ergibt die Ausgangsmatrix des Zustandsraumsystems $\underline{C}_{\text{NP}} = \underline{S}_a \underline{\Psi}$. Da nur Größen weniger Ausgänge interessieren, reduziert $\underline{S}_a$ den Ausgabevektor $\underline{x}$ auf die mit den Knoten und Freiheitsgraden (FG) der Ausgänge verbundenen Zeilen und enthält entweder 1 oder 0. Eine weitere Ordnungsreduktion kann beim vorliegenden System mit mehreren Ein- und Ausgängen zweckmäßig über die Gramsche Beobachtbarkeitsmatrix $\underline{W}_O$ und Steuerbarkeitsmatrix $\underline{W}_C$ erfolgen. Dabei wird die Beobachtbarkeit und Steuerbarkeit (Eigenschaften, die beschreiben, in wie weit die Zustände – dahinter verbergen sich die Eigenformen – relativ bezüglich der Aus- und Eingänge des Systems beobachtbar bzw. steuerbar sind) der Eigenformen als Reduktionskriterium genutzt.

$$\underline{W}_O = \int_0^\infty e^{\bar{\underline{\Lambda}}_{\text{NP}} \tau} \bar{\underline{\Psi}} \bar{\underline{\Psi}}^T e^{\bar{\underline{\Lambda}}_{\text{NP}}^T \tau} d\tau, \quad (19)$$

$$\mathbf{W}_C = \int_0^{\infty} e^{\bar{\Lambda}_{NP} \tau} \bar{\mathbf{f}}_{NP} \bar{\mathbf{f}}_{NP}^T e^{\bar{\Lambda}_{NP}^T \tau} d\tau \quad (20)$$

Über die resultierenden Hauptdiagonalelemente der Matrizen $\mathbf{W}_O$ und $\mathbf{W}_C$ kann eine Aussage über den Anteil des jeweiligen Modes am Gesamtsystemverhalten gemacht werden (je kleiner, desto geringerer Beitrag), sodass der jeweilige Mode i bei $\mathbf{W}_{O,i,i} < \varepsilon_{W_O} \wedge \mathbf{W}_{C,i,i} < \varepsilon_{W_C}$ entfernt wird. Nur die Hälfte der Diagonalelemente müssen berücksichtigt werden, weil die konjugierten komplexen Eigenwerte in $\bar{\Lambda}_{NP}$ zum selben Wert wie die komplexen Eigenwerte führen. Für die Ordnungsreduktion werden nur die schwingungsfähigen Moden einbezogen. Die Festkörpermoden müssen vorher entfernt werden. Ein einfacheres Reduktionskriterium, beispielsweise über die statische Steifigkeit ($\omega=0$), ist hier aufgrund der Komplexwertigkeit des Frequenzganges ($s=j\omega$) über den Betrag eines Einzelmodes zur Summe des Betrages des statischen Anteils eines Frequenzganges ebenfalls anwendbar:

$$r_{k,mn} = \frac{\left| \frac{\bar{\phi}_{k,m} \bar{\phi}_{k,n}}{\bar{\lambda}_k} + \frac{\bar{\phi}_{k,m}^* \bar{\phi}_{k,n}^*}{\bar{\lambda}_k^*} \right|}{\sum_{r=1}^N \left| \frac{\bar{\phi}_{r,m} \bar{\phi}_{r,n}}{\bar{\lambda}_r} + \frac{\bar{\phi}_{r,m}^* \bar{\phi}_{r,n}^*}{\bar{\lambda}_r^*} \right|}, k=1 \dots N \quad (21)$$

Je nach Größe von $r_{k,mn}$ wird nun der jeweilige Mode beibehalten oder gestrichen. Prinzipiell ist es empfehlenswert das zuerst genannte Reduktionskriterium zu verwenden, insbesondere für n (Eingänge) >1 und m (Ausgänge) >1 . Eine dritte Reduktionsmethoden ist in [5] beschrieben.

2 Modellbildung

In der FEM-Software-Umgebung werden die einzelnen Baugruppen voneinander unabhängig vernetzt und durch Ersatzmodelle, die das Übertragungsverhalten der Komponenten wie Linearführungen, Lager, Kugelgewindetriebe und Aufstellelemente repräsentieren, verbunden. Bestandteil des Modells ist zusätzlich der Antriebsstrang der NC-Achsen, der in seinem Übertragungsverhalten detailliert nachgebildet wird (d.h. Übertragungsverhalten von Position vs. Rotation und Moment vs. Kraft).

Zu Beginn wird eine gedämpfte Modalanalyse durchgeführt. Dies kann in Ansys unter Verwendung des QR-Damped-Solvers erfolgen (Abb. 1). Die erhaltenen komplexen Eigenvektoren und Eigenwerte sind die Basis für den Aufbau des linearen Zustandsraummodells. Die Modellbildung und Simulation des geschlossenen regelungstechnischen Systems wird in MATLAB durchgeführt. Dazu werden im zweiten Schritt die Eigenvektoren, Eigenwerte und zur Normierung notwendigen Systemmatrizen eingelesen und zum Aufbau des Zustandsraumsystems verwendet. Bezüglich der Normalisierungsformel werden Masse- und Dämpfungsmatrix (11) oder Masse- und Steifigkeitsmatrix (12) benötigt. Die Ausgabe der Matrizen $\mathbf{M}$ sowie $\mathbf{C}$ oder $\mathbf{K}$ erfolgt unter ANSYS im Harwell-Boing Format, welches die Eigenschaften von sparse-Matrizen nutzt und zu dem neben der eigentlichen Matrix-Datei noch eine Knotenfreiheitsgradzuordnungsdatei gehört, da der Systemmatrizenaufbau für die Erzielung einer minimalen Bandbreite mit Umordnung der Gleichungen verbunden ist [4]. Je nach Größe des Modells ist mit entsprechend großen Dateien zu rechnen, die mit optimierten Einlesealgorithmen aber in vertretbarer Zeit zu bearbeiten sind. Insbesondere bei großen Matrizen ist es empfehlenswert, die Normierungsregel (11) zu nutzen, da die Dämpfungsmatrix generell kleiner als die Steifigkeitsmatrix ist. Die Dämpfungsmatrix sie enthält weniger Nicht-Null-Elemente, was zu einer geringeren Einlesezeit führt.

Anschließend kann das reelle Zustandsraummodell, wie in Kapitel 2 und in Abbildung 1 beschrieben, aufgebaut werden. Es wird darauf hingewiesen, dass der Modellierungsaufwand reduziert werden kann, wenn bereits normierte Eigenvektoren, die (13.1) und (13.2) erfüllen, aus der FEM-Berechnung zur Verfügung stehen. Das gilt vor allem für die Eigenvektornormalisierung und die damit verbundene nötige Einführung von Systemmatrizen $\mathbf{M}$, $\mathbf{C}$ oder $\mathbf{K}$. Im hier betrachteten FEM-Programm war das jedoch nicht der Fall.

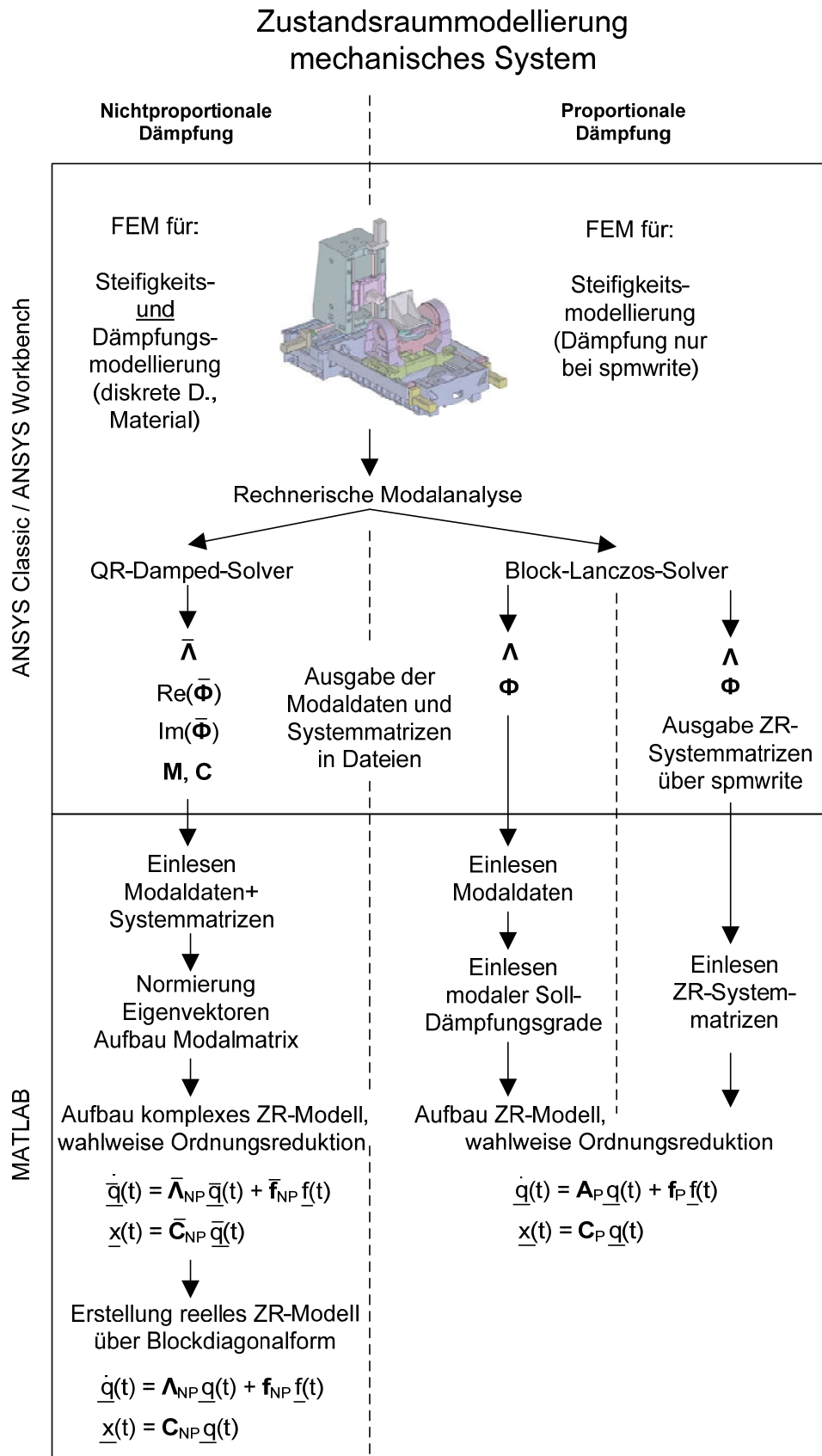


Abb. 1: Schema des Aufbaus der Zustandsraumstruktur für das mechanische System (FEM: ANSYS, Regelungsumgebung: MATLAB/Simulink). Links: Verfahren für nichtgedämpfte Systeme, wie im Artikel beschrieben. Rechts: gebräuchliches Verfahren mit proportionaler Dämpfung.

Koppelmechanismen zwischen Regelung und Mechanik entstehen nun durch Rückführung von Knotenverschiebungen bzw. –geschwindigkeiten an Messsystempositionen und dem Wirken von Antriebskäften/-momenten auf Anbindungsknoten der Motoren (Abb. 2).

Die Simulation der geregelten NC-Achsen findet in MATLAB/Simulink statt, basierend auf den gängigen Modellierungsprinzipien. Umfassende Erläuterungen zur Modellbildung von Vorschubsystemen finden sich in der Literatur, z.B. [10], daher wird hier keine weitere Modellbeschreibung gegeben. Elemente der Vorschubregelkreise sind der P-Lagereger, PI-Drehzahlregler, Drehzahl-/Stromsollwertfilter und eine Nachbildung des Stromregelkreises für den Synchron-Vollpolmotor über ein PT1-Element, was aufgrund der durchgeführten Entkopplung der Zeigergrößen I_d , I_q und der vorhandenen elektromotorische Kraft (EMK) bei feldorientierter Regelung und des PI-Stromreglers in guter Näherung zulässig ist [10]. Der Stromregler verkleinert die wirksame Streckenzeitkonstante des Stromregelkreises bzw. Motors. Für Untersuchungen im Frequenzbereich wird das Regelungsmodell linearisiert, womit sich Vereinfachungen für Abtastungen (Annäherung durch Verzögerung 1. Ord.) ergeben. Bei Berechnungen im Zeitbereich können Nichtlinearitäten in ihrer vollen Form wirksam werden. Abb. 3 zeigt ein vereinfachtes Modell, worin die vorhandenen Achsen x und z in Regelung sind, sodass auch der Einfluss von Koppelwirkungen sichtbar werden kann.

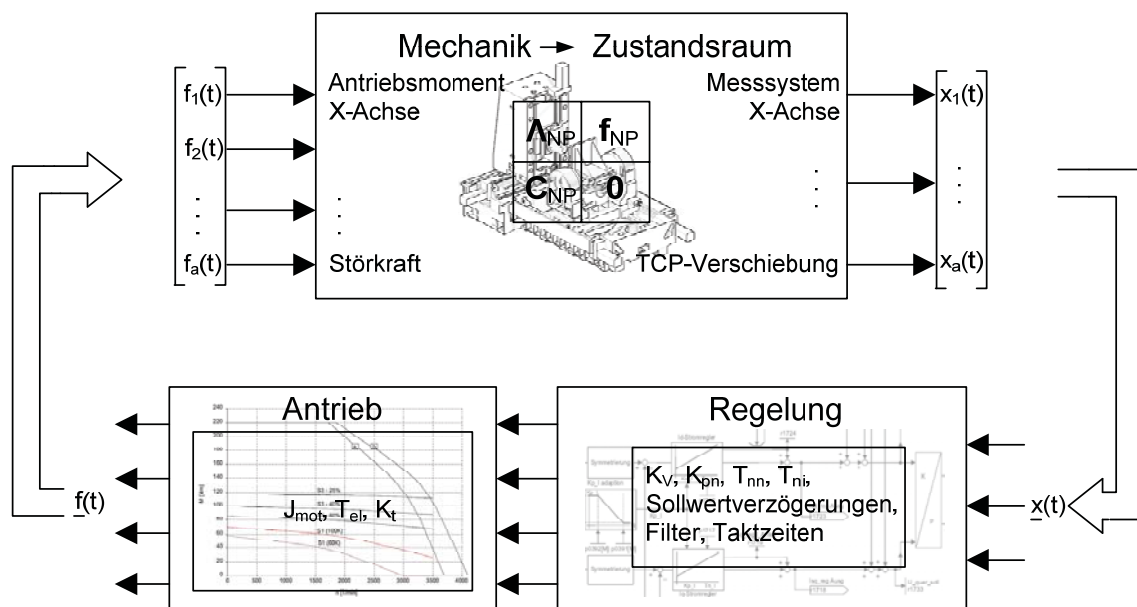


Abb. 2: Allgemeines Schema der Kopplung von Mechanik mit der Regelung und Antriebsmodell

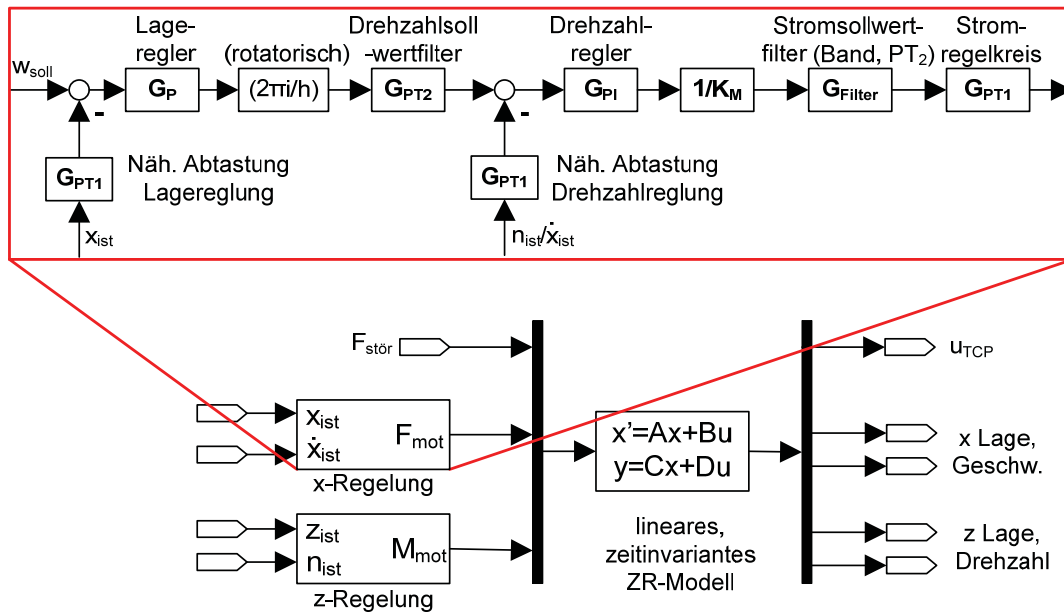


Abb. 3: Kopplung des Zustandsraums (Mechanik) mit der Regelung in der Simulationsumgebung MATLAB/Simulink. Der lineare Regler der Vorschubachsen x und z wird detailliert gezeigt. Er besteht aus zwei Schleifen (Positions- und Geschwindigkeitsregelkreis). Der Stromregler des Antriebs wird durch ein PT1-Verzögerungselement angenähert.

3 Simulation

Am Beispiel einer Zweiachs-Einspindel-Vertikaldrehmaschine (Abb. 4) wird die praktische Anwendung der Modellbildungsmethode dargestellt. Die Maschine besitzt ein Maschinenbett aus Polymerbeton. Die restlichen Gestellkomponenten bestehen aus Stahl. Zusätzlich sollte zu Testzwecken die Wirkung von zusätzlichen Dämpfungsschlitten in der x - und z -Achse untersucht werden. Somit ist aufgrund unterschiedlicher Materialdämpfung sowie diskreter Dämpfer eine Betrachtung nichtproportionaler Dämpfung sinnvoll.

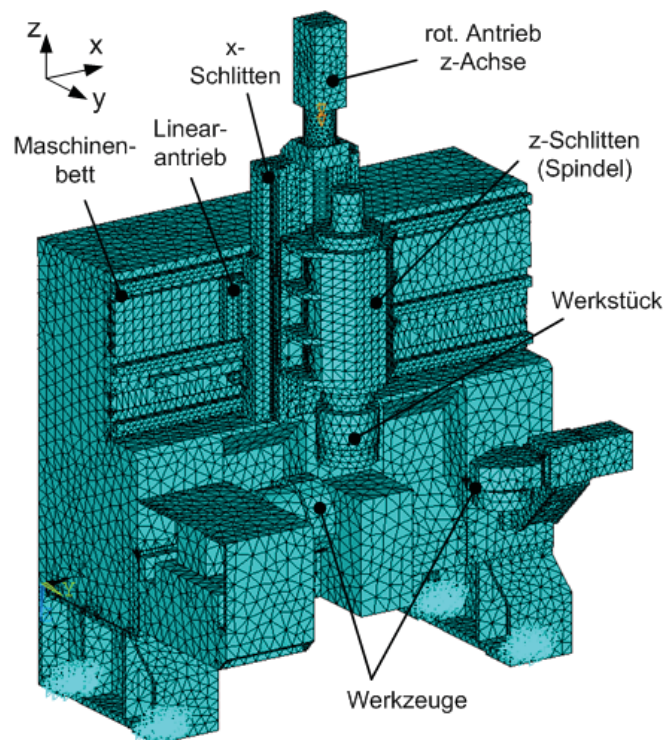


Abb. 4: FEM-Modell der Zweiachs-Einspindel-Vertikaldrehmaschine

Dämpfungsschlitten werden für Profilschienen von INA (Industrielösung, Typ RUDS) verwendet. Sie zeigen in erster Näherung ein viskoses (geschwindigkeitsproportionales) Dämpfungsverhalten und wirken senkrecht zu ihrer freien Richtung (y-Richtung). Hierzu muss die Adaption an Stellen erfolgen, bei denen im ungedämpften Fall eine Relativbewegung zwischen Schiene und Schlitten vorhanden ist, siehe Abb. 5. Dies lässt sich besonders gut über im Vorfeld bekannte Eigenschwingungsformen erkennen. Der Einbau erfolgt wie in Abb. 6 gezeigt, wobei hierfür jeweils die zwei mittleren der ursprünglich vorhandene Führungswagen der x- und z-Achse substituiert wurden.

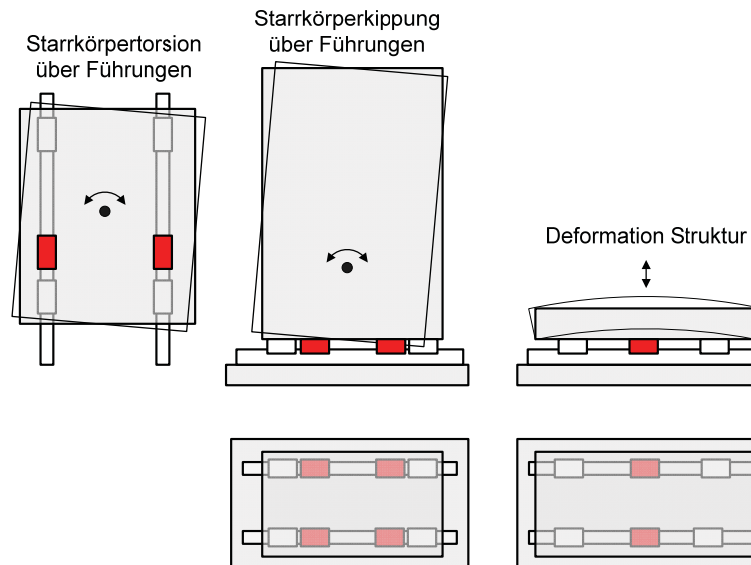


Abb. 5: Einbau von Dämpfungseinheiten erfolgt abhängig von den zu bedämpfenden Schwingformen (Torsion, Kippen, Biegung)

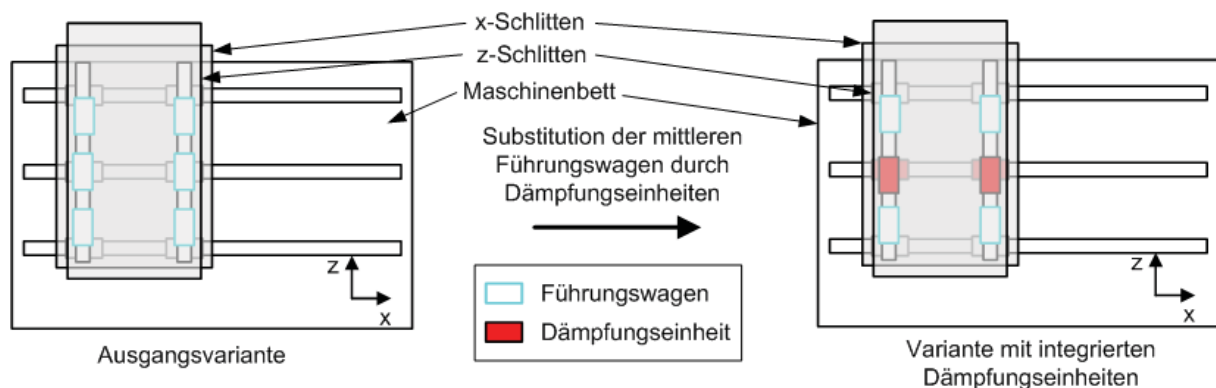


Abb. 6: Integration von zwei INA Dämpfungseinheiten (RUDS) in die z-Führung (diese ersetzen zwei Führungswagen)

Im Ergebnis ist ein verbessertes dynamisches Verhalten durch die zusätzlich eingebauten Dämpfungswagen erkennbar, was sich in der Reduktion von Eigenfrequenzamplituden zeigt (Abb.7), besonders bei etwa 235 Hz, wo ursprünglich die niedrigste Steifigkeit auftritt. Die Dämpfungsschlitten verbessern die dynamische Steifigkeit bei dieser Frequenz um den Faktor 2.3. Die Verschlechterung der Steifigkeit bei 350 Hz besitzt keine so hohe Relevanz, da sie immer noch höher ist als im niedrigen Frequenzbereich. Aufgrund der konstruktions- und einbaubedingten Wirkrichtung (hier y) erkennt man die größten Unterschiede in dieser Koordinatenrichtung. Die statische beziehungsweise allgemein im unteren Frequenzbereich vorliegende vergrößerte Nachgiebigkeit (bzw. geringere Steifigkeit), siehe Abb. 7, ist das Ergebnis des Wegfalls von jeweils 2 Führungswagen.

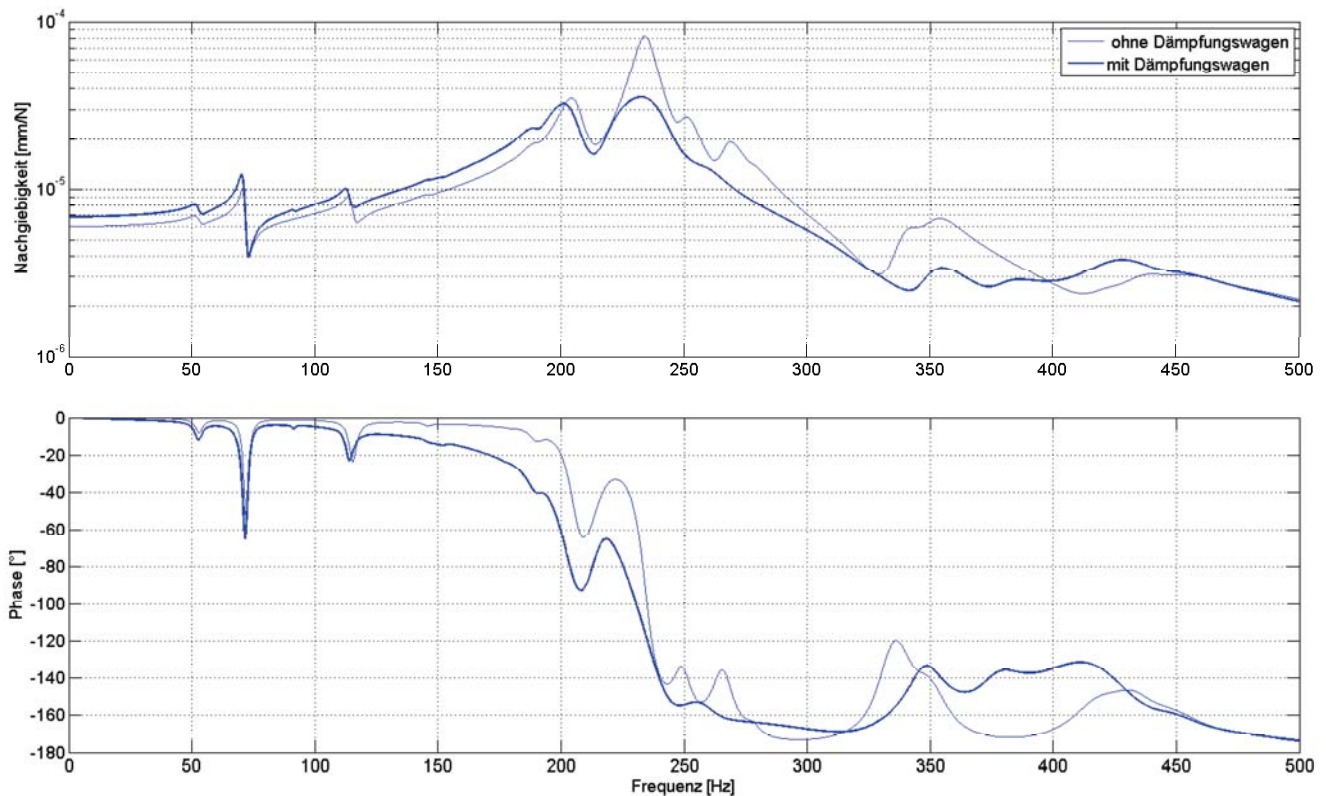


Abb. 7: Vergleich Nachgiebigkeitsfrequenzgang y-Richtung TCP: ohne/mit Dämpfungswagen (Simulation)

Ein Vergleich der Modellbildung mit nichtproportionaler Dämpfung (siehe oben) und näherungsweise proportionaler Dämpfung des Modells wurde durchgeführt, um die Unterschiede zwischen diesen Dämpfungseigenschaften darzustellen. Die Näherung wird durch die Berechnung des Dämpfungsfaktors ξ_i für das allgemeine Zustandsraummodell (Abb. 1, rechts) aus dem komplexen Eigenwert eines jeden konjugiert komplexen Eigenmodenpaares des nichtproportional gedämpften Systems (22), durchgeführt.

$$\xi_i = \frac{\operatorname{Re}(\bar{\lambda}_i)}{|\bar{\lambda}_i|} = \frac{\operatorname{Re}(\bar{\lambda}_i^*)}{|\bar{\lambda}_i^*|} \quad (22)$$

In Abb. 8 ist zu erkennen, dass deutliche Unterschiede bei der Verwendung von proportionaler und nichtproportionaler viskoser Dämpfung vorhanden sind. Mit zunehmender Dämpfung schwingen die materiellen Punkte einer Struktur nicht genau gleich- oder gegenphasig, wie es aufgrund der mathematischen Beziehungen bei proportionaler Dämpfung vereinfachend angenommen wird [8]. Dadurch entstehen feste Schwingungsknoten. Bei nichtproportionaler viskoser Dämpfung dagegen zeigen sich die Schwingungsknoten in laufenden Wellen. Alle materiellen Punkte der Struktur erreichen demnach zu unterschiedlichen Zeitpunkten ihre Extremlagen, was sich natürlich auch im Übertragungsverhalten zeigt, aber auch Einfluss auf die Regelung hat, weil die ortsabhängigen Amplituden nicht mehr zeitinvariant sind und damit zum Beispiel die zum Messsystem gehörigen FE-Knoten gegenüber dem Modell mit proportionaler Dämpfung ein anderes Verhalten aufweisen.

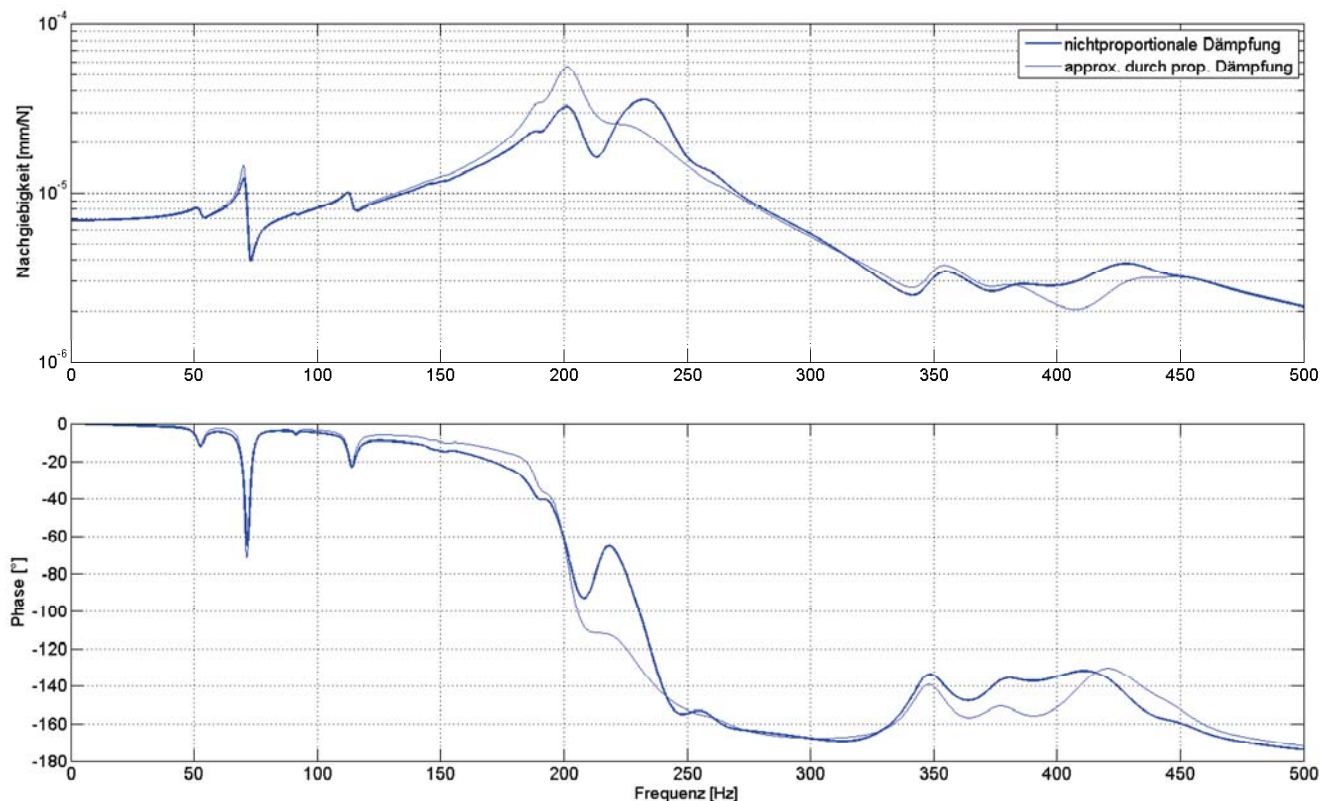


Abb. 8: Vergleich Nachgiebigkeitsfrequenzgang y-Richtung TCP: approximierte proportionale/nichtproportionale Dämpfung für dasselbe System zeigt signifikante Unterschiede

4 Zusammenfassung und Ausblick

In dieser Arbeit wurde die Möglichkeit dargestellt, im FE-Modell von Werkzeugmaschinen eingeführte lokale viskose Dämpfungseffekte für die Zustandsraumbeschreibung eines mechanischen Systems in der Regelungsumgebung Matlab/Simulink nutzbar zu machen. Die in ANSYS für eine gedämpfte Modalanalyse zur Verfügung stehenden Modellierungsmöglichkeiten für viskose Dämpfung können dabei vollständig genutzt werden. Damit wird man in die Lage versetzt, verschiedene Baugruppen eines FE-Modells mit unterschiedlicher steifigkeitsmatrixproportionaler Dämpfung zu simulieren.

Alternativ besteht zwar die Möglichkeit, diskrete Dämpfer erst in MATLAB/Simulink zu berücksichtigen, was aber bei einer großen Anzahl diskreter Dämpfer aufgrund der notwendigen Aus-/Eingänge sehr schnell unübersichtlich wird. Zur Berücksichtigung unterschiedlicher materialspezifischer Dämpfungen ist die beschriebene Modellierungsweise jedoch geboten, da sich das Dämpfungsverhalten komplex gestalteter Gestellbauteile mit den Möglichkeiten von MATLAB/Simulink nur mit sehr hohem Aufwand annähern lässt. Der Schwerpunkt der Anwendung der dargestellten Methode wird deshalb eher bei der Analyse komplex geformter Bauteile mit lokal unterschiedlichen Dämpfungseigenschaften gesehen. Die dargestellte Anwendung auf Dämpfungswagen dient daher eher Demonstrationszwecken.

5 Danksagung

Die theoretischen Arbeiten entstanden im Rahmen des Projektes »Energieeffiziente Produkt- und Prozessinnovationen in der Produktionstechnik« (eniPROD). eniPROD wird gefördert durch die Europäische Union und den Freistaat Sachsen.



Europa fördert Sachsen.
EFRE
 Europäischer Fonds für
 regionale Entwicklung



6 References

- [1] Gasch, R.; Knothe, K.: "Strukturdynamik", Band 1, Diskrete Systeme, Springer-Verlag, Berlin, 1987
- [2] Natke, H.G.: "Einführung in die Theorie und Praxis der Zeitreihen- und Modalanalyse", Vieweg Verlag, Braunschweig, Wiesbaden, 1992
- [3] Müller, F.H.; Baseler, J.: "Zur Eigenformmethode nichtproportional gedämpfter Schwingungssysteme", Ingenieur-Archiv, Heft 58, 1988, Seite 466-473
- [4] Li, L.; Stühler, W.: "Strukturmodifikation mit dem Modal-Korrektur-Verfahren für das System mit nichtproportionaler Dämpfung", Ingenieur-Archiv, Heft 58, 1988, Seite 466-473
- [5] Duff, I.S.: "User's Guide for Harwell-Boeing Sparse Matrix Collection", 01.06.2009, <http://people.sc.fsu.edu/~burkardt/pdf/hbsmc.pdf>
- [6] Dresig, H., Holzweißig, F.: "Maschinendynamik", 6.Aufl., Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg, 2005
- [7] Hiller, M.: "Mechanische Systeme – Eine Einführung in die analytische Mechanik und Systemdynamik", Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg, New York, 1983
- [8] Benner, P. et al.: "Novel Model Reduction Techniques for Control of Machine Tools", ANSYS Conference & 27. CADFEM Users Meeting 2009, Fakultät für Mathematik, TU Chemnitz, available from: <http://archiv.tu-chemnitz.de/pub/2009/0183/index.html>
- [9] Neugebauer, R.; Scheffler, C.; Zwingenberger, C.; Wabner, M.: "Verbesserte Berechnung von statischen und dynamischen Steifigkeiten an WZM", wt-online, Heft 5, 2010, Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg
- [10] Groß, H. et al.: "Elektrische Vorschubantriebe in der Automatisierungstechnik", 2.Auflage, Publicis Corporate Publishing, Erlangen, 2006
- [11] Irretier, H.: "Experimentelle Modalanalyse – Teil I", Kapitel 1 bis 4, Institut für Mechanik, Universität Kassel, 2004

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 23D-83233 Bernau am Chiemsee
Germany

Rückantwort: NAFEMS Magazin, Ausgabe (3/2010)

☐ 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 23D-83233 Bernau am Chiemsee
Germany

Rückantwort: NAFEMS Magazin, Ausgabe (3/2010)

☐ 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