



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

Fachbeiträge:

Fokus Strukturdynamik

Messung und Simulation – Hand in Hand.
Anwendungsbeispiele aus der Materialparameteridentifizierung, Produktoptimierung und Ursachenforschung.

M. Meiler, H. Landes
(SIMetris GmbH)

Anwenderorientierte Modellierungsstrategien zur Berechnung realistischer Lastannahmen für Großantriebe

B. Schlecht, T. Rosenlöcher, T. Hähnel
(Technische Universität Dresden)

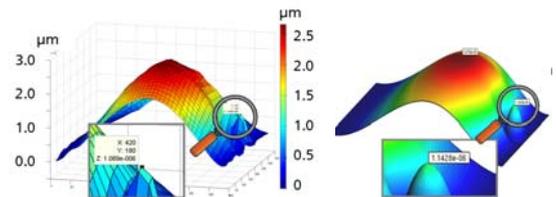
Fokus Computational Fluid Dynamics

Instationäre CFD Simulation von verzahnten Hydraulikpumpen – industrielle Nutzung, Rahmenbedingungen und Ausblick

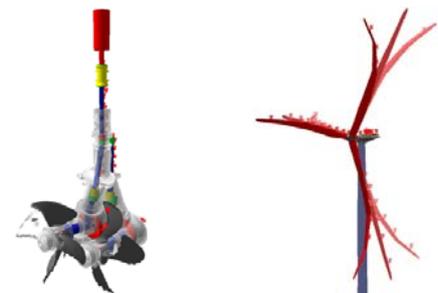
M. Moczala (TRW Automotive GmbH);
M. Miana Sanz (Instituto Tecnológico de Aragón)

Numerische Simulation des Spritzlackierprozesses

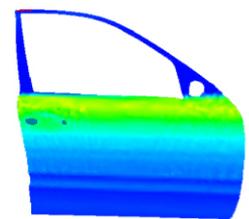
E. Westkämper, Q. Ye (Universität Stuttgart);
A. Scheibe, J. Domnick (Hochschule Esslingen)



Normalauslenkung einer Platte
Links: Messergebnis; Rechts: Simulationsergebnis



MKS-Methode bei Großantrieben:
z. B. bei Windenergieanlagen oder bei Schiffsantrieben



Links: Versuchsaufbau zur Beschichtung einer Karosserie
Rechts: Dynamische Schichtdickenverteilung

Trainingskurse

- Basic 1: Praxisorientierte Strukturmechanik / Festigkeitslehre voraussichtlich 23. - 24. März 2009 *
- Basic 2: Praxisorientierte Grundlagen für FEM-Berechnungen 13. - 14. Mai 2009 *
- Basic CFD: Practical CFD Analysis (in English)
Im Frühjahr in UK, im Herbst (11.-12.11.2009) in Deutschland geplant

Seminare

- Simulation komplexer Strömungsvorgänge (CFD) – Anwendungen und Trends 16. - 17. März 2009 *
- Simulation Data Management – Integration in die Produktentwicklung 18. - 19. März 2009 *

* Wiesbaden



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

Sehr geehrte Leserin,
sehr geehrter Leser,

zur Simulation technischer Vorgänge und zur Lösung wissenschaftlicher Fragestellungen hat sich die Anwendung numerischer Verfahren durchgesetzt. Insbesondere die Methode der Finiten Elemente ist wegen ihrer Flexibilität und ihres weiten Einsatzspektrums unverzichtbar geworden. Unterstützt wird diese Entwicklung durch stetige Verbesserungen in zweifacher Hinsicht. Einerseits steigt die Leistungsfähigkeit elektronischer Rechner, sowohl hinsichtlich der Rechengeschwindigkeit als auch hinsichtlich der Speicherkapazität in immer neue Dimensionen. Zum anderen werden Programmsysteme neu aufgestellt oder weiter entwickelt, die zusätzliche physikalische Phänomene simulieren können.

Leider hat diese durchaus positiv zu bewertende Entwicklung auch negative Aspekte. Die nicht zu übersehenden Erfolge auf dem Gebiet der Simulation verführen dazu, das berechnete Modell mit der Realität gleichzusetzen, ja sogar beide miteinander zu verwechseln. Mehr denn je scheint es daher nötig zu betonen, dass das Rechenmodell jeweils spezielle Fragen möglichst realitätsnah beantworten soll, nicht mehr, aber auch nicht weniger. Modellbildung ist nach wie vor ein schöpferischer Prozess, in dem Erfahrung und Kreativität gefordert sind. Wissen über die zu simulierenden Vorgänge muss umgesetzt werden in eine mathematische Beschreibung, die ihrerseits für die numerische Analyse aufzubereiten ist. Neben ausführlichen Informationen über neueste Entwicklungen auf der Seite der Simulationstechnik und deren Umsetzung in entsprechenden Softwarepaketen werden auch die Aspekte der Modell-Validierung in den NAFEMS-Seminaren thematisiert. Damit werden die Aussagefähigkeit eines Modells und damit auch die Grenzen seiner Anwendbarkeit aufgezeigt.

In dem vorliegenden Heft des NAFEMS Magazins finden Sie zwei Beiträge aus dem NAFEMS Seminar "Simulation komplexer Strömungsvorgänge (CFD) – Anwendungen und Trends" vom März 2008. In diesen werden Strömungen in rotierenden Zahnradpumpen und die Simulation von Sprühlackierungen unter Berücksichtigung des elektrischen Feldes behandelt. Zwei Beiträge stammen aus dem NAFEMS Seminar "Zusammenwirken von Simulation, Experiment und Messung: Neue Anforderungen und neue Möglichkeiten in der Strukturdynamik" vom November diesen Jahres. Einer behandelt Probleme mit Antriebssträngen, unter anderem die Berechnung realistischer Lasten für Windenergieanlagen; der andere befasst sich mit der aktiven Schalldämpfung und ihrer Anwendung auf eine Lautsprecherauslegung. Diese Auswahl lässt erkennen, wie vielfältig die Anwendungsmöglichkeiten der numerischen Simulation sind. Es wird aber auch deutlich, dass die untersuchten Modelle jeweils konkrete, abgegrenzte Fragestellungen beantworten und nicht die gesamte Breite der Realität darstellen.

Ich wünsche Ihnen eine informative und anregende Lektüre.

Mit freundlichen Grüßen

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



Prof. Dr.-Ing. Klaus Rohwer

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



www.ansys-germany.com



www.simulia.com



www.esi-group.com



www.intes.de



www.mscsoftware.com



www.puz.de

SIEMENS

www.siemens.com/plm

Über NAFEMS

NAFEMS ist eine gemeinnützige Organisation zur Förderung der sicheren und zuverlässigen Anwendung von Simulationsmethoden wie FEM und CFD.

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

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

Mitglieder des internationalen NAFEMS Councils

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

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

Mitglieder des deutschen NAFEMS Steering Committees

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

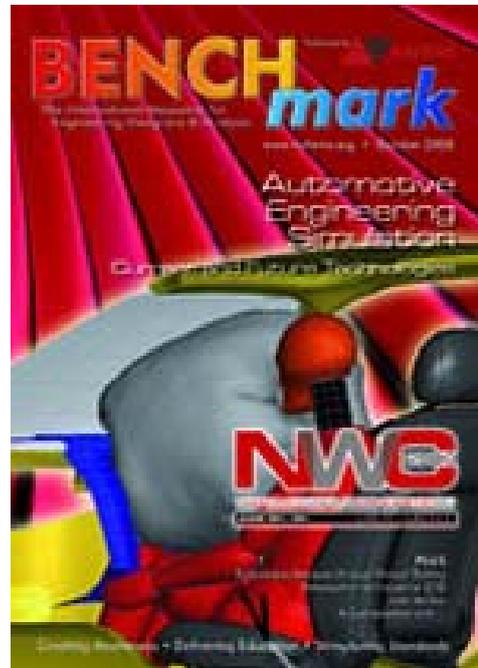
Mitglied bei NAFEMS?

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

NAFEMS Mitglieder erhalten unter anderem:

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

Werden auch Sie Mitglied !



„Benchmark“
 – das internationale NAFEMS Magazin

Jetzt abonnieren
 – für NAFEMS-Mitglieder natürlich frei

Weitere Informationen erhalten Sie unter:

www.nafems.org

Impressum

Editor in Chief

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

Redaktioneller Beirat

- Dr. Yasar Deger (HSR, CH)
- Dr. Moris Habip (Consultant, D)
- 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 16.10.2007

Verteilung / Bezug

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

Copyright © 2008, 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 5

Inhalt 5

NAFEMS DACH Aktuell: Kurse / Literatur 6

NAFEMS DACH Aktuell: Seminare 7 - 8

Neuigkeiten 9 - 16

Veranstaltungskalender 17

Veranstaltungen: NAFEMS World Congress 18

Stellenanzeigen 19 - 22

Fachbeiträge

Fokus Strukturdynamik

Messung und Simulation – Hand in Hand. Anwendungsbeispiele aus der Materialparameteridentifizierung, Produktoptimierung und Ursachenforschung.

M. Meiler, H. Landes (SIMetris GmbH) 23

Anwenderorientierte Modellierungsstrategien zur Berechnung realistischer Lastannahmen für Großantriebe

B. Schlecht, T. Rosenlöcher, T. Hähnel
(Technische Universität Dresden) 34

Fokus Computational Fluid Dynamics (CFD)

Instationäre CFD Simulation von verzahnten Hydraulikpumpen – industrielle Nutzung, Rahmenbedingungen und Ausblick

M. Moczala (TRW Automotive GmbH);
M. Miana Sanz (Instituto Tecnológico de Aragón) 46

Numerische Simulation des Spritzlackierprozesses

E. Westkämper, Q. Ye (Universität Stuttgart);
A. Scheibe, J. Domnick (Hochschule Esslingen) 57

Rückmeldeformular 67

Werbeanzeigen

carhs.training GmbH 12

Cosmol Multiphysics GmbH 9

DYNAmore GmbH 15

LMS International nv 13

Schneider Digital · Josef J. Schneider e.K. 11

Die nächsten NAFEMS Trainingskurse

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

Basic 1: Praxisorientierte Strukturmechanik / Festigkeitslehre 25. - 26. März 2009 *
Referent: Dr.-Ing. Yasar Deger (HSR - Hochschule für Technik Rapperswil)

Basic 2: Praxisorientierte Grundlagen für FEM-Analysen 13. - 14. Mai 2009
Referent: Dr.-Ing. Yasar Deger (HSR - Hochschule für Technik Rapperswil)

Practical CFD Analysis (in English) - im Frühjahr in UK, im Herbst in D
Referent: Prof. Dr.-Ing. habil. Uwe Janoske (ISMVT - Steinbeis-Transferzentrum)

* voraussichtlich, genauer Termin stand bei Drucklegung noch nicht fest.



Dr.-Ing. Y. Deger
HSR



Prof. Dr. U. Janoske,
ISMVT

Das nächste NAFEMS Seminare in DACH

Simulation komplexer Strömungsvorgänge (CFD)
– Anwendungen und Trends 16. - 17. März 2009
Call for Papers - Abgabetermin verlängert auf 19. Januar 2009

Simulation Data Management
– Integration in die Produktentwicklung 18. - 19. März 2009
Agenda ist in Kürze verfügbar

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

NAFEMS Literatur

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

Häufig bestellte Publikationen sind zum Beispiel:

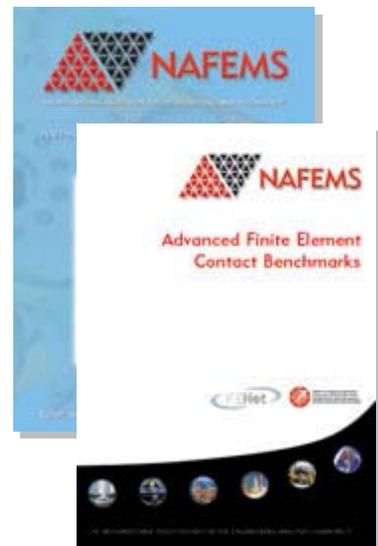
- Tips and Workarounds for CAD Generated Models
- International Journal of CFD Case Studies Vol 7
- Why do Probabilistic Finite Element Analysis?
- A Designers Guide to Simulation with Finite Element Analysis
- How To Undertake a Smoke Movement Analysis in Complex Enclosed Spaces using CFD
- BENCHmark Magazin

Auch in Zukunft wird sich NAFEMS um die Weiterentwicklung und Erstellung neuer Fachliteratur für ihre Mitglieder und für den weiteren Kreis der Ingenieure bemühen.

Werden Sie Autor!

Falls Sie Interesse haben, eine Publikation im Auftrag von NAFEMS zu verfassen oder mitzuwirken, setzen Sie sich bitte mit uns in Verbindung. Aktuell werden Autoren für folgende geplante NAFEMS Publikation gesucht:

- [Verification and Validation](#)
- [Realistic Large-scale Industrial Analyses](#)
- [How to Analyse and Process CFD Output](#)
- [How to Analyse Practical Problems](#)
- [How to Choose an Engineering Simulation System](#)



Ein vollständige Literaturliste, Informationen für Autoren sowie online-Bestellmöglichkeiten finden Sie unter

www.nafems.org/publications

Call for Papers & Ankündigung: 6th NAFEMS Anniversary CFD Seminar

Simulation komplexer Strömungen (CFD) – Anwendungen und Trends

16. - 17. März 2009, Wiesbaden

Durch den industriellen Einsatz der Computersimulation werden zunehmend komplexe Strömungsvorgänge von technischer Bedeutung erfasst. Das Berufsbild und der wirtschaftliche Beitrag des Berechnungsingenieurs in Industrieunternehmen wandeln sich entsprechend rasch.

Aus der Vielfalt von Aufgabenstellungen, die heutzutage rechnerisch behandelt werden, seien hier beispielsweise erwähnt: die Umströmung von Flugzeugen, Schiffen und Kraftfahrzeugen, die Auslegung von Turbinen und Motoren, die Modellierung von Verbrennungsvorgängen und das Gießen von Metallen. Anforderungen der Medizintechnik treiben die Entwicklung gekoppelter Verfahren zur Erfassung spezieller strömungs- und strukturdynamischer Vorgänge an. In der Werkstofftechnik sind skalenabhängige Rechenmodelle auf dem Vormarsch, weitere Anwendungshorizonte eröffnen sich aus dem Einsatz der Strömungssimulation in der Mikrotechnik. Aus Erfordernissen der Umweltsicherheit in Industrie- und Ballungszentren ergibt sich weiterhin ein wachsender Bedarf für Szenarienanalysen, wobei die strömungstechnische Modellierung von Bränden, Explosionen und deren Konsequenzen mit detaillierten Ausbreitungsberechnungen in Abhängigkeit von Windprognosen eine wichtige Rolle spielt.

Bedenkt man, dass es sich dabei im Allgemeinen um komplexe physikalische Vorgänge handelt, die durch Rechenmodelle beschrieben und als numerische Lösung hochgradig nichtlinearer partieller Differentialgleichungen dargestellt werden, wird die besondere Verantwortung des Rechners für eine strenge Kontrolle der Ergebnisse deutlich.

Für den industriellen Einsatz bestehen unter diesen Randbedingungen weiterhin hohe Herausforderungen. Aus dem umfangreichen Fragenkatalog seien beispielsweise erwähnt: die Modellierung der Turbulenz und des Ablöseverhaltens, die dynamische Wechselwirkung zwischen Strömung und Tragwerk, die Untersuchung von Mehrphasenströmungen, die Erfassung der instationären Wärmeübertragung zwischen Fluid und Festkörper, aber auch die Güte der mathematischen Lösungsverfahren. Leistungsstarke Methoden, die zur deutlichen Reduzierung der Rechenzeiten führen, stehen dabei im Mittelpunkt des Interesses – u. a. zur realistischen Erfassung räumlicher instationärer Vorgänge. Nicht zuletzt deshalb wurde in Deutschland das Fach Computational Engineering mit Nachdruck an vielen Hochschulen eingeführt. Das Interesse der Industrie wird dazu beitragen, die Grundlagen für einen breiten und verlässlichen Einsatz der numerischen Strömungssimulation zu schaffen.

In diesem Sinne hat sich NAFEMS entschlossen – nach positiven Erfahrungen in Großbritannien sowie mit den ersten fünf CFD-Tagungen in Deutschland – eine sechste Jahrestagung auf dem Gebiet der Computersimulation komplexer Strömungsvorgänge zu organisieren. Aus diesem Anlass wird wieder eine Anzahl zusätzlicher Referenten eingeladen, ausführliche Übersichtsvorträge über aktuelle Themen zu halten. Den auf diesem Gebiet arbeitenden Spezialisten wird damit eine umfangreiche Informationsplattform geboten.

Ziel des Seminars

Das Seminar wird als Forum für Spezialisten und Führungskräfte auf dem Gebiet der Computersimulation von Strömungsvorgängen gestaltet.

Eine begleitende Fachausstellung technisch-wissenschaftlicher Anwendungssoftware, Rechnersysteme und Berechnungsdienstleistungen ist vorgesehen. Ein umfassender Überblick über aktuelle Möglichkeiten, Trends und künftige Herausforderungen soll gegeben werden.

Erwünschte Beiträge

Erwünscht sind Beiträge, die den aktuellen Stand der Technik der Strömungssimulation anhand konkreter Anwendungen aufzeichnen. Weiterhin sollen Entwicklungstendenzen festgehalten und öffentliche FuE-Vorhaben dokumentiert werden. Die Beiträge sollen überwiegend aus einer breiten industriellen Basis stammen und eine hohe branchenspezifische sowie gesellschaftliche Aktualität aufweisen. Besonders relevant sind zusammenfassende Erfahrungsberichte aus dem Einsatz von Höchstleistungsrechnern zur Gewinnung neuer Erkenntnisse durch Verfahren der numerischen Simulation, Visualisierung und Optimierung im Rahmen einer Zusammenarbeit Industrie-Hochschule.

Begleitende Fachausstellung

In einer begleitenden Ausstellung haben Seminarteilnehmer die Möglichkeit, Software-Entwickler sowie Anbieter von Ingenieurdienstleistungen anzutreffen. Dadurch soll die Wirkung der Veranstaltung auf den Gebieten Technologie-Transfer sowie Networking/Partnering verstärkt werden.

Fachlicher Koordinator des Seminars im Auftrag des deutschen NAFEMS Steering Committees
Dr. Moris Habip (Consultant)

Abgabe von kurzen Abstracts bitte bis spätestens 19. Januar 2009 per e-mail an info@nafems.de

Ankündigung: NAFEMS Seminar

Simulation Data Management – Integration in die Produktentwicklung

18. - 19. März 2009, Wiesbaden

Dank signifikanter Fortschritte der Computer- und Softwaretechnologien ist die Bewertung und Optimierung funktionaler Eigenschaften technischer Produkte mittels Simulation heute ein wesentlicher Bestandteil der Produktentwicklung. Das Erschließen weiterer Einsatzgebiete wird weniger beschränkt durch die Leistungsfähigkeit der Tools, als vielmehr durch die Einbeziehung der Simulationstechnologie in die an den Unternehmenszielen orientierten Prozesse. Eine entscheidende Voraussetzung dafür ist die Bereitstellung und Verwaltung der vielfältigen und extrem umfangreichen Daten. Seien es für die Erstellung der Modelle Geometriebeschreibungen, physikalische Eigenschaften, Belastungen u. ä. oder Ergebnisse in Form von proprietären Formaten der Softwaresysteme für die Weiterverarbeitung (Vergleich mit unterschiedlichen Design-Varianten, Visualisierung, Detailauswertungen usw.) oder Reports: die Daten werden innerhalb der Prozesse an unterschiedlichen Stellen kreiert bzw. abgegriffen.

In jedem Fall steuert der Produktentwicklungsprozess das Management der Daten. So müssen Eingabedaten zeitgerecht verfügbar sein, wie z. B. CAD-Daten, auch wenn sie erst nach Vorliegen der Rechenergebnisse endgültig generiert werden können. Ein wesentlicher Punkt der Prozesssicherheit des Datenmanagements ist, die Qualität der darin enthaltenen Informationen abzusichern. Dies betrifft die Aktualität, aber auch die Ausprägung der Daten. Zum Beispiel benötigt die Simulation eine andere Aufbereitung der Geometriebeschreibung als die Fertigungsvorbereitung. Zu einem Qualitätsmanagement gehört auch, Routinefehler aufzudecken und zu beheben.

Eine definierte Konfiguration von Daten erlaubt es, Abläufe zu standardisieren. Dies dient beispielsweise dazu, um Ergebnisse sich wiederholender Aufgaben aufzubereiten, außerdem können damit auch nicht-Spezialisten der Berechnung (z. B. Versuchsingenieure) eigenständig Untersuchungen durchführen. Ein modernes Datenmanagement bietet die Möglichkeit, die Aussagefähigkeit von Berechnungen deutlich zu erhöhen. So können Hinweise auf Entscheidungen von Design-Änderungen mit den Ergebnissen abgelegt werden, um sie zu einem späteren Zeitpunkt für ähnlich geartete Probleme wieder zu verwenden, bzw. es können Entscheidungen nachvollzogen werden. Dies führt zur Unterstützung des Wissensmanagements von Entwicklungsabläufen.

Eine Voraussetzung für den Einsatz eines Datenmanagements ist die Verfügbarkeit einer leistungsfähigen IT-Infrastruktur. Auf dem Markt verfügbar sind hochentwickelte Datenbanksysteme, die entsprechend der Unternehmensstruktur in die Abläufe integriert werden müssen. Außerdem werden durch die Art der Informationsverarbeitung hohe Anforderungen an das Design der Computerhardware bezüglich Zugriffszeiten und Speicherkapazität gestellt. Software und Hardware müssen aufeinander abgestimmt werden, was einen hohen Grad an Kompetenz erfordert.

Ziel des Seminars

Dieses Seminar soll einerseits zeigen, welche Wege in der Praxis beschritten werden, um die den Produktentwicklungsprozess begleitenden Daten zur Unterstützung der Simulation zu verwalten. Andererseits sollen Lösungen, die auf den moder-

nen Softwaretechniken basieren, zur Sprache kommen. Das Seminar wendet sich daher sowohl an Berechnungsingenieure, die in Zusammenarbeit mit Konstrukteuren und Versuchsingenieuren die Simulation einsetzen, als auch an IT-Spezialisten für die Infrastruktur des Datenmanagements

Beiträge

In den Beiträgen wird anhand aktueller Anwendungen gezeigt, wie die Daten für die Simulation im Umfeld der Produktentwicklung bereitgestellt und verwaltet werden. Zudem wird dargestellt, wie moderne Softwaresysteme das Datenmanagement unterstützen.

Begleitende Fachausstellung

In einer begleitenden Fachausstellung werden Softwarelösungen vorgestellt und CAE-Dienstleister haben die Möglichkeit, ihre Produkte zu präsentieren.

Fachlicher Koordinator des Seminars und Chairman des deutschen NAFEMS Steering Committees

Dr.-Ing. Werner Dirschmid
(Consultant)

Agenda

Agenda und Anmeldemöglichkeiten werden voraussichtlich Mitte Dezember unter www.nafems.org (bitte Sprache auf „Deutsch“ ändern) verfügbar sein.

Altair Engineering

Rekordzahl bei der EHTC 2008

Altair Engineering gibt bekannt, dass das Unternehmen zu seiner 2. europäischen HTC in Straßburg eine Rekordanzahl von Teilnehmern Willkommen heißen durfte. Die 2. europäische HyperWorks Technology Conference fand vom 30. September bis 1. Oktober 2008 in Straßburg, Frankreich statt. Über 400 Ingenieure, Manager und Simulationsexperten fanden sich in Straßburg ein, um sich über die neusten Trends und alle Neuigkeiten zum Thema Enterprise Simulation zu informieren und sich mit anderen HyperWorks Anwendern auszutauschen.

Altair Engineering stellt neue Reifenschnittstelle vor

Altair Engineering gibt bekannt, dass es in Kooperation mit Cosin Consulting eine neue Reifenschnittstelle für MotionSolve veröffentlicht hat. Die neue Schnittstelle „CTI“ (Cosin Tire Interface) vereinfacht die Integration verschiedener Reifen- und Straßenmodelle. MotionSolve ist eine moderne Analysesoftware zur Berechnung von Mehrkörpersystemen, die auf einer neuen Formulierungstechnik beruht. MotionSolve bietet Berechnungsingenieuren und Designern eine große Bandbreite an Modellierungseinheiten, um komplexe mechanische Systeme mit minimalen Annahmen zu modellieren. Die robuste Software ist speziell für Modelle mit mehreren großen flexiblen Körpern ausgelegt. Es werden numerisch steife Lösungsverfahren zur Berechnung von einer Vielzahl an Problemstellungen verwendet.

www.altair.de

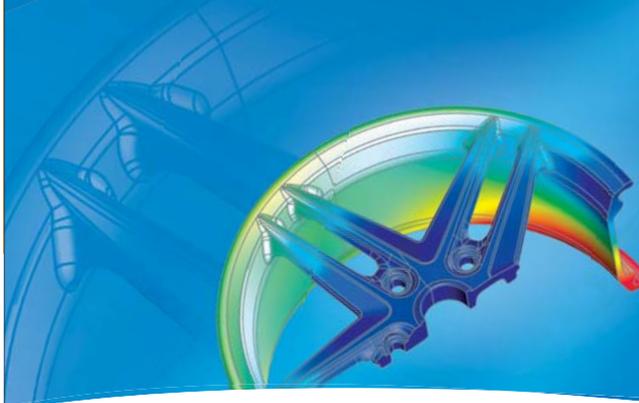
ANSYS Germany

Inspiration durch Simulation

Einmal mehr ist es den Simulationsspezialisten CADFEM und ANSYS Germany gelungen, Kunden und Interessenten ein anregendes Potpourri aus sämtlichen Bereichen der technischen Simulation zu bieten. 930 Teilnehmer fanden den Weg in das neue Kongresszentrum „darmstadtium“, das mit seiner innovativen

COMSOL
MULTIPHYSICS® 

Multiphysik- Simulation



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

Schnell, flexibel und benutzerfreundlich.



Kostenfreie CD!

Mit 250 aktuellen Fachbeiträgen zur Multiphysik-Simulation
www.comsol.de/conf_cd



www.comsol.de

COMSOL AND COMSOL MULTIPHYSICS ARE REGISTERED TRADEMARKS OF COMSOL AB.

Architektur den passenden Rahmen für das Veranstaltungsmotto „Inspiring Engineering“ bildete. Drei Tage lang hätte man der Wissenschaftsstadt Darmstadt auch den Zusatz „Simulationsstadt“ geben können. Denn CADFEM und ANSYS Germany luden zur wahrscheinlich größten jährlichen Anwenderkonferenz zum Thema Simulation in der Produktentwicklung in das hochmoderne Kongresszentrum „darmstadtium“ im Herzen der Stadt. Mehr als 250 Fachvorträge, 20 Workshops und eine große Fachausstellung mit knapp 40 ausstellenden Firmen bildeten den Rahmen für ein inspirierendes Informationsangebot zu allen Aspekten der numerischen Simulation. Auch die Gelegenheit zu Kommunikation und Dialog mit Anwendern, Entwicklern und Vertretern der gastgebenden Unternehmen wurde ausgiebig genutzt. Im Mittelpunkt des Interesses der meisten der 930 Teilnehmer und Firmenmitarbeiter stand dabei das Softwarepaket ANSYS. ANSYS steht für High-End-Simulationstechnologie in den Bereichen Strukturmechanik, Strömungsmechanik, Elektromagnetik und Multiphysik, die in allen Facetten im Konferenzprogramm vertreten waren

ANSYS durchbricht die Grenze von 1 Milliarde Zellen

ANSYS, Inc. bestätigte die erste kommerzielle Strömungssimulation mit mehr als einer Milliarde Berechnungszellen. Dies stellt einen bedeutenden Meilenstein für das Unternehmen und die Industrie dar. Ein italienisches Forscherteam unter Leitung von Ignazio Maria Viola führte die bahnbrechende Simulation im August 2008 als Teil einer aerodynamischen Untersuchung einer America's Cup Yacht aus. Da der Einsatz von Simulation zunehmend eine entscheidende Bedeutung bei der Entwicklung von innovativen Produkten erlangt – und gleichzeitig Kosten und Entwicklungszeiten reduziert werden können – werden Fälle in dieser Größenordnung mittelfristig vermehrt behandelt werden, um komplette und komplexe Systeme abzubilden.

www.ansys-germany.com

Bull

Bull übernimmt science + computing ag

Bull hat bekannt gegeben, dass das Unternehmen sein Engagement im strategischen Markt für High-Performance Computing weiter verstärkt. Bull hat eine Vereinbarung zur Übernahme der science + computing ag (s+c) unterzeichnet, einem deutschen Unternehmen mit fundierter Expertise bei HPC-Lösungen und Services. Im Fokus stehen insbesondere bedeutende Kunden der Automobilindustrie und Luft- und Raumfahrt sowie verwandter Branchen. Die Übernahme unterliegt den üblichen Abschlussbedingungen und wird voraussichtlich im vierten Quartal 2008 abgeschlossen. s+c verzeichnete im Ende Juni 2008 abgelaufenen Geschäftsjahr 2007/2008 einen Umsatz von • 26,- Millionen. Die finanziellen Rahmenbedingungen der Transaktion werden nicht bekannt gegeben.

www.bull.com

CD-adapco

Numerische Strömungssicherheit mit der SPT Group

Die SPT Group und CD-adapco gaben eine Initiative bekannt, in deren Rahmen das Potential zwischen SPTs OLGA und CD-adapcos STAR-Softwaresystemen untersucht und ausgeschöpft werden soll. Beide Firmen werden sehr eng mit dem Markt zusammen arbeiten, um rationalisierte Prozesse zu definieren und zu implementieren, so dass die besten Funktionalitäten von sowohl OLGA als auch der STAR-Löser eingesetzt werden, um für Ingenieure, die numerische Strömungssicherheit einsetzen, die Erlangung zeitnaher und praktischer Erkenntnisse noch erheblich zu verbessern.

Dynamische Wechselwirkung zwischen Strömung und Strömungskörper (DFBI)

Trotz einer straffen 4 Monatsplanung, schafft es die neueste Version wieder einmal den Anwendungsbereich durch die Zufügung des „Dynamic Fluid Body Interaction (DFBI)“ Modells immens zu bereichern. Im Gegensatz zu der traditionellen CFD-Software, welche typischerweise nur die Bewegung eines Körpers entlang eines beschriebenen Pfades simuliert, ermöglicht es jetzt das STAR-CCM+ V3.04 DFBI-Modell den Ingenieuren die durch eine Flüssigkeit induzierte Bewegung eines Körpers einfach und schnell zu simulieren. Dies bezieht sich z. B. auf einen Tanker der auf hoher See stark schwankt, bis hin zu einem aerodynamischen Körper, der im Freien Fall taumelt. DFBI ist äußerst hilfreich für jegliche Simulationen, in welchen sich ein Objekt bewegt, dessen Bewegungen durch eine Strömung hervorgerufen werden. Es ist besonders nützlich, wenn es zusammen mit STAR-CCM+ effiziente Modellierung von freien Oberflächen angewandt wird, um das Verhalten von Schiffen u.ä. zu simulieren. Für große Schwingungen, wie beispielsweise ein Containerschiff im starken Seegang, kann das DFBI-Modell benutzt werden, um Wellenschlag, Kentern, Welleneindringung, Wassereintritt und Einwirkungen von Wasser auf Decks zu simulieren. STAR-CCM+ V3.04 beinhaltet ebenfalls einen Wellengenerator, welcher komplett im GUI integriert ist und erlaubt somit den Benutzern Wellen der ersten Ordnung mit ein paar einfachen Parametern zu generieren. Der DFBI-Löser kann ebenfalls für maritime Anwendungen benutzt werden, in welchen die Lage eines Schiffes von dem Druckfeld am Rumpf abhängt. Im stationären Modus berechnet das DFBI-Modell die aktuelle Position des Fahrzeuges im Wasser, indem es bei einer vorgegebenen Geschwindigkeit automatisch die Einsenktiefe, Neigung und Trimmung ermittelt.

www.cd-adapco.com

Comsol

COMSOL Multiphysics 3.5 mit leistungsstarken CAD- und ECAD-Schnittstellen

Das in COMSOL Multiphysics 3.5 erstmals unterstützte Parasolid-Dateiformat und die neue bidirektionale Autodesk Inventor-Schnittstelle erweitern und erleichtern die Zusammenarbeit von COMSOL mit CAD/CAM/CAE-Anwendungen anderer Anbieter. Zusätzliche Solver sowie vielfältige Verbesserungen in Sachen Performance und Benutzerfreundlichkeit sorgen für produktiveres Arbeiten mit der Software. Neue Solver und optimierte Abläufe sorgen in COMSOL Multiphysics 3.5 für mehr Leistung und verringern den Bedarf an Arbeitsspeicher. Benchmark Tests zeigen, dass Version 3.5 bei umfangreichen Strömungsmodellen mehr als dreimal schneller arbeitet als die Vorversion 3.4. Ein völlig neuartiger Solver beschleunigt zeitabhängige Simulationen in den Bereichen Strukturmechanik, Elektromagnetik, Akustik und Strömungstechnik. Dieser Solver reduziert den Speicherbedarf bei der Berechnung multiphysikalischer Aufgaben wie etwa der Jouleschen Wärmeentwicklung um bis zu 50 Prozent. Er kann flexibel eingestellt werden, sodass sich Simulationen mit multiphysikalischen Kopplungen schnell und einfach umsetzen lassen. Mit zwei- bis achtfacher Geschwindigkeit können zeitabhängige Wellen- und Strömungssimulationen ausgeführt werden. Ein neuer Out-of-Core-Solver nutzt bei komplexen Simulationen auf 32-Bit- und 64-Bit-Systemen bei Bedarf den Festplattenspeicher. Durch Straffungen des Programmcodes wird eine verbesserte Parallelisierung beim gemeinsamen Speicherzugriff ('shared memory') mit einer Beschleunigung um 20 Prozent erreicht. COMSOL Multiphysics 3.5 wird für die Plattformen Windows, Linux, Solaris und Macintosh angeboten und kann ab sofort direkt von COMSOL oder über unser weltweites Vertriebspartnernetz bezogen werden. Weitere Informationen zu COMSOL Multiphysics 3.5 und zu den Modulen für spezifische Anwendungen sowie detaillier-



Professionelle 3D-Hardware

Strömungs-
simulation in
Stereo ...

...räumlich erfassen,
was sonst platt
verloren geht.

Aufrüsten auf 12 Opteron "Istanbul"
CPU-Kerne in nur 10 Minuten! Biosupdate
... Prozessor raus ... Prozessor rein,
fertig.*



Bild: ANSYS FLUENT / GE Energy

Das ist schon eine kleine Revolution für alle User von ANSYS Fluent, STAR-CCM+, CFX, StarCD, AVL und Powerflow:

Ab sofort können Sie Ihre Daten räumlich betrachten in 3D/Stereo, höchst aufgelöst und direkt an Ihrem Schreibtisch. Stereografie macht die Auswertung von Strömungssimulationen wesentlich effizienter, weil Sie komplexe Zusammenhänge schneller erfassen können.

In Verbindung mit der passenden Schneider **PULSARON Workstation** erhalten Sie einen VR- (Virtual Reality) Arbeitsplatz mit einem bisher ungekannten Preis-Leistungsverhältnis. Und als Hardware-Experte kennen und konfigurieren wir die optimale Workstation mit der perfekt passenden Grafikkarte für Ihren Einsatz.

Treffen Sie uns in Halle 6,
Stand C 85 auf der Euromold

 **schneider**
d i g i t a l

Tel.: +49 (8025) 9930-0

www.schneider-digital.de · e-mail: info@schneider-digital.de

Partner von:

te Angaben zu den Systemanforderung finden Sie unter www.comsol.de, wo Sie auch eine Einführungs-CD anfordern können.

www.comsol.de

Dassault Systèmes

Abaqus Unified FEA from Simulia
Dassault Systèmes gibt die Verfügbarkeit von Abaqus Unified FEA von Simulia bekannt.

www.3ds.com, www.simulia.com

DYNAMore

DYNAMore eröffnet neues Büro in Dresden

Die DYNAMore GmbH eröffnet eine neue Geschäftsstelle in Dresden. Neben der Betreuung von Kunden im Bereich Crashsimulation und

Insassensicherheit in den neuen Bundesländern sind die Mitarbeiter in der neu gegründeten Geschäftsstelle vorwiegend mit den Themen Softwareentwicklung im Bereich Optimierung und Prozessintegration betraut. Dr. Heiner Müllerschön, Leiter des Kompetenzfeldes Optimierung und Prozessintegration bei der DYNAMore GmbH, erklärt: „Unsere Kunden haben das Ziel, bei der Erstellung und Auswertung ihrer Simulationsmodelle effektiver zu werden. Neben der Verwaltung der berechneten Simulationsergebnisse ist auch die effektive Aufbereitung und Versionisierung der Simulationsdaten ein wichtiges Thema. In unserem Büro in Dresden werden neue Mitarbeiter Softwaretools in diesem Bereich entwickeln und bestehende Werkzeuge, wie beispielsweise LS-OPT und D-SPEX, pflegen und weiter entwickeln. Die Nähe zur Technischen Universität Dresden ermöglicht es uns, Kooperationsprojekte

mit Instituten der Universität durchzuführen.“ Neben der Entwicklung neuer Softwaretools werden derzeit auch bereits verschiedene Forschungstransferprojekte mit Themenstellungen im Umfeld von Sensitivitätsuntersuchungen und Optimierung von Tiefziehprozessen in Zusammenarbeit mit der TU Dresden realisiert. Ziel für 2009 ist es, das derzeitige Team weiter auszubauen, da die Nachfrage nach Lösungen in diesem Bereich in den vergangenen Jahren stark zugenommen hat.

www.dynamore.de

EnginSoft

EnginSoft CAE Academy

Seit September 2008 bietet EnginSoft Studienabsolventen, PhD Studenten und Post Docs einen höchst interessanten und effizienten Intensivkurs an, um innerhalb von 3 Monaten ein Maximum an Wissen über CAE Software und ihre Anwendungen in der Industrie, Forschung und Lehre zu erhalten. Außer ANSYS, kommen ANSYS CFX, LS-DYNA und modeFRONTIER zum Einsatz. Es finden zwei Kurse pro Jahr statt, jeweils in Norditalien, im Februar und September 2009. Ziel ist es, jungen Menschen das CAE Wissen zu vermitteln, um möglichst rasch in der Industrie und Forschung Fuß zu fassen. Im Anschluss an den Kurs, bietet EnginSoft interessierten Kursabsolventen Projektarbeit in Büros in Italien und Europa an. Für mehr Infos: www.enginsoft.com/academy oder kontaktieren Sie, gerne auch in Deutsch: EnginSoft SpA, Barbara Leichtenstern, b.leich@enginsoft.it, Tel. 00353 1 491 3239.

www.enginsoft.com

ESI Group

PAM-STAMP2G Forum 2008 ein voller Erfolg

Am 12./13. November veranstaltete die ESI GmbH, deutsche Niederlassung der französischen ESI Group, in Bad Wildungen das PAM-STAMP2G Forum 2008 zum Thema

Werbeanzeige

NEU
automotive
CAE
GRAND CHALLENGE 2009

Die erste Konferenz, die systematisch die Herausforderungen im Computer-Aided-Engineering der Autoindustrie identifiziert und mit neuen Konzepten zu deren Bewältigung beiträgt.
2.-3. März 2009
Congresspark Hanau

carhs.
www.carhs.de/grand-challenge

Blech- und Innenhochdruckumformung. Nahezu 50 Kunden und Interessenten aus Industrie und Forschung nahmen die Einladung wahr und machten die Veranstaltung zu einem vollen Erfolg. Mit 17 hochkarätigen Beiträgen rund um das Thema Metallumformung war das Programm der zweitägigen Veranstaltung äußerst gut bestückt. Geboten wurde ein ausgeglichenes Verhältnis von Produktinformationen durch ESI und Erfahrungsberichten von Anwendern aus unterschiedlichsten Bereichen.

ESI Group schließt das MARI-Konsortium erfolgreich ab

Die ESI Group hat den erfolgreichen Abschluss ihres MARI-Konsortiums (Marine Aerospace Rail and Industrial - MARI) bekannt gegeben. Das MARI-Konsortium wurde 2006 gegründet und setzt sich aus Firmen zusammen, die (wie Airbus, Alstom, Amado-Breda, BAE Systems, Bom-

bardier, EADS, Oerlikon, QinetiQ, Volvo, VTT) ein großes Interesse an der Entwicklung bestmöglicher Modellierungsstrategien für komplexe und oftmals verrippte Strukturen unter Verwendung der ESI Group-Simulationslösung VA One für die vibro-akustische Analyse und Konstruktion haben. Im Rahmen des MARI-Konsortiums entwickelte die ESI Group ein neues Modul namens „Periodic Subsystem Module“. Dieses Modul nutzt das FE-Modell einer periodisch verwendeten Zelle einer Struktur und berechnet die entsprechenden SEA-Parameter (Statistische Energie-Analyse -SEA), die an ein SEA-Subsystem übergeben werden, das aus einer Anzahl dieser Zellen in beiden Hauptrichtungen besteht. Durch diesen Ansatz lässt sich die Komplexität einer Struktur erheblich präziser beschreiben als mit früheren Ansätzen. Die überwiegende Zahl der MARI-Mitglieder, von denen viele mit ver-

rippten oder gewellten Strukturen arbeiten, sah in dem Modul eine nützliche und wertvolle Ergänzung des Funktionsumfangs von VA One.

PAM-STAMP 2G 2008 und PAM-TUBE 2G 2008

Die ESI Group hat die Freigabe der integrierten Version von PAM-STAMP 2G v2008 und PAM-TUBE 2G v2008 bekannt gegeben.

VA One 2008.0

Die ESI Group hat die Markteinführung von VA One 2008.0 bekannt gegeben. VA One ist eine Komplettlösung zur Simulation von Geräuschen und Vibrationen über das gesamte Frequenzspektrum und vereint in einem Modell nahtlos die Finite-Elemente-Methode, die Boundary-Elemente-Methode sowie die Statistical-Energy-Analysis (SEA).

www.esi-group.com

Werbeanzeige



LMS Virtual.Lab Motion
Simulieren Sie die zu erwartende Funktion ihrer Produkte

Ihre Entwicklungsingenieure arbeiten an einer neuen Produktgeneration. Wie stellen Sie sicher, dass diese erwartungsgemäß funktioniert, ohne auf Prototypen warten zu müssen? Arbeitet die komplexe Mechanik so wie sie soll? Wie hoch fallen Betätigungskräfte und Antriebsmomente aus? Wie lassen sich diese mit gezielten Änderungen an der Kinematik optimieren? Welche alternative Gestaltung der Mechanik ergibt ein hochwertigeres Gefühl bei der Handhabung durch Ihre Kunden?

Antworten auf diese Fragen können Sie mit **LMS.Virtual Motion** simulieren, bevor Sie die gefundene Lösung den aufwändigen Prototypentest unterziehen.

Erfahren Sie mehr und fordern Sie die kostenlose CD an: www.lmsgermany.com/ds

LMS
ENGINEERING INNOVATION

LMS Germany • Neue Ramtelstraße 4/2, 71229 LEONBERG
T: +49 - 71 52 97 97 90 • F: +49 - 71 52 97 97 99
info.de@lmsintl.com • www.lmsgermany.com

Flomerics

siehe „Mentor Graphics“

Intes

SmartLM Projekt entwickelt Werkzeuge für das Lizenzmanagement in Grids

Im Rahmen des Projekts SmartLM werden allgemeine und flexible Techniken für die Virtualisierung der Lizenzierung von service-orientierten Geschäftsmodellen entwickelt. Dabei zielt das von der EU finanzierte Projekt auf die besonderen Sicherheitsaspekte des Grid-Computing. Weitere details zum SmartLM Projekt finden Sie unter www.smartlm.eu.

www.intes.de

Mentor Graphics

Mentor Graphics übernimmt Flomerics

Mentor Graphics gibt die endgültige Übernahme der Flomerics Group PLC bekannt. Flomerics wird als Mechanical Analysis Division in das Unternehmen integriert und von Gary Carter, dem ehemaligen CEO von Flomerics geleitet.

www.mentor.com

Messe München

Messe München startet 2009 neue Events für die ITK-Industrie

Die SYSTEMS verabschiedet sich nach knapp 40 Jahren in einer starken Position – mit mehr als 1.000 Ausstellern und größtem Rahmenprogramm in ihrer Geschichte. Im Sommer 2009 findet die erste, eigenständige Security-Messe für Anbieter aus der IT und von klassischen Sicherheitslösungen statt. Ein völlig neues Veranstaltungsformat im Herbst bietet der ITK-Branche eine neue, flexible und moderne Kommunikationsplattform.

www.messe-muenchen.de

MSC.Software

Neue SIMDAT-Technologie auf Grid Basis für CAE-CAT-Integration bei Audi erfolgreich evaluiert

Die AUDI AG, die im Bereich der Automotive Application Activity die Projektleitung im EU-Projekt SIMDAT stellt, hat zur Evaluierung einen Demonstrator für die CAE-CAT-Integration in die IT-Infrastruktur implementiert. Weitere Informationen zum SIMDAT Projekt finden Sie unter www.simdat.eu.

Neue Version R3 des CFD-Preprozessors FluidConnection

MSC.Software gab die Einführung der neuen R3-Version von FluidConnection bekannt. Dieser CFD-Preprozessor erweitert die SimEnterprise-Produktpalette des Unternehmens. SimEnterprise ermöglicht Berechnungsingenieuren, Konstrukteuren und Dienstleistungspartnern unternehmensweit eine engere Zusammenarbeit im Bereich Simulation indem die Erfassung, Automatisierung und Wiederverwendung von Simulationsmethoden und -verfahren allen Entwicklungsteams zugänglich gemacht wird. FluidConnection R3 steigert die Effizienz der Produktentwicklungsprozesse, an denen CFD (Computational Fluid Dynamics) beteiligt ist. Die Vorlagen (sog. Templates) zur abstrakten Modellierung in FluidConnection sind vollkommen geometrieunabhängig und deshalb für die Wiederverwendung und Erfassung optimaler CFD-Simulationsmethoden geeignet. In Verbindung mit der Möglichkeit zur automatischen Rastererzeugung auf Grundlage nativer CAD-Modelle, ermöglichen abstrakte Modelle zuverlässige automatisierte Simulationsprozesse auch ohne tief greifende CFD-Spezialkenntnisse. Mit FluidConnection können Unternehmen wiederholbare Simulationsprozesse generieren, die innerhalb kürzester Zeit vergleichbare Ergebnisse zur Entscheidungsfindung liefern.

Berechnungsingenieure müssen sich nicht mehr mit zeitaufwändigen Aufgaben wie Geometrieumrechnungen oder der Erstellung von Rastern beschäftigen, sondern können sich direkt auf höherwertige Anforderungen im Zusammenhang mit der Produktvalidierung während des Entwicklungsprozesses konzentrieren. Das Ergebnis sind eine bessere Simulationsproduktivität und kürzere Entwicklungszyklen. Durch die Integration von FluidConnection R3 und SimManager können auch bei CFD-Anwendungen Prozesse erfasst und automatisiert werden. Damit sind Unternehmen in der Lage, sämtliche CFD-Simulationsprozesse, Ressourcen und Informationen unternehmensweit zu verwalten. Außerdem werden alle Simulationsdaten (Modelle, Ergebnisse, Dateien) erfasst, gespeichert, archiviert und gesichert.

Lamborghini entscheidet sich für MSC.Software

MSC.Software gab bekannt, dass sich der weltweit führende italienische Sportwagenhersteller Lamborghini Automobili S.p.A. für die Lösungen von MSC.Software entschieden hat. Unter anderem soll künftig die Software Adams zur Optimierung der Produktentwicklungsprozesse beitragen.

Alenia Aeronautica wählt MSC.Software

MSC.Software gab bekannt, dass es von Alenia Aeronautica, einem der weltweit führenden Luft- und Raumfahrtunternehmen für die kommerzielle und militärische Luftfahrt, als Lieferant und wichtigster Partner für die Unternehmensinitiative Alenia Networked Enterprise Transformation (ALENET) ausgewählt wurde, um das für die kommenden zehn Jahre erwartete Unternehmenswachstum zu begünstigen und zu beschleunigen.

www.mscsoftware.com

NAFEMS

NAFEMS World Congress 2009

Der zweijährliche NAFEMS World Congress findet von 16. - 19. Juni 2009 auf Kreta, Griechenland, statt. Der weltweit größte, unabhängige Kongress im Bereich Engineering Simulation hat das Thema „The Analysis Advantage: Perspectives on Engineering Simulation for Today and Beyond – Case Studies, Best Practices, Breakthrough Technologies, Future Advances“. Über 250 Vorträge aus allen Industriebereichen und Anwendungsgebieten (FEM, CFD, MBS, Multiphysik, SDM, Stochastik, Optimierung, ...) wurden eingereicht. Eine vollständige Liste von Vortragsthemen sowie weitere Informationen ist unter www.nafems.org/congress zu finden. Neben einem umfangreichen Vortragsprogramm sind Workshops, Kurse, Round Table Discussion on Business Drivers, Mini-Symposien (Composite) und vieles mehr geplant. Eine begleitende Ausstellung von Hard- und Softwareanbietern sowie Dienstleistungsunternehmen rundet die Veranstaltung ab. Der Kongress ist offen für Mitglieder und Nichtmitglieder.

www.nafems.org

nVidia

TU München: NVIDIA-Grafik-technologie beschleunigt Strömungssimulation

Beeindruckende Ergebnisse liefert eine studentische Forschungsarbeit am Lehrstuhl für Aerodynamik der Technischen Universität München. Im Rahmen der Studie wurden komplexe Strömungsberechnungen mit Grafikkarten von NVIDIA durchgeführt. Das Resultat war eindeutig: Mit einer handelsüblichen Grafikkarte konnten die Berechnungen um das 7-Fache beschleunigt werden. Der Lehrstuhl für Aerodynamik an der Technischen Universität München (TUM) beschäftigt sich mit der Aerodynamik von Luft- und Raumfahrzeugen, Automobilen und Gebäuden. Ein wesentliches Werkzeug der Grundlagen- und Anwendungsfor-

schung ist die numerische Strömungssimulation (CFD). „Mit CFD werden strömungsmechanische Probleme numerisch simuliert, wodurch CFD eine wichtige Ergänzung zu Windkanalversuchen, insbesondere für physikalisch komplexe Strömungen, ist“, erläutert Prof. Dr.-Ing. Nikolaus A. Adams, Ordinarius am Lehrstuhl für Aerodynamik an der TU München. Eine Forschungsarbeit am Lehrstuhl hat nun den Nachweis erbracht, dass auch mit einer handelsüblichen Grafikkarte komplexe Strömungssimulationen durchgeführt werden können – und zwar in wesentlich kürzerer Zeit als mit Großrechnern. Die Simulationsberechnungen wurden mit einer NVIDIA GeForce 8800 GT durchgeführt und konnten so auf das 7-Fache beschleunigt werden. Weitere Informationen unter http://www.nvidia.de/object/tu_munich_de.html

www.nvidia.com

Transtec

transtec setzt auf neue AMD Opteron Server-Prozessoren

Transtec liefert Server mit den neuen AMD Prozessoren in 45-Nanometer-Fertigungstechnik aus. Die AMD Quad-Core-Prozessoren für Server sind bisher unter dem Codenamen Shanghai bekannt. transtec ist OEM Partner von AMD und zeigt auf dem heute stattfindenden AMD Launch Event in Berlin einen CALLEO Twin-Board Server mit einer Höheneinheit. Die Opteron CPUs der Shanghai-Generation sind die ersten Server-Prozessoren von AMD, die auf dem gemeinsam mit IBM entwickelten 45-Nanometer-Prozess basieren. Gegenüber ihren Vorgängern bringen sie bei gleicher Frequenz eine um bis zu 20 Prozent höhere Leistung bei gleichzeitig verringerter Leistungsaufnahme.

www.transtec.de

Werbeanzeige



Call for Papers

7. Europäische

LS-DYNA Konferenz

14. - 15. Mai 2009

Salzburg (A) / Bad Reichenhall (D)

DYNAMore bittet um Einreichung von Vorträgen zu den Themen:

- Crash
- Insassen- und Fußgängerschutz
- Metallumformung
- Optimierung
- Implizit
- Robustheit
- CAE-Integration
- ...

Bitte senden Sie Titel und kurzen Abstract bis 6. Februar 2009 an cf09@dynamore.de.

DYNA
MORE

www.dynamore.de

PROSTEP**Die PROSTEP AG feiert ihr 15-jähriges Bestehen**

Die Darmstädter PROSTEP AG, Deutschlands anerkannter Spezialist für die Produktdaten- und Prozessintegration, feierte im November ihr 15-jähriges Bestehen. Im Laufe der Jahre hat sich das Beratungs- und Lösungshaus zu einem anerkannten Partner von Unternehmen in Automobil- und Zulieferindustrie, Luft- und Raumfahrt, Schiffbau und Marineteknik, Elektro-/Elektronikindustrie und anderen Branchen der Fertigungsindustrie entwickelt. PROSTEP unterstützt heute die Top-Unternehmen dieser Branchen mit Dienstleistungen und innovativen Software-Lösungen bei der Gestaltung und Optimierung ihrer Entwicklungsprozesse und bei der Umsetzung von Product Lifecycle Management-Konzepten (PLM). PROSTEP ist in den letzten Jahren kontinuierlich gewachsen und beschäftigt derzeit in der Zentrale in Darmstadt und in den Niederlassungen an den wichtigsten Kundenstandorten über 250 Mitarbeiter. Sie werden im laufenden Geschäftsjahr einen Umsatz von ca. 28 Millionen Euro erwirtschaften, was einer Verdopplung des Ergebnisses im Laufe von nur fünf Jahren entspricht. Vom Gesamtumsatz der Firmengruppe entfällt mittlerweile mehr als ein Drittel auf die Luft- und Raumfahrtindustrie und auf andere Branchen außerhalb der traditionellen Klientel in der Automobil- und Zulieferindustrie.

www.prostep.com

science + computing ag

siehe „Bull“

Siemens PLM Software**Siemens PLM Software liefert Version 6 von NX aus**

Siemens PLM Software kündigt an, dass die Version 6 seiner Software NX für die digitale Produktentwicklung ab sofort weltweit verfügbar ist. Im Konstruktionsbereich zeichnet sich NX 6 durch Design Freedom aus. Auf Basis der bahnbrechenden Synchronous-Technologie gibt Design Freedom den Anwendern mehr Flexibilität und ermöglicht bis zu 100-mal schnellere Konstruktionsschritte als jemals zuvor. Die Synchronous Technology arbeitet zusammen mit den existierenden NX-Funktionen, so dass vorhandene Daten nicht konvertiert oder neu erstellt werden müssen. Dabei werden die Vorteile des parametrischen mit denen des historienfreien Ansatzes verbunden, um die Konstruktionsgeschwindigkeit zu erhöhen. NX 6 Design Freedom funktioniert innerhalb bestehender Anwender-Workflows und ermöglicht so die schnelle Nutzung der neuen Funktionalität. Im Bereich der Simulation liefert NX 6 mehr als 350 Erweiterungen, die auch auf Anregungen von Anwendern beruhen. So gibt es zehn verschiedene Applikationen für weit reichende Lifecycle-Simulationen. NX 6 Advanced Simulation macht sich Design Freedom auf Basis der Synchronous Technology zunutze, um

eine schnelle Evaluierung von Konstruktionsänderungen zu ermöglichen, die auf der Geometrie aus beliebigen CAD-Systemen basieren können. NX 6 kombiniert einzigartige 3-D Geometrie-Editierfunktionen, automatische Abstraktionen und Finite Elemente (FE)-Meshing Tools mit tief greifenden FE Modellierungs- und Vernetzungs-Tools. Die neue Baugruppenfunktion für FE-Modelle ermöglicht Ingenieuren die Integration separater Simulations-Modelle von verteilt arbeitenden Teams, etwa Zulieferern und globalen Konstruktions- und Analyse-Teams. NX 6 Advanced Simulation löst anspruchsvollste CAE-Herausforderungen und kann den Aufwand für physische Prototypen signifikant reduzieren. Zudem lassen sich das NX 6 CAE User Interface und die FE-Modellierungs-Optionen durch „Skins“ auf das „Look&Feel“ von NASTRAN, ANSYS, ABAQUS oder LS-DYNA anpassen. Kunden mit laufenden Wartungsverträgen können NX 6 mit Synchronous Technology kostenlos unter <http://support.ugs.com/> herunterladen. Weitere Informationen finden sich unter www.siemens.com/nx.

www.siemens.de/plm

Bitte senden Sie Pressemitteilungen an magazin@nafems.de.

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

Veranstaltungstermine 2009

PAM-CRASH Forum	05.-06.02.	Fulda, D	www.esi-group.com	ESI Group
MpCCI User Forum	17.-18.02.	Sankt Augustin, D	www.mpcci.de	Fraunhofer SCAI
Automotive CAE Grand Challenge 2009	02.03.	Hanau	www.carhs.de	carhs.training GmbH
NAFEMS Trainingskurs FEM Basic 1: Praxisorientierte Strukturmechanik / Festigkeitslehre	23.-24.03.	Wiesbaden, D	www.nafems.org *	NAFEMS GmbH
NAFEMS Seminar: Simulation komplexer Strömungsvorgänge (CFD) – Anwendungen und Trends	16.-17.03.	Wiesbaden, D	www.nafems.org *	NAFEMS GmbH
NAFEMS Seminar: Simulation Data Management – Integration in die Produktentwicklung	18.-19.03.	Wiesbaden, D	www.nafems.org *	NAFEMS GmbH
NAFEMS Trainingskurs FEM Basic 2: Praxisorientierte Grundlagen für FEM-Analysen	04.-05.05.	Wiesbaden, D	www.nafems.org *	NAFEMS GmbH
MSC.Software 2009 Virtual Product Development Conference	12.-13.05	München, D	www.mssoftware.com	MSC.Software
Europäische LS-DYNA Conference	14.-15.05.	Salzburg, A	www.dynamore.de	DYNAmore GmbH
NAFEMS World Congress	16.-19.06.	Crete, GR	www.nafems.org	NAFEMS Ltd.
Human Modelling and Simulation in Automotive Engineering	18.-19.06.	Stuttgart, D	www.carhs.de	carhs.training GmbH
4th European Automotive Simulation Conference (EASC)	06.-07.07.	München, D	www.ansys-germany.com	ANSYS Germany GmbH
NAFEMS Trainingskurs CFD Basic: Practical CFD Analysis (in English)	11.-12.11.	Wiesbaden, D	www.nafems.org *	NAFEMS GmbH

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



NAFEMSWORLDCONGRESS09

JUNE 16th - 19th

CRETE - GREECE

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

- **Größter internationaler, unabhängiger Kongress im Berechnungsumfeld**
- **Über 250 Abstracts eingereicht**
- **International anerkannte Keynotes**
- **Große Hard- und Softwareausstellung**

Zusätzliche, geplante Sonderthemen/Workshops:

- Mini-Symposium:
Composite Structures Including Damage and Failure Prediction
- Engineering Analysis Quality, Verification and Validation
- High Performance Computing in Engineering Simulation
- Multi-Physics Simulation - Advanced Coupling Algorithms and Strategies
- EC Multi-Scale Analysis of Large Aerostructures Project
- EC Autosim Project – One Year on
- Crashworthiness
- NAFEMS Skills Management Initiative
- Simulation Data Management
- Material Data
- Optimization/Robustness
- Stochastics
- Multiphysics / code coupling
- Round Table Discussion on Business Drivers
- Computational Fluid Dynamics
- u.v.m.

www.nafems.org/congress

Congress Committee

- David Boon, Jaguar Land Rover, UK
- Alexey I. Borovkov, St.Petersburg State Polytechnical University, Rußland
- Brian Budzynski, Caterpillar, USA
- Jean-Marc Crepel, Renault, Frankreich
- Rodney Dreisbach, Boeing, USA
- Jean Dunat, Ministre de l'Economie, de l'Industrie et de l'Emploi, Frankreich
- Fernando Espiga, Labein, Spanien
- Mary Fortier, General Motors, USA
- Steffen Frik, Adam Opel GmbH, Deutschland
- Geir Horrigmoe, Norut Technologies, Norwegen
- Jean-Francois Imbert, EADS, Frankreich
- M. Kannan, TVS Motor Company Limited, Indien
- Andrew Yee-tak Leung, City University of Hong Kong, China
- Philippe Manne, Goodyear, Luxemburg
- Werner Moretti, Schindler Elevator Ltd, Schweiz
- Stefano Odorizzi, EnginSoft, Italien
- Alexander Ptchelintsev, Nokia, Finnland
- Anup Puri, Selex Sensors and Airborne Systems, UK
- K.S. Raghavan, Infotech Enterprises Limited, Indien
- Sherif Rashed, CAE Lab, Japan
- Klaus Rohwer, DLR e.V., Deutschland
- Jesse Ruan, Ford Motor Company, USA
- Erich Schelkle, Dr. Ing. h.c. F. Porsche AG, Deutschland
- Myron A. Semegen, Virtual Reality Centre, Kanada
- Vijay Sharan, Consultant, Schweden
- Costas Stavriniadis, ESA ESTEC, Niederlande
- Grant Steven, Strand7, Australien
- Alfred Svobodnik, Harman/Becker Automotive Systems, Österreich
- John Verdicchio, Rolls Royce, UK
- Jean Wild, Schneider Electric Industries, Frankreich
- Zhenhan Yao Tsinghua, University Beijing, China
- Mingwu Yuan, Peking University Beijing, China
- Manfred Zehn, University Berlin, Deutschland
- Zhou Zhuang, Tsinghua University Beijing, China

Review Committee

- Jim Wood, University of Strathclyde, UK
- Victor Rollo, Consultant, UK
- Nigel Knowles, Consultant, UK

Suchen Sie Berechnungsingenieure?

Suchen Sie eine neue Herausforderung?

Schalten Sie ein/e

Stellenanzeige * / Stellengesuch

im NAFEMS online-Magazin.

Sprechen Sie die richtige Zielgruppe an – ohne Streuverluste!
Natürlich vertraulich und auf Wunsch auch unter Chiffre!

NAFEMS Deutschland, Österreich, Schweiz GmbH
Osterham 23
D-83233 Bernau am Chiemsee
Tel. +49 (0) 80 51 – 96 59 3 49
Fax +49 (0) 80 51 – 96 74 3 37
e-mail: info@nafems.de

* Die Schaltung von Stellenanzeigen ist NAFEMS Mitgliedern vorbehalten.

Bitte beachten Sie die Stellenanzeigen folgender
Unternehmen auf den nachfolgenden Seiten:

- ANSYS Germany GmbH
- Bertrandt AG
- P+Z Engineering GmbH

Come and join the best!



ANSYS ist ein weltweit führender Anbieter von **Simulationssoftware** und Simulationstechnologien mit über 1.700 Mitarbeitern an mehr als 60 Standorten. Mehr als 100 Mitarbeiter an den Standorten Darmstadt, Otterfing und Hannover arbeiten 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.

www.ansys-germany.com

www.ansys.com

Zur Verstärkung unseres Teams in Darmstadt und Otterfing bei München stellen wir erfolgsorientierte

CAE Vertriebsingenieure (m/w) ein

Wir suchen

Mitarbeiter (m/w) mit Verkaufstalent, die ihren technischen Hintergrund, ihre Marketingkenntnisse und ihr Verhandlungsgeschick zur Betreuung bestehender Kunden und zur Gewinnung von Neukunden einsetzen wollen. Dabei werden Sie von einem erfahrenen Team in jeder Phase des Verkaufsprozesses optimal unterstützt. In dieser Position arbeiten Sie mit Kunden und Partnern in Deutschland und Zentraleuropa zusammen.

Sie haben

Erfahrung im Vertrieb von CAE / CAD Software oder kommen aus einem vertriebsnahen technischen Bereich im Umfeld von CFD, FEM oder EDA. Darüber hinaus sollten Sie durch Engagement, Flexibilität und hohes Qualitätsbewusstsein überzeugen. Gute Englischkenntnisse in Wort und Schrift setzen wir voraus. Sie wollen mit uns gemeinsam die ANSYS Vision des "Simulation-Driven Product Development" verwirklichen.

Wir bieten

Ihnen eine abwechslungsreiche und anspruchsvolle Tätigkeit in einem zukunftsorientierten, stark wachsenden Unternehmen. Sie stehen im engen Kontakt mit unseren renommierten Kunden und begleiten deren neueste technische Innovationen. Wenn Sie Interesse an der Mitarbeit in unserem Team haben, dann richten Sie bitte Ihre vollständige Bewerbung mit Angabe Ihrer Gehaltsvorstellung und des möglichen Eintrittstermins an:

ANSYS Germany GmbH • Staudenfeldweg 12 • 83624 Otterfing

Email: jobs-germany@ansys.com

Bei Fragen rufen Sie uns an:

Ulrike Mayer +49 6151 3644 173 • Marion Kappelmeyer +49 8024 9054 32

bertrandt

Entwickeln Sie mit: Die Bertrandt AG ist Partner der Automobil- und Luftfahrtindustrie. Von der Idee bis zur Serienreife entwickeln über 5.700 Mitarbeiter bei Bertrandt Lösungen für Karosserie, Innenraum, Fahrwerk, Elektrik und Elektronik, Motor und Aggregate.



Als einer der bedeutendsten Entwicklungspartner der Automobilindustrie suchen wir für unsere Standorte Ehningen (Stuttgart), Ingolstadt, Köln, München, Neckarsulm und Wolfsburg automobilbegeisterte

CAE–Simulationsingenieure m/w

Für die Simulationsgebiete:

- passive/aktive Sicherheit
- Insassen- und Partnerschutz
- Steifigkeit/Schwingungskomfort
- Mehrkörpersimulation
- Betriebsfestigkeit/Lebensdauer
- Strömungssimulation

In den Entwicklungsbereichen:

- Karosseriestruktur
- Anbauteile
- Interieur
- Motor/Aggregate
- Fahrwerk
- Gesamtfahrzeug

Konzepte bewerten, Strukturverhalten virtuell auslegen und absichern – wir bieten spannende Entwicklungsmöglichkeiten innerhalb der Simulation im gesamten Produktentstehungsprozess.

Wenn Sie ein Tätigkeitsfeld suchen, das gekennzeichnet ist durch die simulationsseitige Betreuung von Methoden- und Fahrzeugentwicklungsprojekten, dann sind Sie in unserem Fachbereich Funktionsauslegung/Simulation (CAE) genau richtig.

Als Grundlage für Ihren Einstieg dient Ihr ingenieurwissenschaftliches Studium. Darüber hinaus haben Sie erste Erfahrungen in virtuell getriebenen Entwicklungsprozessen sammeln können. Sie sind der Richtige, wenn Sie etwas bewegen wollen, Freude an Leistung und persönliches Engagement haben und sich mit Ihren Ideen und Visionen in ein Unternehmen einbringen wollen, das sich für die Zukunft viel vorgenommen hat.

Mehr über Bertrandt und unsere offenen Positionen finden Sie unter www.bertrandt.com

Haben Sie noch Fragen? Dann sprechen Sie mit
 Melanie Schulze +49 7034 656-4028, career@bertrandt.com
 Bertrandt AG, Birkensee 1, 71139 Ehningen



Natur entwickelt
sich selbst...

... Wir entwickeln den Rest.

P+Z Engineering bringt neue Ideen auf die Straße, auf die Schiene und in die Luft. Als Partner namhafter internationaler Hersteller und Zulieferer kümmern wir uns um den kompletten Entwicklungsprozess für Fahrzeuge aller Art. Vom Konzept bis zur Serie. Für Karosserie und Fahrzeugelektrik, Ausstattung, Struktur, Klimatisierung und Aerodynamik.

Werden Sie Teil unseres erfolgreichen Automotive-Teams in München, Ingolstadt, Stuttgart oder Köln als

Berechnungsingenieur Automotive (m/w)

Ihr Aufgabengebiet umfasst Berechnungs- und Produktentwicklungsthemen vorwiegend aus dem Umfeld der Fahrzeugentwicklung.

- Strukturcrash und Insassenschutz
- Festigkeits- und Lebensdaueranalysen
- Steifigkeitsberechnungen
- NVH, Dynamik und Akustik
- Mehrkörpersimulation (MKS)
- Gewichtsoptimierungen
- Strömungssimulation (CFD) und Klimatisierung

Sie leiten hierbei selbstständig Berechnungsprojekte und sind für die zugehörige Kundenbetreuung und -kommunikation verantwortlich. Sie präsentieren und diskutieren die Ergebnisse im Team und erarbeiten Optimierungsvorschläge mit den Kunden.

Egal, ob Sie am Anfang Ihrer Laufbahn stehen oder neue Perspektiven suchen: Bei P+Z sind Sie richtig.

In unserem internationalen Team stimmt die Atmosphäre. Und unser internes Support- und Trainingscenter unterstützt Sie systematisch dabei, Ihre individuellen Fähigkeiten auszubauen und Ihrer Karriere neuen Schub zu verleihen.

Weitere Informationen zu unserem Unternehmen und Ihren Entwicklungsmöglichkeiten erhalten Sie unter www.puz.de.

Für nähere Auskünfte steht Ihnen auch gerne unser Leiter Human Resources, Herr Patrick Schianchi (Tel.: +49 89 31857-501, karriere@puz.de) zur Verfügung.

Messung und Simulation – Hand in Hand.

Anwendungsbeispiele aus der Materialparameteridentifizierung, Produktoptimierung und Ursachenforschung.

Martin Meiler, Hermann Landes

SIMetris GmbH

Das Zusammenwirken von Messung und Simulation wird in diesem Artikel geschildert. Die Anwendungsbeispiele umfassen die Materialparameterbestimmung von piezoelektrischen Transducern, die für präzise numerische Simulation nötig sind, Ursachenforschung von "Vorsignalen" die bei Messungen entdeckt und durch die Simulation erklärt werden konnten, Virtual-Prototyping eines elektrodynamischen Lautsprechers sowie die Validierung von Messergebnissen bei aktiven Lärmdämmmaßnahmen durch Finite-Elemente-Simulationen

1 Motivation

Bedingt durch die Entwicklung neuer Algorithmen sowie die zunehmende Verfügbarkeit von leistungsfähiger und günstiger Hardware haben sich numerische Simulationen als Alternative zur messtechnisch basierten Versuch-und-Fehler-Methode bei der Produktentwicklung bewährt. Simulationen erlauben den Blick in das untersuchte Objekt und ermöglichen somit Zugriff auf physikalische Größen, die ansonsten nicht oder teils nur mit großen Aufwand messbar sind. Dem Ingenieur ist es dadurch möglich ein tiefgehendes Verständnis der zugrundeliegenden Phänomene zu erhalten. Ein Simulationsmodell stellt jedoch immer ein idealisiertes und vereinfachtes Abbild der Realität dar, welches nicht alle Verhältnisse, Effekte und Einflüsse enthält. Das bedeutet, dass trotz der größer werdenden Bedeutung von Simulationen auf die Produktentwicklung, Experimente und Messungen weiterhin wichtige Komponenten des Produktentwicklungszykluses darstellen. Nur die Kombination der beiden Disziplinen stellt eine hoch effiziente Entwicklungsmethodik dar.

Dieser Artikel zeigt ausgewählte Beispiele von kombinierter Messung und Simulation und die damit verbundenen Vorteile für den Entwicklungsingenieur auf.

2 Interaktion zwischen Messung und Simulation

Es sprechen zahlreiche Gründe für die Anwendung einer Symbiose aus Messung und Simulation durch den Entwicklungsingenieur. Einerseits können Messungen Simulationsergebnisse bestätigen und andererseits verhält es sich umgekehrt, indem Simulationen Messungen verifizieren. Weiterhin sind exakte Materialparameter für die Simulation unabdingbar. Diese werden häufig durch reine Messungen erhalten. Es ist jedoch, wie im Folgenden gezeigt, möglich ein kombiniertes Verfahren aus Messung und Simulation für die Bestimmung von Materialparametern anzuwenden.

Gewöhnlich neigen Ingenieure dazu Messungen mehr Vertrauen zu schenken als Simulationsergebnissen. Beide Verfahren liefern allerdings fehlerhafte Ergebnisse, wenn beim Messaufbau falsche Annahmen oder der Modellerstellung unzulässige Vereinfachungen getroffen werden.

3 Identifizierung von piezoelektrischen Materialien

Die Verfügbarkeit von exakten Materialparametern ist notwendige Grundlage von präzisen numerischen Simulationen. Piezoelektrische Materialien werden unter anderem für Wandler wie Stapelaktoren oder einzelne Piezoscheiben, wie sie beispielsweise für Ultraschallanwendungen benötigt werden, verwendet. Die Anwendungsge-

bierte piezoelektrischer Sensoren und Aktoren sind vielfältig und umfassen auch hochdynamische Vorgänge wie beispielsweise Einspritzventile für Common-Rail-Dieselmotoren

Die Grundgleichungen piezoelektrischer Wandler sind in Abb. 1 und Abb. 2 dargestellt. Sie beschreiben den Zusammenhang zwischen mechanischer Spannung und mechanischer Dehnung sowie dem elektrischen Feld und der dielektrischen Verschiebung.

$$\begin{aligned}\vec{\sigma} &= \mathbf{c}^E \vec{S} - \mathbf{e}^T \vec{E} \\ \vec{D} &= \mathbf{e} \vec{S} + \epsilon^S \vec{E}.\end{aligned}$$

Abb. 1: Piezoelektrische Grundgleichung in **e**-Form (Spannung-Ladungs-Form)

$$\begin{aligned}\vec{S} &= \mathbf{s}^E \vec{\sigma} + \mathbf{d}^T \vec{E} \\ \vec{D} &= \mathbf{d} \vec{\sigma} + \epsilon^T \vec{E},\end{aligned}$$

Abb. 2: Piezoelektrische Grundgleichung in **d**-Form (Dehnung-Ladungs-Form)

3.1 Bestimmung piezoelektrischer Materialparameter

Die Bestimmung von Materialparametern ist häufig mit komplexen Messmethoden an spezifischen Testkörpern verbunden. Piezoelektrische Materialparameter werden meist in der **d**-Form erhalten, anstatt der für numerische Simulationen nötigen **e**-Form. Eine Konversion zwischen den Materialparametern in den beiden unterschiedlichen Formulierungen ist möglich, wenngleich mit einer Fehlerfortpflanzung des Messfehlers verbunden, da sich die Parameter der **e**-Form aus mehreren Parametern der messtechnisch bestimmten **d**-Form berechnen. Dadurch sinkt die Genauigkeit der Materialparameter in **e**-Form als Konsequenz der Konversion.

Ein weiteres Problem stellt der Gültigkeitsbereich der messtechnisch bestimmten piezoelektrischen Materialparameter dar. Die Bestimmungsmethode für piezoelektrische Materialparameter nach IEEE Standard ist sehr kostenintensiv wie auch zeitaufwändig und basiert zudem auf eindimensionalen Vereinfachungen. Im Weiteren entsprechen piezoelektrische Aktoren, wie sie in heutigen Wandlern eingesetzt werden, meist nicht den laut IEEE-Methode geforderten Randbedingungen bzgl. geometrischen Abmessungen, Polarisierungszustand, Alter sowie den Temperaturverhältnissen. Daher wurde vom Lehrstuhl für Sensorik der Universität Erlangen-Nürnberg [1] ein anderer Ansatz gewählt und ein entsprechendes Verfahren entwickelt.

Die dort entwickelte Vorgehensweise zur Bestimmung piezoelektrischer Materialparameter nutzt eine Kombination von Messtechnik und numerischer Simulation. Basierend auf einer gemessenen Impedanzkurve des piezoelektrischen Wandlers werden die zugehörigen Materialparameter in **e**-Form durch ein inverses Verfahren ermittelt. Das Verfahren nutzt die bereits bekannte Lösung des linearen Gleichungssystems in Form der gemessenen Impedanzkurve und bestimmt dementsprechend einen im gemessenen Frequenzbereich gültigen Materialparametersatz. Da dieser Ansatz der Lösung eines nichtlinearen Problem bedarf, wird ein Newton-Verfahren angewendet. Darüber hinaus wird ein Regularisierungsverfahren verwendet um dem schlecht gestellten Problem des algebraischen Systems begegnen zu können. Dabei stellt der erhaltene Materialparametersatz nicht die einzige Lösung des nichtlinearen Problems dar, aber die für den untersuchten Frequenzbereich optimale Lösung.

Die im folgenden Beispiel gezeigte Messkurve wurde mittels des Impedanzanalysators HP4194A von Agilent Technologies (früher Hewlett-Packard) bestimmt, der in Abb. 3 dargestellt ist.

Die Aufnahmeeinrichtung für das Piezoelement, wird in Abb. 4 gezeigt. Diese wurde mit dem Ziel einer möglichst exakten elektrischen Impedanzmessung mit geringer Beeinflussung zwischen der Piezokeramik und den elektrischen Kontakten entwickelt. Die elektrischen Kontakte sind im Schwerpunkt bzgl. der gemessenen Resonanzmode angeordnet.

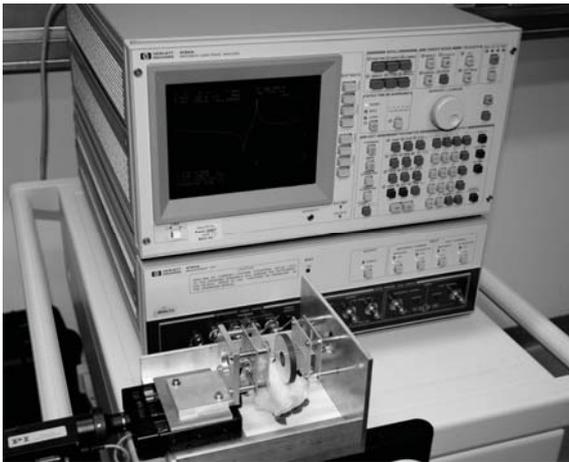


Abb. 3: Impedanzanalysator mit Aufnahmeeinheit für Piezowandler

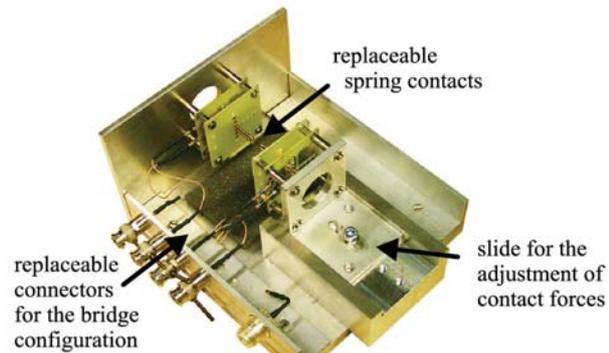


Abb. 4: Aufnahmeeinheit für Impedanzmessungen an piezoelektrischen Probekörpern

Die gemessene Impedanzkurve ist in Abb. 5 dargestellt. Sie zeigt die für piezoelektrische Elemente typischen Resonanz- und Antiresonanzmoden. Diese Impedanzkurve sowie die vom Hersteller zur Verfügung gestellten Materialparameter werden nun von dem Algorithmus zur Bestimmung piezoelektrischer Materialparameter genutzt, um iterativ die gemessene Impedanzkurve dem Impedanz-Simulationsergebnis anzupassen, indem die Materialparameter verändert werden.

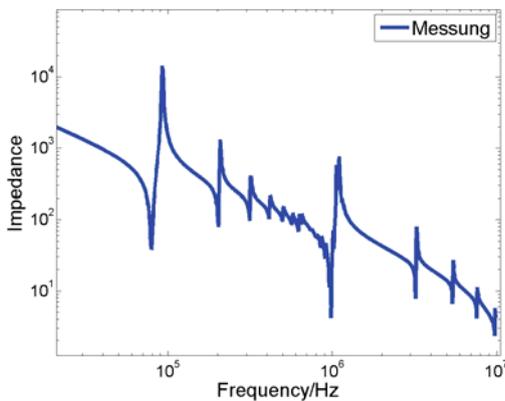


Abb. 5: Gemessene Impedanzkurve eines piezoelektrischen Transducers

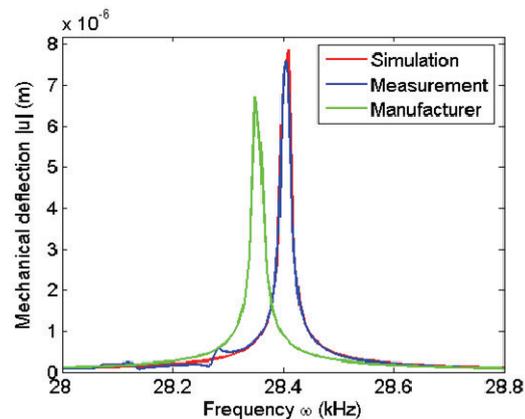


Abb. 6: Vergleich von gemessener und berechneter Auslenkung des Transducers.

Häufig werden piezoelektrische Wandler in Resonanz betrieben um eine maximale mechanische Auslenkung zu erreichen. Abbildung 6 zeigt wie wichtig präzise Materialdaten sind. Da piezoelektrische Bauteile sehr scharfe Resonanzen aufweisen, ist die Qualität der Materialparameter entscheidend für sinnvolle Simulationsergebnisse. Die vom Hersteller erhaltenen Daten führen zu einer leichten Verschiebung der Resonanzfrequenz. Dadurch wird die maximale Auslenkung des Gerätes nicht erreicht, wenn der Aktor bei der durch Simulation mit den Herstellerdaten ermittelten Frequenz betrieben würde.

3.2 Radialmode einer kreisförmigen Piezoscheibe

Im folgenden Beispiel soll die Gültigkeit der vom Hersteller zur Verfügung gestellten Materialparameter der untersuchten Piezoscheibe überprüft werden. Die Scheibe hat einen Durchmesser von 16 mm und eine Dicke von 1 mm, wobei auf der Ober- und Unterseite Elektroden aufgebracht wurden. Der Aufbau ist in Abb. 7 gezeigt.

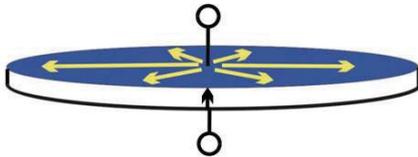


Abb. 7: Kreisförmige Piezoscheibe mit schematisch angedeuteter Radialmode.

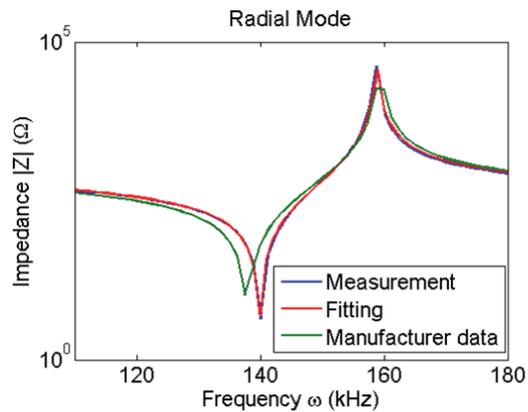


Abb. 8: Impedanzkurve mit Fokus auf den Radialmode

Abbildung 8 zeigt den Vergleich der Impedanzkurven der Messung (blau), der Simulation mit den Materialdaten des Herstellers (grün) und den durch das inverse Verfahren ermittelten Parametern (rot). Erneut zeigt sich, dass die realen Verhältnisse nur durch das inverse Verfahren wiedergegeben werden konnten.

3.3 Schermode eines rechteckigen Piezoelementes

Der bereits im vorherigen Abschnitt erläuterte Vergleich zwischen den einzelnen Materialparametersätzen sowie den Messergebnissen wird diesmal für den Schermode eines rechteckigen Piezoelementes durchgeführt. Der Aufbau sowie die Ergebnisse sind in Abb. 9 und Abb. 10 dargestellt. Das rechteckige Piezoelement ist 40 mm lang, 25 mm breit und weist eine Dicke von 1 mm auf. Der Vergleich der in Abbildung 10 dargestellten Impedanzkurven zeigt deutlicher als im vorhergehenden Beispiel, dass die Materialparameter des Herstellers das Verhalten des Aktors nicht nachbilden können.

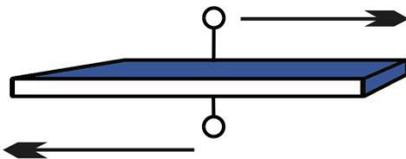


Abb. 9: Rechteckiger Piezoaktor mit schematisch dargestelltem Schermode.

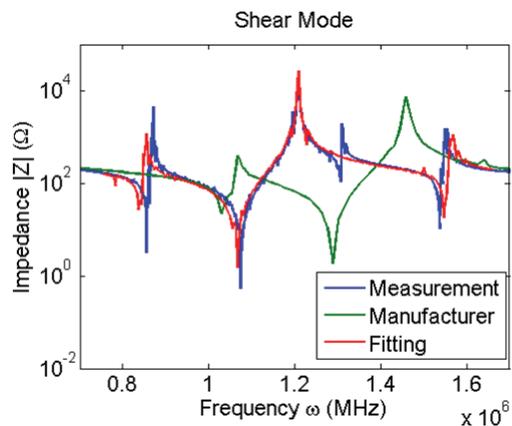


Abb. 10: Impedanzkurve im Bereich des Schermodes

4 Virtual Prototyping eines elektrodynamischen Lautsprechers

Ein Anwendungsbeispiel, bei dem das Virtual Prototyping Verfahren mit großem Erfolg angewendet werden konnte, ist der elektrodynamische Lautsprecher. Der typische Aufbau eines solchen Lautsprechers ist in Abb. 11 dargestellt. Eine realistische Simulation dieses Lautsprechers muss alle beteiligten physikalischen Felder (Mechanik, Magnetik, Akustik) mit den gegenseitigen Wechselwirkungen berücksichtigen. Um diese Interaktionen im

Finite-Elemente-Modell abbilden zu können, sind magnetische, akustische sowie magnetomechanische Elemente nötig. Ein Schnitt durch das Finite-Elemente-Modell wird in Abb. 12 gezeigt.

Bei der elektrischen Großsignalanregung ist es möglich, dass die Schwingspule hohe mechanische Verschiebungen aufweist und daher eine Verzerrung des Signals mit sich bringt. Neben den hohen Auslenkungen (geometrische Nichtlinearitäten) können weitere Verzerrungen auftreten, indem die Spule den Bereich des homogenen Magnetfeldes im Luftspalt verlässt. Ein Ziel dieser Anwendung war die Minimierung der Verzerrungsfaktoren (Klirrfaktor, k_2 , k_3). Aufgrund des komplexen Aufbaus des elektrodynamischen Lautsprechers benötigt der Prozess vom Design über die Herstellung bis hin zu der messtechnischen Untersuchung ungefähr 1 – 2 Monate. Daher sollte Virtual Prototyping sowie eine simulationsbasierte Optimierung als grundlegendes Entwicklungswerkzeug zum Entwurf von neuen Lautsprechertypen eingesetzt werden.

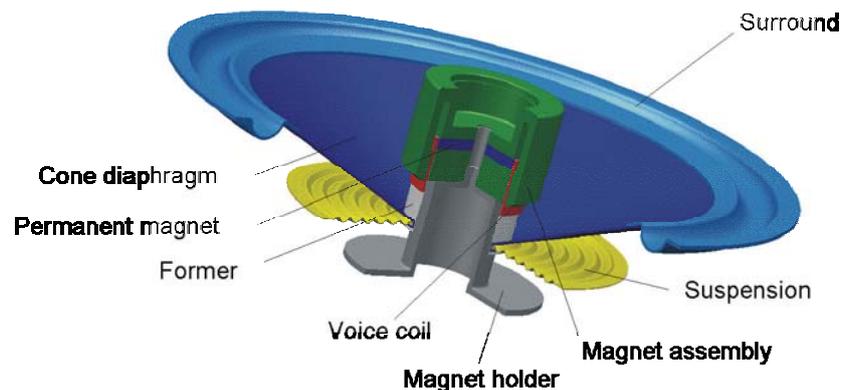


Abb. 11: Prinzipieller Aufbau eines elektrodynamischen Lautsprechers

Als Grundlage für den weiteren Optimierungsprozess wurde zunächst ein bereits existierender Prototyp anhand von Finite-Elemente-Simulationen untersucht und zum Abgleich mit Messdaten verwendet. In einem ersten Schritt wurden Kleinsignalanalysen durchgeführt und die elektrische Eingangsimpedanz sowie der abgestrahlte Schalldruckpegel (SPL) untersucht. Der Vergleich zwischen Messung und Simulation ist in Abb. 13 dargestellt. Daraufaufgehend wurden Großsignaluntersuchungen der Verzerrungsfaktoren mittels numerischer Simulation durchgeführt, die abermals sehr zufriedenstellende Ergebnisse lieferten.

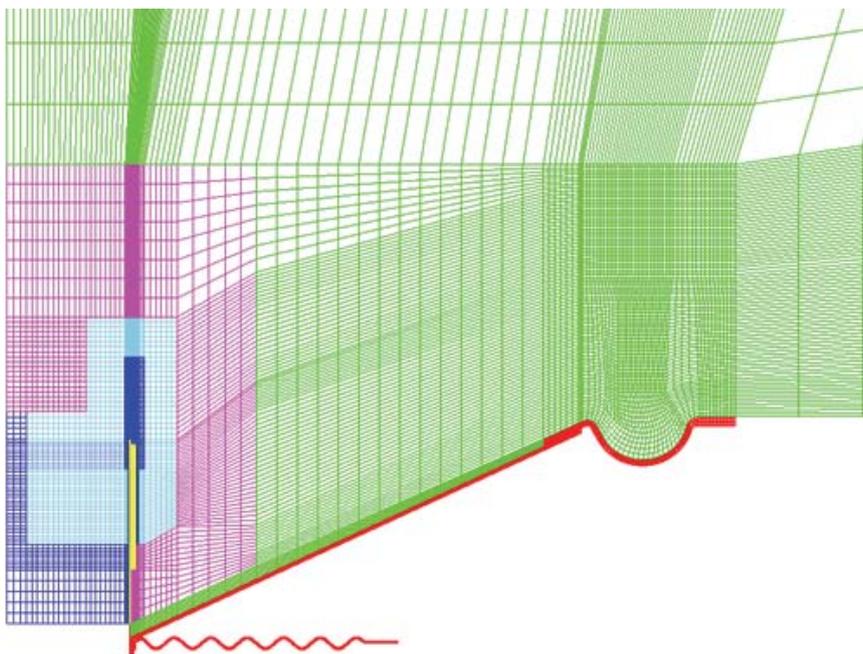


Abb. 12: Finite-Elemente-Modell eines elektrodynamischen Lautsprechers

In einem weiteren Schritt wurde eine Prinzipuntersuchung in Hinblick auf die oben geschilderten unterschiedlichen Ursachen von Verzerrungen durchgeführt. Diese Aufgabe kann mit Hilfe der Methode der Finiten-Elemente leicht gelöst werden. Die Ergebnisse haben zu einem tiefgehenden Verständnis der zugrunde liegenden Ursachen und dem Auftreten der akustischen Verzerrungen beigetragen. Mit den Möglichkeiten der Messtechnik wären derartige Erkenntnisse nur mit großem Aufwand möglich gewesen.

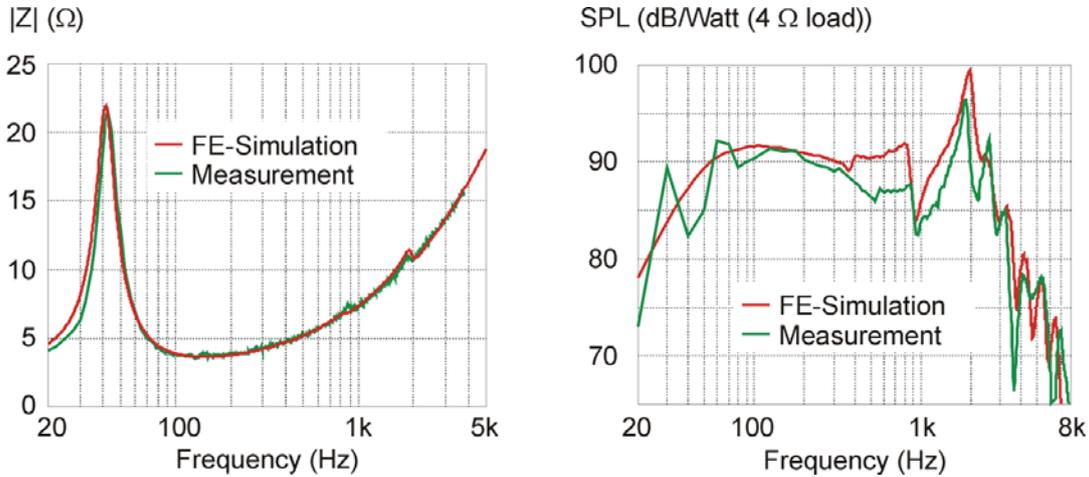


Abb. 13: Kleinsignalergebnisse: Eingangsimpedanz (links) and SPL (rechts)

Nach diesen grundlegenden Untersuchungen wurde der Virtual-Prototyping-Prozess begonnen. Insgesamt wurden 50 Prototypen entworfen und berechnet. Wären die Prototypen real aufgebaut worden, hätte dieser Prozess mindestens 50 Monate gedauert. Neben dem bereits vorhanden ersten Prototypen wurden lediglich zwei weitere aufgebaut. Einer in der Mitte des Optimierungsprojektes, um die bisher erzielten Ergebnisse messtechnisch zu validieren und zu gewährleisten, dass die Simulation noch die realen Verhältnisse nachbildet. Ein letzter Prototyp wurde entsprechend dem Endergebnis der Simulationen aufgebaut, wobei dieser die Ergebnisse der Simulation bestätigen konnte. Ein Vergleich der Messergebnisse ist in Abb. 14 dargestellt.

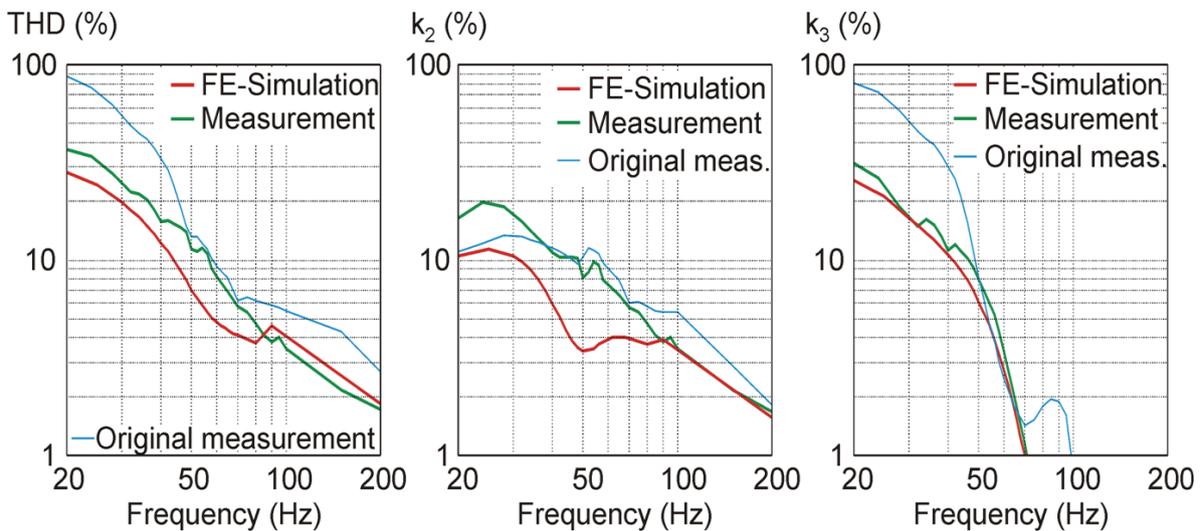


Abb. 14: Vergleich von vorhergesagten und messtechnisch bestimmten Werten

5 Ursachenforschung: Störsignale eines Durchflussmessers

Manchmal können Phänomene, die bei Messungen reproduzierbar auftreten, nicht durch weitere Messungen erklärt werden. Stattdessen müsste ein Blick in das untersuchte System geworfen werden, um das unerklärliche Verhalten analysieren zu können. Messtechnische Möglichkeiten scheiden aus, wenn sie das untersuchte System physikalisch bedingt beeinflussen würden. So z.B. Beschleunigungsaufnehmer auf der Oberfläche oder Hydrophone im Durchflussmesser platziert werden sollten. Aus diesem Grund werden Simulationen verwendet, um ein tiefgehendes Verständnis für die Vorgänge zu erhalten. Diese erlauben den Blick in ein System, ohne die physikalischen Gegebenheiten zu verändern.

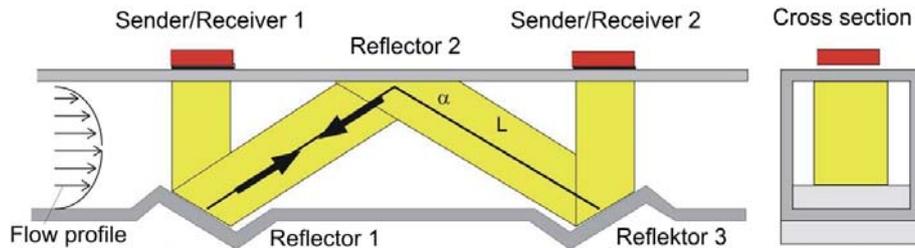


Abb. 15: Schnitt durch einen Ultraschall-Durchflussmesser, die die Schallpfade sowie das Messsetup zeigt

Ein entsprechendes Beispiel wird im Folgenden anhand von Messsignalen demonstriert, die während des Entwicklungsprozesses eines Durchflussmessers aufgetreten sind. Der Aufbau dieses Durchflussmessers ist in Abb. 15 dargestellt. Der Sender wird mit einem Sinus-Burst angesteuert und es ergibt sich ein Empfangssignal wie in Abb. 16 gezeigt. Die abgestrahlte Schallwelle passiert drei Reflektoren und erreicht schließlich den Empfänger. Mehrere reproduzierbare Messungen wiesen neben dem erwarteten Schallsignal ein weiteres Signal auf, welches deutlich früher als das vom Sender erwartete Signal den Empfänger erreichte. Dieses Signal ist in Abb. 16 hervorgehoben und wird fortan als Vor-Signal bezeichnet.

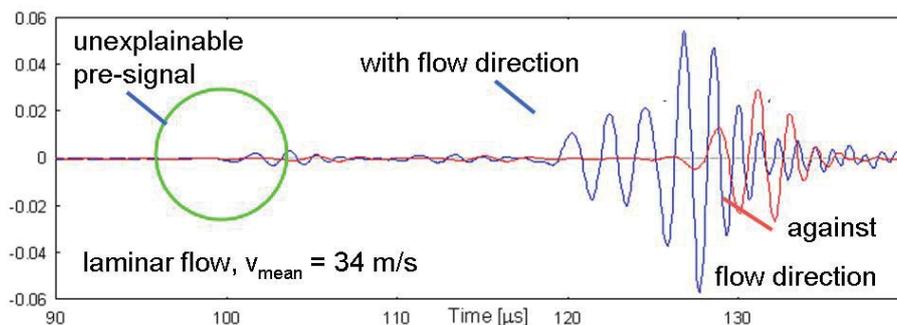


Abb. 16: Gemessene Signale enthalten "Vor-Signal"

Da die Ursache dieses Störsignals sich nicht leicht erschließen ließ, wurde ein Finite-Elemente-Modell des Durchflussmessers erstellt und mehrere Simulationen durchgeführt. Diese beinhalteten unterschiedliche Strömungsrichtungen, -profile und -geschwindigkeiten. Es stellte sich heraus, dass die beobachteten „Vor-Signale“ durch akustische Wellen verursacht wurden, die sich entlang der Berandung des Rohres auf direktem Weg zum Empfänger bewegten. Durch die Simulationsergebnisse konnten noch weitere Ausbreitungspfade der akustischen Welle herausgefunden werden. Diese Multipfad-Ausbreitung ist nicht nur von den geometrischen Verhältnissen des Durchflussmessers, sondern auch von der Strömungsgeschwindigkeit und -richtung abhängig. Dies wird in Abb. 17 gezeigt.

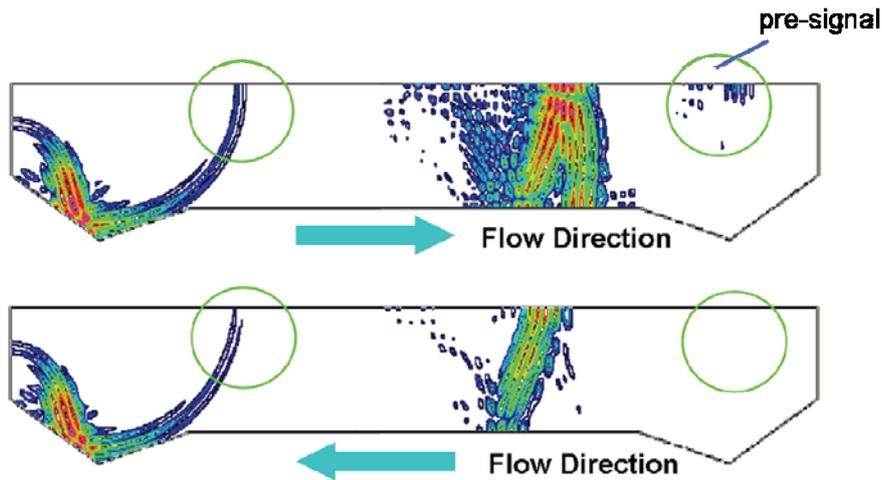


Abb. 17: Simulationsergebnisse mit zwei überlagerten Zeitschritten für zwei unterschiedliche Strömungsrichtungen

Anhand dieses Beispiels konnte gezeigt werden, dass Messergebnisse durch Simulationsergebnisse verifiziert werden können. Die unerwarteten Signale waren nicht Rauschsignale, sondern durch Beugungseffekte nahe des Transducers entstanden.

6 Validierung von Messergebnissen durch Finite-Elemente-Simulationen

Manchmal führen Variationen eines Entwicklungsprototypen mittels Versuch-und-Fehler-Methoden schneller zu Fortschritten und zu einer Grunderkenntnis, wie ein neues Produkt realisiert werden kann. Um zu überprüfen, ob aktuelle numerische Simulationsmethoden ebenfalls dieses Ergebnis liefern können, werden zunächst Messungen an dem Entwicklungsprototypen durchgeführt. Später werden die Simulationsergebnisse mit den Messungen verglichen.

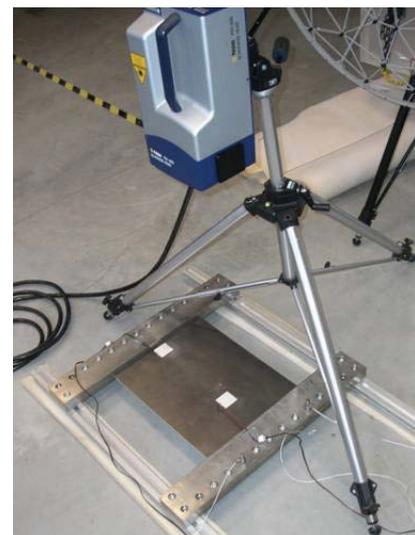
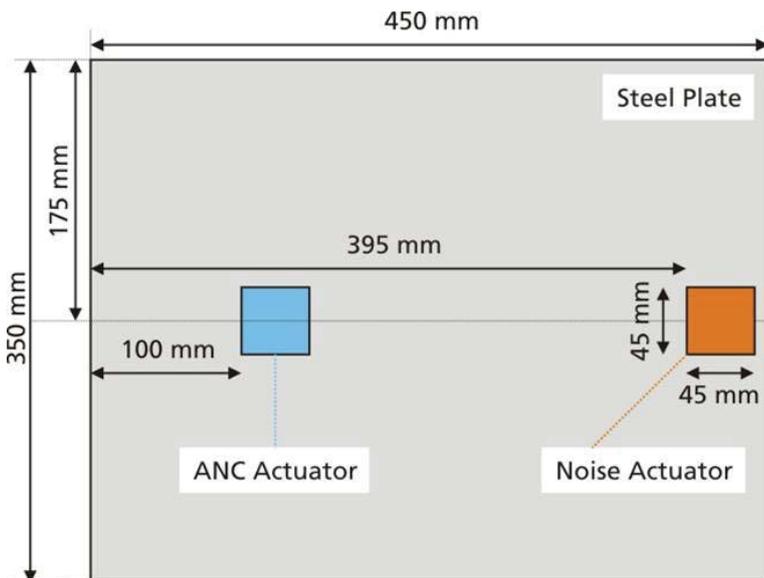


Abb. 18: Skizze des aktiven Lärmkompensationsprototypen (links) sowie eine Abbildung des Messaufbaus unter Verwendung eines Scanning-Laser-Doppler-Vibrometers (rechts)

Als Beispiel für eine solche Aufgabe wird eine dünne Stahlplatte betrachtet, die an den Enden eingespannt ist. Auf der Oberfläche der Platte sind zwei Piezo-Transducer befestigt. Einer der Piezoaktoren, der im Folgenden als „Störaktor“ bezeichnet wird, regt die Platte mit deren Resonanzfrequenz an. Der andere Piezoaktor, der als „aktiver Lärmkompensationsaktor“ (ANC) bezeichnet wird, soll die Amplitude der Plattenschwingung reduziert werden. Die Dimensionen der Platte und die Abmessungen sind in Abb. 18 dargestellt.

Die Resonanzfrequenz der Platte sowie die Spannungsamplituden und Phasenlagen der elektrischen Anregung der Piezo-Aktoren wurde messtechnisch bestimmt. Die Validierung von Simulations- und Messergebnissen wurde bei einer Frequenz von 5 Hz durchgeführt, da ein Abgleich im Bereich einer Resonanzfrequenz des Systems zu sensitiv auf kleine Änderungen reagiert. Abbildung 19 zeigt das Messergebnis und Abb. 20 das Simulationsergebnis für den Fall einer Anregung des Störaktors mit 5 Hz. Es zeigt sich, dass sowohl die Schwingungsform wie auch die Schwingungsamplituden der Simulation im Bereich der Messergebnisse liegen.

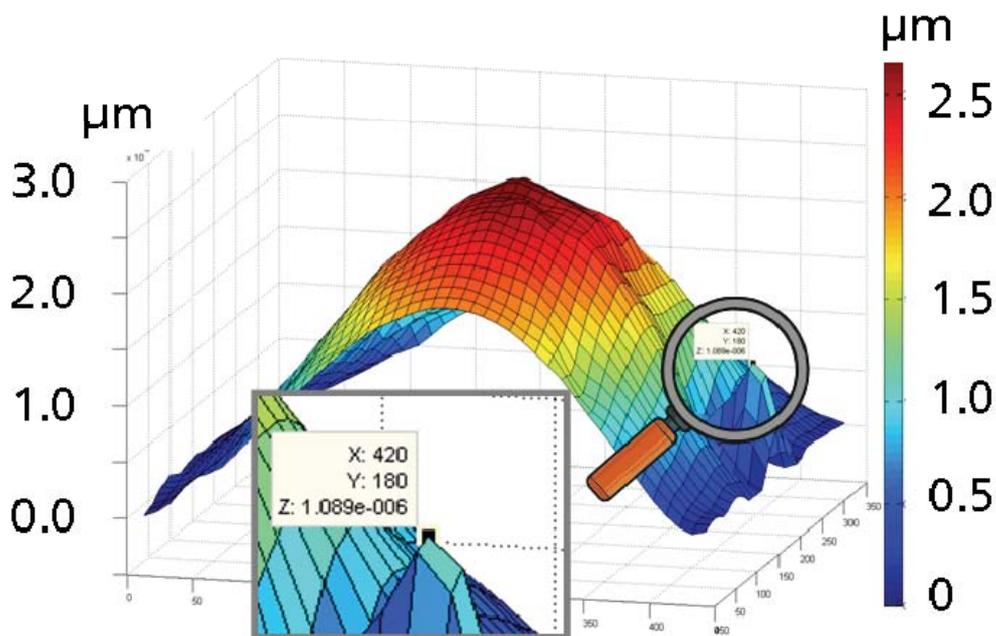


Abb. 19: Messergebnis: Normalauslenkung der Platte

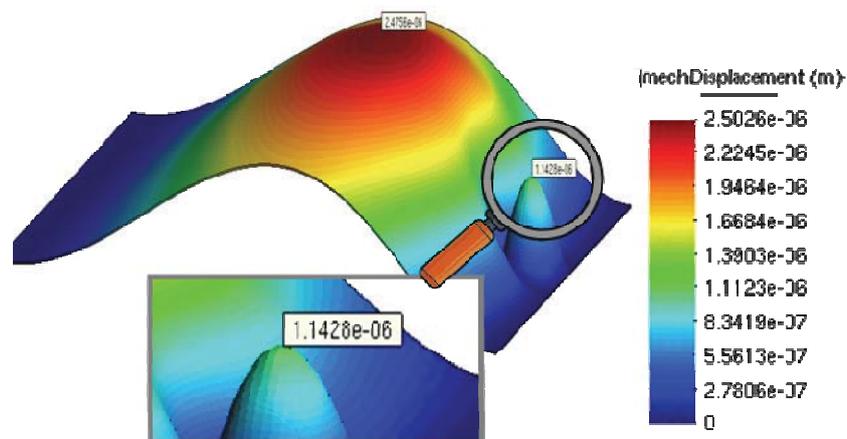


Abb. 20: Simulationsergebnis: Normalauslenkung der Platte

Nachdem die Schwingungsamplituden abgeglichen wurden kann nun die Simulation im Bereich der Resonanzfrequenz durchgeführt werden. Zunächst wird der Störaktor bei der betreffenden Resonanzfrequenz angeregt

und anschließend der ANC-Aktor, wobei die Amplitude der elektrischen Anregung bei beiden gleich gewählt wurde. Die entsprechenden Ergebnisse sind in Abb. 21 und Abb. 22 dargestellt. Anhand der geometrischen Lage der beiden Piezoaktoren zueinander kann nun entsprechend der unterschiedlichen Schwingungsamplitude die elektrische Ansteueramplitude und Phasenlage des ANC-Aktors derart verändert werden, dass sich die Schwingungen destruktiv überlagern und somit die Gesamtschwingungsamplitude reduziert wird. Das Ergebnis wird in Abb. 23 dargestellt.

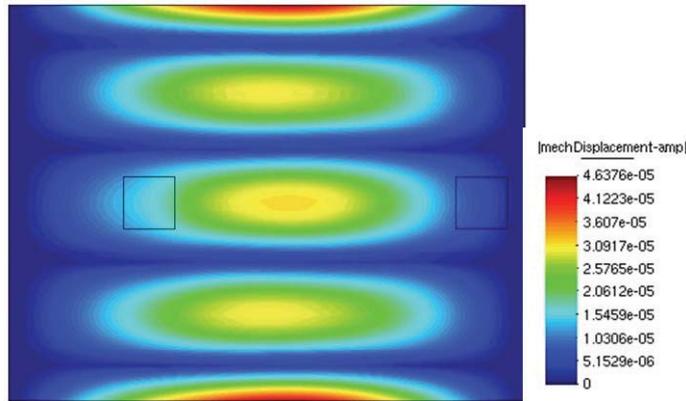


Abb. 21: Simulationsergebnis: Normalauslenkung der Platte durch Erregung des Störaktors

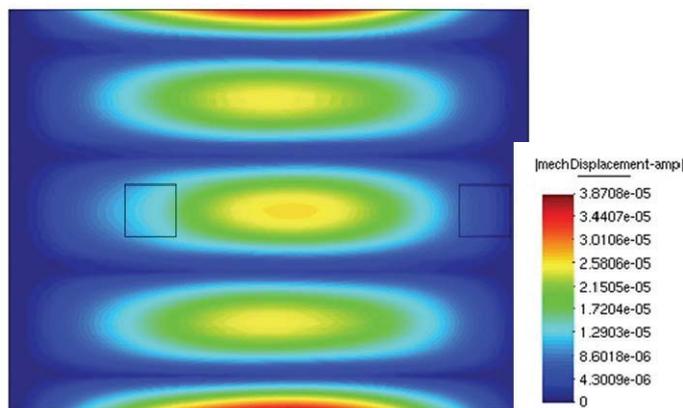


Abb. 22: Simulationsergebnis: Normalauslenkung der Platte durch Erregung des ANC-Aktors

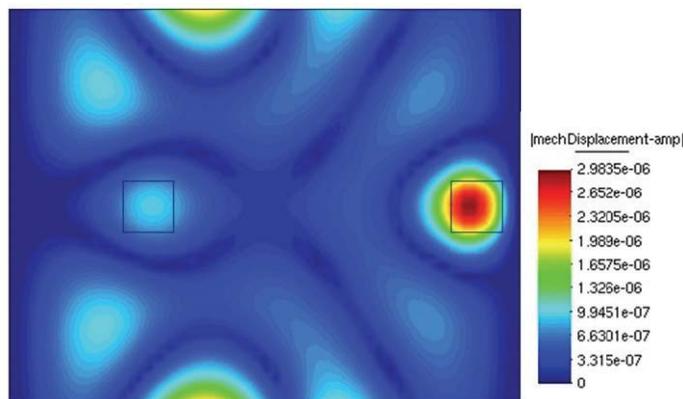


Abb. 23: Simulationsergebnis: Normalauslenkung der Platte bei Erregung beider Aktoren

7 Literaturverweise

- [1] Lahmer T., Kaltenbacher M., Kaltenbacher B., and Lerch R., "FEM-Based Determination of Real and Complex Elastic, Dielectric and Piezoelectric Moduli in Piezoceramic Materials". *IEEE Transactions on Ultrasonics, Ferroelectrics, and Frequency Control*, 55(2), 2008: 465-475
- [2] Rausch, M., "Numerische Analyse und Computeroptimierung von elektrodynamischen Aktoren - am Beispiel eines elektrodynamischen Lautsprechers", PhD Thesis, Univ. Erlangen, 2001
- [3] Bezdek, M., Landes, H., Rieder, A., and Lerch R., "A coupled finite-element, boundary-integral method for simulating ultrasonic flowmeter", *IEEE Transactions on Ultrasonics, Ferroelectrics, and Frequency Control*, 54 (3), 2007: 636-646

Der Autor

Dipl.-Ing. Martin Meiler
SiMetris GmbH
Am Weichselgarten 7
D - 91058 Erlangen-Tennenlohe
E-mail: martin.meiler@simetris.de
www.simetris.de

Anwenderorientierte Modellierungsstrategien zur Berechnung realistischer Lastannahmen für Großantriebe

Prof. Dr.-Ing. Berthold Schlecht, Dipl.-Ing. Thomas Rosenlöcher, Dipl.-Ing. Thomas Hähnel

Technische Universität Dresden, IMM - Institut für Maschinenelemente und Maschinenkonstruktion,

Die konstruktive Gestaltung und Ausführung von Großantrieben ist aufgrund der Weiterentwicklung und Verbesserung von Berechnungsmethoden, Werkstoffen sowie Herstellungsverfahren mit gleichzeitigem Ziel der Kosteneinsparung kontinuierlichen Veränderungen unterworfen, die vor allem unter dem Gesichtspunkt des Leichtbaus auch Auswirkungen auf das dynamische Verhalten des Antriebsstranges haben. Der vorliegende Beitrag soll verdeutlichen, dass diese Zusammenhänge offensichtlich nicht nur für Antriebsstränge auf elastischem Fundament - wie beispielsweise Windenergieanlagen - zutreffen. Auch in anderen Bereichen lassen sich diese Beziehungen mit Hilfe der Mehrkörpersystem-Simulation unter Berücksichtigung Finiter-Elemente Strukturen nachweisen.

1 Mehrkörpersystem-Simulation von Antriebssystemen

Die dynamischen Eigenschaften von Antriebsträngen in Großantrieben lassen sich häufig nicht nur durch Torsionsschwingungen charakterisieren. Die auftretenden translatorischen Radial- und Axialschwingungen sind bei der beanspruchungsgerechten Bemessung der einzelnen Antriebsstrangkomponenten unbedingt zu berücksichtigen. Eine genaue Kenntnis der dynamischen Eigenschaften und der daraus resultierenden zusätzlichen Beanspruchungen ermöglicht die in den letzten Jahren aufgetretenen Schäden, insbesondere Verzahnungs- und Lagerschäden, schon bei der Produktentwicklung zu erkennen und durch konstruktive Maßnahmen zu beseitigen. Die Methode der Mehrkörpersystem-Simulation bietet umfangreiche Möglichkeiten zur Lösung dieser Problematik und wird seit 2001 am Institut für Maschinenelemente und Maschinenkonstruktion (IMM) der TU Dresden erfolgreich eingesetzt. Im Gegensatz zur Torsionsschwingungsanalyse, die für jeden Körper nur einen Freiheitsgrad berücksichtigt, können bei der Mehrkörpersystem-Simulation alle sechs Freiheitsgrade eines Körpers im Raum abgebildet werden. Neben den rein rotatorischen Bewegungen der Körper um die Drehachse sind somit auch die Auswertung translatorischer Zustände in axialer und radialer Richtung sowie rotatorischer Größen um die Querachsen der Körper möglich. Damit ist neben der Abbildung der rotatorischen und translatorischen Bewegungen von einzelnen Komponenten, die wirklichkeitsgetreue Simulation der Relativbewegungen zwischen den Bauteilen des Antriebsstranges möglich. Obwohl der Grundgedanke der Mehrkörpersystem-Simulation auf die allgemeinen Beziehungen der Festkörpermechanik zurückgeführt werden kann und damit bereits im letzten Jahrhundert allgemein bekannt war, ist die Anwendung der Torsionsschwingungssimulation und vielmehr noch der Mehrkörpersystem-Simulation auf leistungsfähige Hard- und Software angewiesen. Vor allem die Luft- und Raumfahrtindustrie spielte bei der Entwicklung der Methoden bereits in den 80-iger Jahren des letzten Jahrhunderts eine führende Rolle. Die Wandlung der Algorithmen von der rein wissenschaftlichen Anwendung in kommerzielle Programme führte später auch im Bereich der Straßen- und Schienenfahrzeugtechnik zum Einsatz der gegebenen Möglichkeiten. Die Vorteile des Verfahrens, Systeme mit großen Relativbewegungen und Nichtlinearitäten untersuchen zu können, erweiterte in den letzten Jahren das Einsatzgebiet der Mehrkörpersystem-Methode auf andere Industriebereiche [2, 3].

Zu Beginn des letzten Jahrhunderts entstand das ingenieurmäßige Interesse an der Ermittlung von Torsionsschwingungen in Antrieben [4]. Die begrenzten mathematischen und numerischen Lösungsverfahren erlaubten zu diesem Zeitpunkt nur die Berechnung einfacher Modelle. Erst die Entwicklung der Digitalrechenstechnik ermöglichte die Lösung derartiger Aufgaben mit Hilfe von automatisierten Algorithmen, so dass zum Ende des letzten Jahrhunderts komplexe, vermaschte Systeme mit bis zu fünfzig Drehfreiheitsgraden ohne Probleme numerisch analysiert werden konnten. Die Untersuchung der Getriebe bzw. des gesamten Antriebsstranges von Walzantrieben im Schwermaschinenbau mit mehreren Megawatt Antriebsleistung beschäftigte sich mit den Einflüssen von Momentstößen, die durch das Einlaufen der Bramme in den Walzspalt entstehen [5, 6]. Die Erarbeitung von Sicherheitskonzepten zur Vermeidung von schwerwiegenden Unfällen erfolgte insbesondere bei Gießkränen bereits frühzeitig mit Hilfe von Torsionsschwingungssimulationen.

Auf Grundlage dieser Erfahrungen und den durch die Methode der Mehrkörpersysteme gegebenen Möglichkeiten wurden in den letzten Jahren vielfältige Anwendungsgebiete für die dynamische Simulation erschlossen. Vor allem die Analyse von Antriebssträngen in Windenergieanlagen mit elektrischen Leistungen von 600 bis zu 4500 kW stand dabei im Mittelpunkt der Untersuchungen, da aufgrund der Komplexität des Systems die auftretenden dynamischen Probleme mit der reinen Torsionsschwingungsanalyse nicht mehr erklärbar waren. Neben der reinen Anwendung kommerzieller Simulationsprogramme entstanden aus der Entwicklung und Verifikation von Modellierungsstrategien neue Erkenntnisse zu den untersuchten mechanischen Systemen sowie zum Vorgehen bei der Modellbildung. Auf Grundlage dieser Erfahrungen entstanden die ersten Gesamtmodelle des Systems Windenergieanlage unter Berücksichtigung aller schwingungsrelevanten Komponenten.

Die stetige Weiterentwicklung der Simulationsprogramme und der Modellierungsstrategien führte auch zur Anwendung der Methodik auf Antriebsstränge anderer Industriezweige. Vor allem die Untersuchung von Großantrieben hinsichtlich des zu erwartenden Schwingungsverhaltens, stellt in den letzten Jahren den Schwerpunkt der Forschung dar. Dazu zählten die Analysen von Rollenmühl-, Kompressor-, Schiffs-, Lüfter-, Walzenlader- und Kranantrieben mit Antriebsleistungen bis hin zu einigen Megawatt.

Auf Grundlage der Mehrkörpersysteme hat sich zudem in den letzten Jahren die Methode der flexiblen Mehrkörpersysteme entwickelt. Neben der Modellierung des Antriebsstranges mit starren Körpern bietet sich dabei zusätzlich die Möglichkeit, einzelne Komponenten bis hin zu komplexen Bauteilen als flexible Strukturen im Simulationsmodell abzubilden. Die zugrunde liegenden Finite-Elemente-Strukturen bzw. vereinfachten Ansätze, ermöglichen durch den Einsatz verschiedener Reduktionsverfahren die flexible Modellierung von Wellen, Getriebegehäusen und tragenden Strukturen (Maschinenträger, ...). Neben der Ermittlung der dynamischen Eigenschaften und der Relativbewegungen von starren Körpern, können zusätzlich auch Angaben zu den Eigenfrequenzen und Verformungen einzelner elastischer Körper getroffen werden.

2 Einsatzgebiet Windenergieanlagen

Der Anteil erneuerbarer Energiequellen an der Stromerzeugung wird seit mehreren Jahren weltweit, insbesondere aber auch in Deutschland, mit enormen Zuwachsraten kontinuierlich ausgebaut. Einen besonderen Stellenwert nimmt dabei der Markt für Windenergieanlagen ein. Das stetige Wachstum der Branche ist mittlerweile nicht nur in Deutschland, sondern parallel auch in vielen anderen Ländern der Erde zu beobachten, wobei eine Abschwächung dieser Entwicklung momentan nicht absehbar ist. Die weltweite Erschließung neuer Standorte im On- und Offshorebereich wird von der Erneuerung älterer, leistungsschwächerer Anlagen begleitet. Der nachhaltige, wirtschaftliche Erfolg und die auf lange Sicht guten Marktchancen können jedoch erst zusammen mit eindeutig nachweisbaren Produktvorteilen belegt werden. Die Erfahrungen der vergangenen Jahre haben durch die vielen Schäden, vor allem im Bereich des Antriebsstranges, und den damit verbundenen Stillstandszeiten und hohen Kosten gezeigt, welche Bedeutung die Zuverlässigkeit für den Betrieb einer solchen Anlage besitzt. Vor allem die Wartungs- und Reparaturarbeiten an Windenergieanlagen sind bedingt durch die schlechte Zugänglichkeit teuer und zeitaufwendig. Die Konstruktion einer Windenergieanlage unter dem Gesichtspunkt der Zuverlässigkeit und einer dennoch wirtschaftlichen Auslegung erfordert die genaue Kenntnis der Betriebslasten und einen sicheren Schutz vor Überlasten.

Die von den Anlagenherstellern eingesetzten Windlastensimulationsprogramme berücksichtigen beispielsweise die aeroelastischen Einflüsse auf die Windenergieanlage durch genaue Algorithmen, vernachlässigen dabei aber die realen Eigenschaften des Antriebsstranges nahezu vollständig, indem nur ein einfacher 3-Massen-Torsionsschwinger zur Abbildung des komplexen schwingungsfähigen Gebildes „Antriebsstrang“ [7, 8] zum Einsatz kommt. Die komplexen Zusammenhänge zwischen vorliegenden Eigenfrequenzen und auftretenden Anregungen im Frequenzbereich werden häufig vollständig vernachlässigt und nur die niedrigste Torsionseigenfrequenz des Antriebsstranges berücksichtigt [9, 10].

Die in den vergangenen Jahren gesammelten Erfahrungen aus einer Vielzahl von Projekten und Studien mit namhaften Anlagenherstellern und Komponentenlieferanten zeigen, dass auf den Einsatz der Windlastensimulationsprogramme auch zukünftig nicht verzichtet werden kann. Gleichzeitig gilt es jedoch auch die eingesetzten Komponenten des gesamten Antriebsstranges im Rahmen einer dynamischen Untersuchung der Windenergieanlage in einem angemessenen Detaillierungsgrad zu berücksichtigen [11, 12].

3 Grundlagen der Antriebsstrangsimulation

Die dynamische Untersuchung eines komplexen Antriebsstranges setzt den Aufbau eines der Fragestellung entsprechenden Simulationsmodells voraus. Auch mit den derzeit gegebenen Möglichkeiten der Simulationsprogramme ist mit dem Modellaufbau ein erheblicher zeitlicher Aufwand verbunden. Auf Grundlage der vorliegenden Daten und den Erfahrungen des Ingenieurs gilt es, ausgehend von der realen Struktur, ein diskretes Modell aufzubauen, welches durch den festgelegten Detaillierungsgrad und die berücksichtigten Parameter eine ausreichend genaue Abbildung der Fragestellung ermöglicht. Der modulare Aufbau von Simulationsmodellen bei gleichzeitiger Parametrierung der Modelle erlaubt eine komfortable Modellierung und bietet die Möglichkeit, bereits Teilsysteme des Gesamtmodells näher zu analysieren. Die Teilsysteme bestehen aus Modellkomponenten, die sich in Wellen, Verzahnungsstufen, Lager und tragende Struktur unterteilen lassen. Zusätzlich werden komplexe Teilsysteme wie der Rotor, Zahnkupplungen bzw. elastische Kupplungen modelliert und in das Gesamtmodell eingebunden. Für die Modellierung der Teilsysteme kommen unterschiedliche Detaillierungstiefen für die verschiedenen Modellkomponenten zum Einsatz.

3.1 Wellen und Getriebewellen

Die Modellierung der Modellkomponente „Welle“ ist im einfachsten Fall durch die Definition einer Punktmasse mit den entsprechenden Massen und Massenträgheiten möglich, die mit Hilfe einfacher mathematischer Zusammenhänge berechnet werden können [15]. Dabei wird die Steifigkeit der Welle vernachlässigt. Für die Berücksichtigung der Steifigkeit können verschiedene Methoden zum Einsatz kommen. Bereits im Forschungsvorhaben FVA 95 [17] wurden die grundlegenden Formalismen für die Abbildung der Torsionssteifigkeit für unterschiedliche Körperformen und Vorschriften zur Diskretisierung rotationssymmetrischer Körper zusammengetragen. Zusätzlich wird die Notwendigkeit einer Korrektur der berechneten Steifigkeit für unterschiedliche Wellengeometrien wie Absätze, Passfeder und Querpressverbindungen vorgestellt, um die experimentell ermittelten Ergebnisse mit entsprechenden Modellen darstellen zu können. Die damit gegebenen Möglichkeiten, die Modellkomponente „Welle“ als Torsionsschwinger in Form von diskretisierten Teilssegmenten abzubilden, lässt sich auch auf die axiale Steifigkeit, radiale Steifigkeit und Biegesteifigkeit erweitern, wodurch bereits über einfache analytische Zusammenhänge eine detaillierte Modellierung unter Berücksichtigung aller Freiheitsgrade möglich wird (Abb. 1, links). Die Anzahl der modellierten Teilssegmente bestimmt die Genauigkeit und Ordnung der abbildbaren Eigenschwingformen.

Für Schwingformen höherer Ordnung bietet sich aufgrund der Vielzahl an benötigten Teilssegmenten die Verwendung modaler Ersatzsysteme auf Grundlage der Finite-Elemente-Methode an. Der vereinfachte Ansatz einer Abschätzung mit Hilfe eines Euler-Bernoulli-Balkens erlaubt bereits ohne den Einsatz entsprechender FEM-Programme die Möglichkeit, Wellen realitätsgetreu abzubilden (Abb. 1, rechts). Letztendlich kann durch die Reduktion und den Import von modal reduzierten Modellen auch das vollständige Finite-Elemente-Modell einer Welle mit allen benötigten Schwingformen und der exakten Abbildung der Verformung in das Mehrkörpersystem-Modell eingebunden werden.

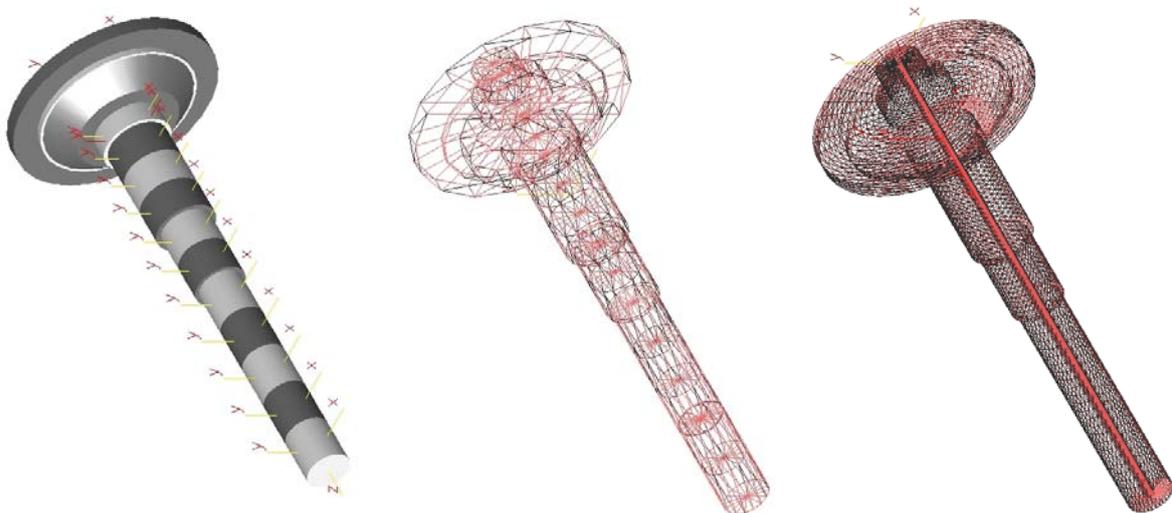


Abb. 1: Modellierung einer Welle

3.2 Verzahnung

Eine wichtige Bedeutung kommt der Modellkomponente „Verzahnung“ zu, die im industriellen Einsatz in Form von Stirnradstufen, Planetenradstufen bzw. Kegelaradstufen vorliegen kann. Für die Modellierung der Verzahnung stehen, wie auch bereits bei der Welle, verschiedene Möglichkeiten zur Verfügung. Einige Simulationsprogramme bieten eigenständige Module zur Abbildung dieser Modellkomponente an. Da diese Möglichkeiten erst seit kurzem auf dem Markt existieren, wurde am Lehrstuhl Maschinenelemente bereits vor Jahren mit der Entwicklung eigener Module zur Abbildung der Zahnkraft begonnen.

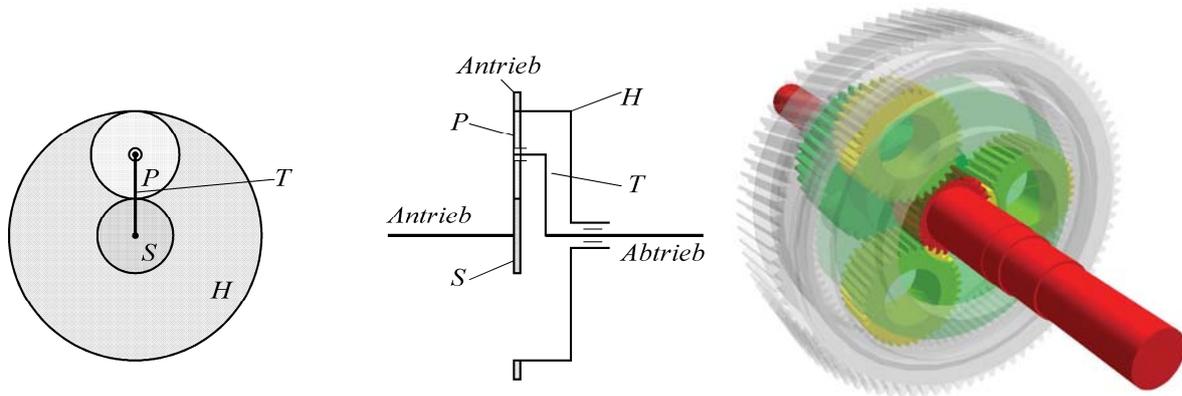


Abb. 2: Planetenradgetriebe

Die Modellierung der Zahnkraft basiert dabei auf der Berechnung der Zahnnormalkraft im ideellen Wälzpunkt, wobei der Zahnkontakt vereinfacht in einem Punkt vollständig beschrieben wird. Die Zahnnormalkraft berechnet sich durch einen Kraftanteil aus der Steifigkeit und dem Weg, sowie einem Anteil aus der Dämpfung und Geschwindigkeit (Gl. 1). Der Weg und die Geschwindigkeit resultieren aus den Differenzgrößen zwischen beiden Zahnradern in tangentialer, radialer und axialer Richtung und können aus den Gelenkzuständen und den entsprechenden trigonometrischen Beziehungen ermittelt werden.

$$F_n = c_{bn} \cdot \vec{s}_{bn} + d_{bn} \cdot \vec{\dot{s}}_{bn} \quad (1)$$

Die zu berücksichtigende Zahnsteifigkeit kann als mittlere Summeneingriffssteifigkeit, als analytische Funktion zur Abbildung veränderlicher Eingriffssteifigkeiten bzw. als frei definierbare Kennlinie hinterlegt werden. Zusätzlich besteht die Möglichkeit das Verzahnungsspiel in der Modellkomponente vorzugeben. Auf Grundlage dieser Ansätze ist es möglich, Stirnradstufen, Räderketten, Planetenradgetriebe (Abb. 2) unterschiedlichster Bauweise sowie Kegelaradstufen mit allen rotatorischen und translatorischen Freiheitsgraden abzubilden.

3.3 Lagerung

Durch die Erweiterung der Torsionsschwingungsanalyse um die axialen und radialen Freiheitsgrade müssen zwangsläufig auch die Eigenschaften der Lager im Simulationsmodell abgebildet werden. Die Modellierung der Lager erfolgt dabei grundsätzlich durch ein im Bereich des Lagers vorgesehene Kraftelement, welches die Rückstellkräfte in axialer und radialer Richtung einleitet und gegebenenfalls auch Rückstellmomente aufbringen kann. Für die Ermittlung der Kräfte und Momente stehen wiederum unterschiedliche Ansätze zur Verfügung.

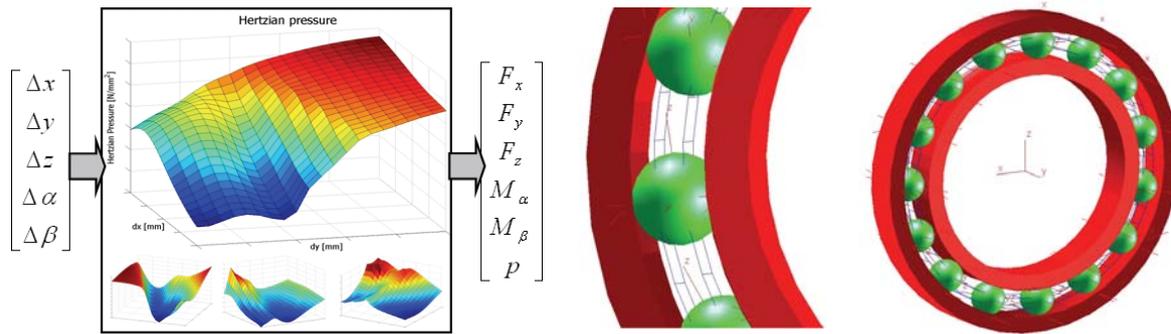


Abb. 3: Möglichkeiten der Lagermodellierung

Im einfachsten Fall können die Lagereigenschaften durch eine mittlere Lagersteifigkeit in axialer und radialer Richtung beschrieben werden. Die Zusammenhänge zwischen Lagersteifigkeit und Lagerbelastung lassen sich in Form von Kennlinien in einem detaillierteren Modell abbilden. Dabei werden die axialen und radialen Einfederungen und die daraus resultierenden Rückstellkräfte unabhängig voneinander betrachtet. Für die Berücksichtigung dieser Zusammenhänge können zum einen komplexe Berechnungsmodelle auf Grundlage der Hertz'schen Pressung zwischen den Wälzkörpern zum Einsatz kommen. Diese Algorithmen berücksichtigen die vollständige Lagergeometrie bei der Ermittlung der resultierenden Lagerrückstellkräfte. Ein vergleichbarer Ansatz bietet die Möglichkeit die Abhängigkeiten der axialen und radialen Einfederung in komplexen mehrdimensionalen Kennfeldern (Abb. 3, links) abzulegen und während der Simulation auf die hinterlegten Werte zuzugreifen. Für die Ermittlung der benötigten Werte bzw. Kennlinien ist in den meisten Fällen die Unterstützung des Lagerherstellers notwendig. Alternativ dazu kann auf Grundlage der Ansätze nach Wiche [16] die radiale Lagersteifigkeit analytisch abgeschätzt werden. Im Rahmen einer Studie wurden ebenfalls die Möglichkeiten untersucht, ein Wälzlager als vollständiges Mehrkörpersystem-Modell (Abb. 3, rechts) aufzubauen, wobei Kontakt- und Reibelemente für die Beschreibung der Kräfte zwischen Innenring, Wälzkörpern, Außenring und Käfig verwendet wurden. Aufgrund der Vielzahl an Freiheitsgraden und den komplexen Kontaktbedingungen ist eine derartige Modellierung zum augenblicklichen Zeitpunkt noch nicht für den Einsatz in einem Gesamtmodell eines Getriebes geeignet.

3.4 Flexible Strukturen

Die Untersuchung umfangreicher Problemstellungen führt immer zu der Fragestellung, inwiefern die Mehrkörpersystem-Simulation bzw. die FEM-Berechnung zum Einsatz kommen soll. Für die Simulation komplexer Bauteile stellt die Kombination beider Berechnungsverfahren ein Optimum dar. Dabei können die Kräfte und Reaktionen der Bauteile zueinander untersucht werden und gleichzeitig komplexe Strukturen von Gehäusen und Anbindungen unter den vom Lastfall abhängigen Kräften in die Simulation einfließen.

Die Berücksichtigung von FEM-Strukturen in Mehrkörpersystem-Simulationsmodellen wird in verschiedenen Simulationsprogrammen angeboten, wobei immer ein vollständig vernetztes Bauteil als Modell in einem FEM-Programm den Ausgangspunkt darstellt. Auf Grundlage der Geometriedaten sind die Erzeugung des Modells und die Vernetzung möglich. Durch Zuweisung entsprechender Materialeigenschaften kann das erstellte Modell für die weiteren Berechnungsschritte an einen entsprechenden Lösungsalgorithmus übergeben werden.

Die Einbindung flexibler Strukturen in Mehrkörpersystem-Modelle setzt die Reduktion des komplexen Finite-Elemente-Modells nach den Ansätzen von Guyan bzw. Craig-Bampton voraus. Dabei werden die zur Verfügung stehende Freiheitsgrade des FE-Modells soweit reduziert, dass mit dem daraus resultierenden Modell noch die gewünschten Eigenfrequenzen und Schwingformen in ausreichender Genauigkeit abgebildet werden können. In weiteren Zwischenschritten wird das modal reduzierte Modell in ein für das Mehrkörpersystem interpretierbares Format konvertiert. Die aus der Reduktion entstehenden Ungenauigkeiten können mit Hilfe verschiedener Algorithmen korrigiert werden. Die Definition der Koppelpunkte zwischen dem FE-Modell und dem Mehrkörpersystem-Modell spielt bei der Erstellung modal reduzierter Strukturen eine wichtige Rolle. Diese Punkte müssen im FE-Programm definiert werden. Bei der dynamischen Reduktion nach Craig-Bampton sind den Kopplungspunkten die Eigenschaften von Hauptfreiheitsgraden zuzuweisen. Die erwähnte Korrektur des modal reduzierten Modells berücksichtigt letztendlich das Übertragungsverhalten zwischen den Lasteinleitungspunkten bei der Erstellung der Systemmatrizen.

3.5 Rotor

Der Rotor einer Windenergieanlage hat nicht zuletzt wegen seiner Ausmaße einen großen Einfluss auf das dynamische Verhalten der gesamten Anlage. Der vereinfachte Ansatz die Nabe mit Pitchantrieben und den Rotorblättern als Punktmasse abzubilden, stellt eine zu starke Vereinfachung des Systems dar und kann nur für die grobe Abschätzung des Gesamtverhaltens herangezogen werden. Für eine genaue Abbildung der dynamischen Eigenschaften wird deshalb die Modellierung der Blätter mit den real vorliegenden Steifigkeiten notwendig, wofür sich unter Berücksichtigung der komplexen Geometrie des Rotorblattes die Einbindung flexibler Strukturen gut eignen würde. Aufgrund fehlender Angaben zu den eingesetzten Profilpolaren und dem konstruktiven Aufbau von Rotorblättern war die Erstellung eines solchen Modells bis zum jetzigen Zeitpunkt nicht möglich.



Abb. 4: Diskretisiertes Modell des Rotorblattes

Ein einfacherer Ansatz für die Abbildung der Rotorblattsteifigkeit kann auf Grundlage der Diskretisierung gewählt werden. Durch Aufteilung des Rotorblattes in eine beliebige Anzahl an Massen und Verbindung der Einzelmassen durch Feder-Dämpfer-Elemente ist die Abbildung der Biege- und Torsionssteifigkeiten möglich (Abb. 4). Die benötigten Masse- und Steifigkeitsparameter können aus den Angaben der Hersteller bezogen werden. Zusätzlich stehen in den meisten Fällen auch die Angaben zu den Eigenfrequenzen in Schwenk- und Schlagrichtung zur Verfügung, auf deren Grundlage eine Korrektur der Steifigkeiten möglich wird, so dass auch mit einem vereinfachten, diskretisierten Rotorblattmodell das dynamische Verhalten der Struktur abgebildet werden kann.

3.6 Windlasten, Generator, Regelung

Die beschriebenen Modellkomponenten ermöglichen die detaillierte Untersuchung einer Windenergieanlage im Frequenzbereich und lassen Rückschlüsse über das Auftreten von Resonanzen zu. Für die Simulation im Zeitbereich ist zusätzlich die Abbildung der Windlasten, des Generators und der Regelung notwendig.

Die Abbildung der Windlasten ist wiederum in unterschiedlichen Modellierungstiefen möglich. Im einfachsten Fall kann das aus dem Windfeld resultierende Drehmoment, ermittelt aus Messergebnissen bzw. Windlastensimulationsprogrammen, an der Nabe eingeleitet werden. Das aufgeprägte Drehmoment ist dabei jedoch entweder erst hinter der real vorliegenden Lasteinleitung – dem Rotor – aufgezeichnet bzw. bereits durch die Rückwirkungen des im Windlastensimulationsprogramm vereinfacht angenommenen Torsionsschwingers beeinflusst. Alternativ dazu kann auf Grundlage eines synthetischen oder gemessenen eindimensionalen Wind-Zeit-Verlaufs mit Hilfe der c_p -Kurven und der aktuellen Blattwinkelstellung des Rotors ein Drehmoment ohne die genannten Einflussgrößen bestimmt werden (Abb. 5, links). Die beschriebenen Möglichkeiten können das windseitige Drehmoment und die auftretenden Schubkräfte ermitteln. Eine gleichzeitige Modellierung der durch das Windfeld verursachten Biegemomente erfordert ein komplexeres Modell. Die Einleitung der Kräfte erfolgt mit Hilfe eines diskretisierten Rotormodells, einzeln auf die modellierten Segmente in tangentialer und axialer Richtung. Dabei werden für jedes Segment und jede Richtung aus einem synthetisch erstellten Windfeld zwei Kraftkomponenten ermittelt, die in Summe das für den gewählten Betriebszustand benötigte Hauptwellenmoment abbilden können (Abb. 5, rechts).

Die elektrische Seite der Windenergieanlage verspannt über den Generator den Antriebsstrang gegen die Windlasten, in Abhängigkeit vom Zustand des elektrischen Netzes. Die Möglichkeiten der Modellierung reichen von der Klosssche Formel einer Asynchronmaschine, die Umrichterlinie einer doppelt gespeisten Asynchronmaschine bis hin zur exakten Beschreibung des elektrischen Systems durch ein komplexes Umrichter-

Generatormodell in MATLAB/SIMULINK. Wiederum ist auch beim elektrischen Teil der Aufwand der Datenbereitstellung und Parametrierung proportional zum gewünschten Detaillierungsgrad des Modells. Für die Untersuchung einfacher Lastfälle ist oftmals schon die Abbildung des elektrischen Teiles über eine Kennlinie ausreichend. Steht jedoch die Bewertung von Kurzschlüssen oder Netzunregelmäßigkeiten im Mittelpunkt der Analyse, ist die Verwendung komplexerer Simulationsmodelle notwendig [13].

Die Modellierung des elektrisch-mechanischen Gesamtmodells Windenergieanlage benötigt zusätzlich das Modell der Anlagenregelung, welche den Pitchregler sowie die Leistungs- und Drehzahlregelung umfasst. Die Systemparameter der Regelung müssen in Abhängigkeit vom Anlagenhersteller und der Leistungsklasse angepasst werden. Für die Untersuchung von Sonderlastfällen wie Notaus-Stopp, Netzausfall und Fehlfunktionen sind die Regelparameter entsprechend zu ergänzen.

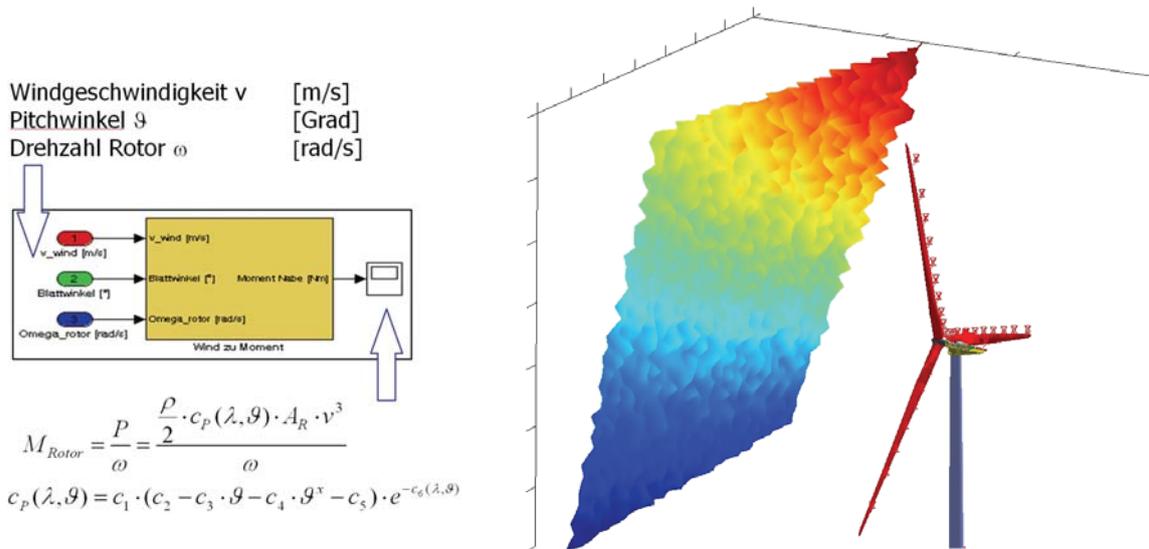


Abb. 5: Modellierung der Windlasten

4 Untersuchung von Windenergieanlagen

Das nachfolgende Simulationsmodell des Antriebsstranges einer 3 MW Windenergieanlage soll exemplarisch die Möglichkeiten der Mehrkörpersystem-Methode verdeutlichen. Die Abbildung des Rotors erfolgt mit Hilfe der beschriebenen diskretisierten Modellierung der Rotorblätter durch jeweils neun einzelne Massen, die in Schwenk und Schlagrichtung durch Torsionsfedern miteinander verbunden sind. Für die Berechnung im Zeitbereich werden die Segmente mit den axialen und tangentialen Kraftkomponenten, basierend auf einem synthetischen Windfeld belastet. Die als Torsions-Biegeschwinger modellierte Hauptwelle verbindet die Nabe mit dem Planetenträger der ersten Stufe. Das flexibel modellierte Getriebegehäuse ist über die Momentenstützen mit dem flexibel abgebildeten Maschinenträger verbunden, welcher wiederum über das Azimutlager auf dem Turm gelagert ist (Abb. 6). Die Komponenten des Getriebes sind mit allen Freiheitsgraden im Getriebegehäuse gelagert und gegebenenfalls ebenfalls diskretisiert. Die Ausgangswelle des Getriebes ist über die Kupplung mit dem Generator verbunden, welcher mit den im MATLAB/SIMULINK Modell ermittelten Generatormomenten beaufschlagt wird.

4.1 Ergebnisse im Frequenzbereich

Auf Grundlage des resultierenden Modells wird die Ermittlung der Eigenfrequenzen der gesamten Windenergieanlage möglich. Die ersten Eigenfrequenzen des Systems unterhalb von 1 Hz sind den ersten Biegeschwingungen des Turms zuzuordnen. Oberhalb von 1 Hz können für die Rotorblätter Biegeeigenschwingformen erster Ordnung in Schwenk- und Schlagrichtung ermittelt werden (Abb. 6). Die erste Torsionseigenschwingform des Systems ist stark von dem eingesetzten Rotor abhängig und für die Leistungsklasse von 3 MW oberhalb von 2 Hz zu berechnen. Die Biegeschwingform des Antriebsstranges zwischen Nabe und Maschinenträger um die ver-

tionale Achse gegen das Hauptlager und die Momentenstützen liegt oberhalb von 4 Hz und wird ab ca. 10 Hz durch erste Biege- und Torsionsschwingungen des Maschinenträgers überlagert. Für den hinteren Bereich des Maschinenträgers können ab ca. 40 Hz Biege- und Torsionsschwingformen ermittelt werden. Die Torsions- und Biegeschwingformen höherer Ordnung reihen sich in den höheren Frequenzbereichen ein. Dem Frequenzbereich oberhalb von 120 Hz können zusätzlich axiale Schwingformen der Komponenten des Getriebes zugeordnet werden, die ab 150 Hz zusätzlich von Schwingungen der Bauteile gegen die Lagerung überlagert werden.

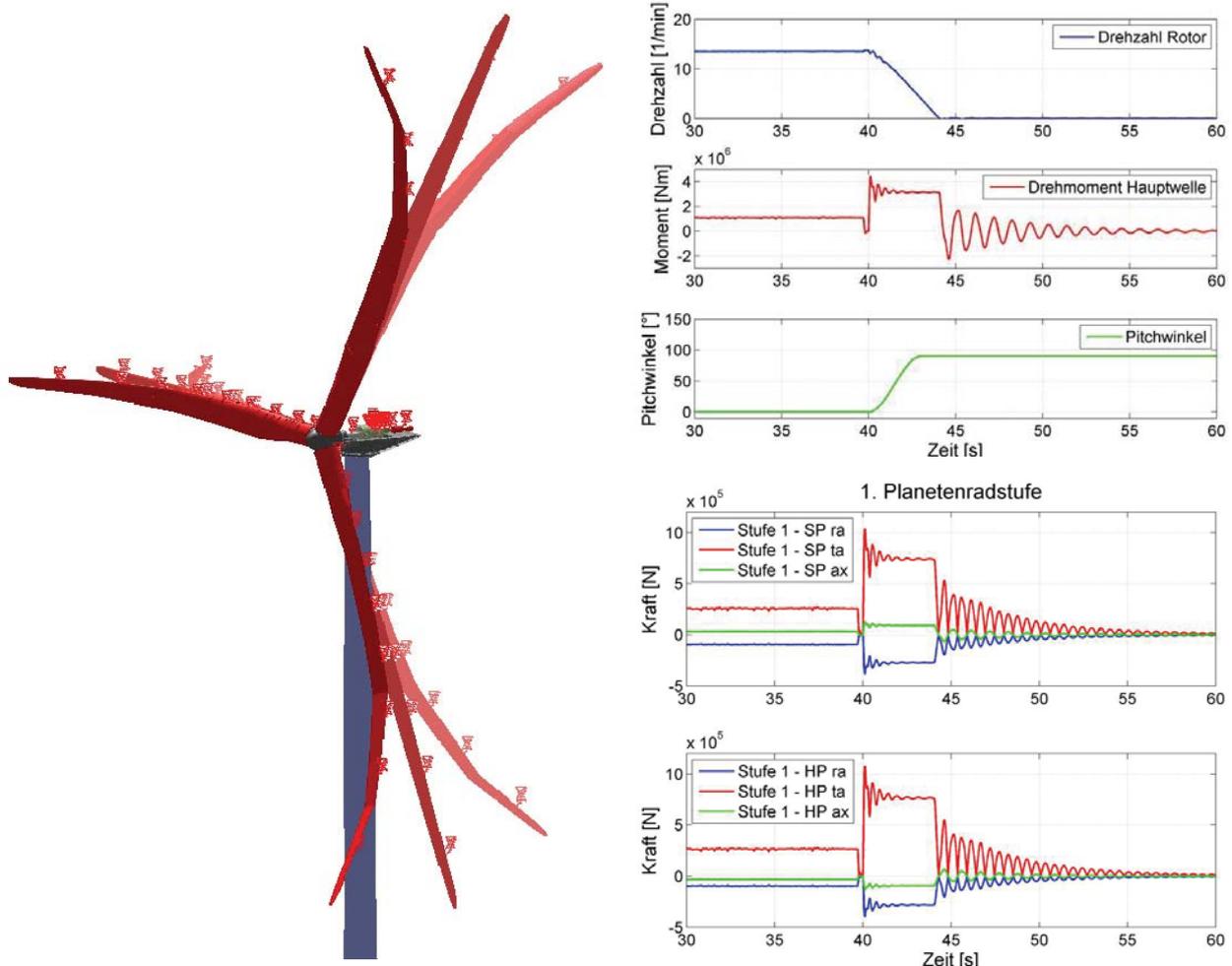


Abb. 6: Ergebnisse der Untersuchungen im Frequenz- und Zeitbereich

Die Auswertung der vorgestellten Eigenfrequenzen macht deutlich, dass das dynamische Verhalten des Antriebsstranges nicht nur durch Torsionseigenschwingungen charakterisiert ist, sondern vielmehr eine Vielzahl niederfrequenter Eigenschwingungen in Form von axialen Schwingformen und Biegeschwingungen der Komponenten des Antriebsstranges und der umgebenden Struktur vorliegen. Die ermittelten axialen Eigenschwingformen zwischen 120 und 160 Hz sind zudem nicht nur dem vorliegenden Getriebe zuzuordnen. Auch bei Getrieben für Windenergieanlagen mit geringerer Leistung sind diese axialen Schwingformen herstellerunabhängig zu beobachten. Diese Eigenfrequenzen müssen als Ursache für die häufig auftretenden Lagerschäden, mit Schadensbildern die von Überlasten bekannt sind, mit in Betracht gezogen werden.

Die genauere Analyse der Eigenfrequenzen und Anregung verdeutlicht für die stetig zunehmende Anlagengröße zusätzliche Probleme. Durch die konstruktiv bedingte Erhöhung der Massen und Trägheiten bei unproportionaler Veränderung der Steifigkeit sinken die resultierenden Eigenfrequenzen des Antriebsstranges in den Bereich der Struktureigenfrequenzen von Rotor, Turm und Gondel. Die sich daraus ergebende Überlagerung der Eigenfrequenzen verdeutlicht letztendlich die Notwendigkeit, bei der Ermittlung der Systemeigenfrequenzen möglichst alle Freiheitsgrade der Einzelkomponenten zu berücksichtigen und gegebenenfalls einzelne Bauteile bis hin zur tragenden Struktur als flexible Körper abzubilden.

Das Auftreten von Resonanzen kann entweder durch das Zusammentreffen von Eigenfrequenzen und durch von außen eingebrachte, meist zufällig auftretende Anregungen (Wind, Welle) bzw. durch systembedingte kontinuierliche Vorgänge (Drehfrequenz des Rotors, Turmdurchgang Rotorblatt, Zahneingriffsfrequenzen, Netzfrequenz) hervorgerufen werden. Mit Hilfe des Campbell-Diagramms lassen sich die Anregungen und Eigenfrequenzen anschaulich gegenüberstellen und das Gefahrenpotential abschätzen.

Abschließend lässt sich zur Berechnung von Eigenfrequenzen zusammenfassen, dass die grundsätzliche Problematik in der gesamten Fachliteratur zu Windenergieanlagen lediglich im Hinblick auf die niedrigste Torsionseigenfrequenz und deren ausreichender Abstand zu Turmbiegefrequenzen behandelt wird. Dies ist jedoch nicht ausreichend, um die aktuellen dynamischen Probleme in Großantrieben zu erklären.

4.2 Ergebnisse im Zeitbereich

Durch die Zusammenführung der vorliegenden Mehrkörpersystem-Modelle und der MATLAB/SIMU-LINK Modelle für das Windfeld, den Generator/Umrichter und der Regelung lassen sich im Zeitbereich auch komplexe Lastfälle nachbilden und simulieren. Diese Möglichkeiten sind vor allem für die Berechnung äußerst selten auftretender Ereignisse (z.B. 20-Jahres-Böe) bzw. bei extremen Belastungen für einzelne Komponenten des Antriebsstranges (z.B. „Crowbar-Event“) von bedeutendem Interesse. Der sogenannte „Crowbar-Event“ ist durch einen Kurzschluss im Generator charakterisiert und führt zum sofortigen Blockieren. Nach dem Trennen des Generators vom Netz fällt die mechanische Bremse ein und die Rotorblätter werden aus dem Wind gedreht. Das Zusammenspiel der einzelnen Ereignisse kann zu hohen Belastungen im Antriebsstrang führen.

Die Berechnung der Systemzustände ist für den Notstopp einer 3 MW Windenergieanlage beispielhaft in Abb. 6 dargestellt. Durch das Pitchen der Blätter und dem Einfall der mechanischen Bremse wird der Antriebsstrang stark abgebremst, wodurch es zu deutlichen Überhöhungen der Momente (Bsp.: Hauptwellenmoment) und der Kräfte (Bsp.: Verzahnungskräfte, 1. Planetenradstufe) kommt. Zu den dargestellten Ergebnissen werden mit Hilfe der Mehrkörpersystem-Modelle die Ermittlung der Verlagerungen, Geschwindigkeiten und Beschleunigungen aller Komponenten, sowie die Berechnung der Verzahnungs- und Lagerkräfte möglich. Die Abbildung des Getriebegehäuses, des Maschinenträgers und des Turmes unter Berücksichtigung aller Freiheitsgrade ermöglicht zudem die Bestimmung der Verlagerung der einzelnen Bauteile und Aussagen zu den Belastungen für das Hauptlager, der Getriebeleger und das Azimutlager. Gegebenenfalls können diese Komponenten durch modal reduzierte FEM-Modelle auch flexibel im Mehrkörpersystem abgebildet werden und lassen damit neben den Aussagen zur reinen Starrkörperbewegung auch die Berücksichtigung der Verformung zu.

5 Weitere Anwendung der MKS-Methode bei Großantrieben

Die am Beispiel von Windenergieanlagen aufgezeigten Möglichkeiten der Mehrkörpersystem-Simulation wurden im Laufe der letzten Jahre auch auf Problem- und Fragestellungen anderer Industriezweige angewendet. Dabei standen vor allem Antriebsstränge im Fokus, die aufgrund ihrer Konstruktion nicht auf als starr anzunehmenden Fundamenten betrieben werden.

5.1 Anwendungsbeispiel „Antrieb einer Rollenmühle“

Die Antriebsstränge von Rollenmühlen verschiedener Hersteller im Leistungsbereich zwischen 2 und 4 MW gaben Anlass für umfangreiche Untersuchungen. Der Antrieb des Rollenganges erfolgt dabei prinzipiell über eine Kegelradstufe. Die erforderliche Gesamtübersetzung wird dann herstellerabhängig durch den Einsatz einer Stirn- und einer Planetenradstufe, durch die Verwendung einer bzw. zwei Planetenradstufen gewährleistet.

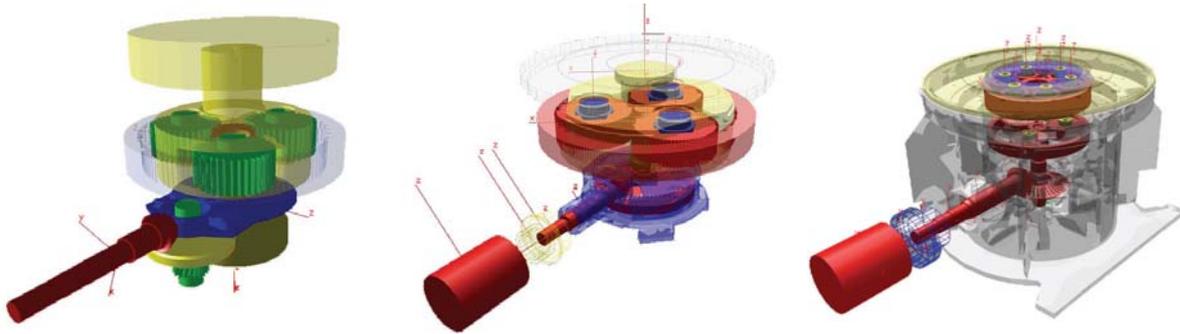


Abb. 7: Simulationsmodelle verschiedener Rollenmühlen

Die Modellierung des Antriebsstranges erfolgt nach dem bereits für Windenergieanlagen vorgestellten Vorgehen. Die Komponenten des Getriebes werden mit Hilfe der Diskretisierung als Torsions- bzw. Biege-Torsionsschwinger abgebildet und zusätzlich Teile oder das vollständige Gehäuse des Antriebes mit Hilfe modal reduzierter Finiten-Elemente-Strukturen flexibel abgebildet.

Die Prüfung und Validierung des gesamten Antriebsstranges erfolgt zuerst für die einzelnen Teilsysteme und dient als Absicherung der Modellqualität, für die anschließende Zusammenführung der einzelnen Baugruppen in ein elastisches Mehrkörpersystem-Modell. Das resultierende elastische MKS-Modell ermöglicht die Ermittlung der Eigenfrequenzen des gesamten Systems, die für eine Bewertung der Anregbarkeit im Weiteren den bekannten Anregungsfrequenzen gegenübergestellt werden.

In Abb. 7 sind die resultierenden elastischen Mehrkörpersystem-Modelle der unterschiedlichen Rollenmühlenkonzepte gegenübergestellt. Neben den als starre Körper modellierten Komponenten des Antriebsstranges, sind die als flexible Strukturen modellierten Gehäuse der Rollenmühlen deutlich zu erkennen.

5.2 Anwendungsbeispiel „Schiffsantrieb“

Ein weiteres Anwendungsgebiet für die Möglichkeiten der Mehrkörpersystem-Simulation ist die Untersuchung des 4 MW Antriebsstranges eines Schiffsantriebes für den Einsatz in mehreren Forschungsschiffen. Neben der Berechnung von Eigenfrequenzen für den gesamten Antrieb unter Berücksichtigung des Gehäuses sowie die Gegenüberstellung mit vorliegenden Anregungen, stand die Simulation verschiedener Lastfällen im Mittelpunkt der umfangreichen Analysen.

Der Antriebsstrang ist aus drei vertikalen Wellen aufgebaut, die über Zahnkupplungen miteinander verbunden sind und das vom Elektromotor zur Verfügung gestellte Moment über eine große Kegelradstufe und die Hauptwelle an den Propeller weitergeben. Die langen, verhältnismäßig dünnen Wellen erfordern eine Diskretisierung als Torsions-Biegeschwinger, wodurch alle relevanten Schwingformen bei der Modellierung Berücksichtigung finden. Die Abbildung der gesamten translatorischen und rotatorischen Freiheitsgrade für die Wellen des Antriebsstranges muss auch bei der Modellierung der Kegelradstufen beachtet werden. Das am Lehrstuhl für Maschinenelemente entwickelte Zahnkraftmodell in SIMPACK beinhaltet die Ermittlung der tangentialen, radialen und axialen Verzahnungskräfte mit frei definierbaren Spiel und Anregungsverhalten aus dem Zahneingriff. Zusätzlich sind das vollständige Gehäuse des Antriebsstranges und die vier Propellerblätter in Form modal reduzierter Finiten-Elemente-Strukturen in das Mehrkörpersystem-Modell eingebunden.

Die Ermittlung der Eigenfrequenzen mit dem vorliegenden elastischen Mehrkörpersystem-Modell verdeutlicht die Komplexität der Schwingformen. Bereits für die erste Eigenfrequenz des Systems (Abb. 8, links) liegt eine Überlagerung von Starrkörpermoden der Antriebsstrangkomponenten und den Eigenschwingformen des Getriebegehäuses vor. Eine Torsionsschwingungsanalyse würde ebenfalls diese Frequenz als erste Torsionseigenfrequenz ermitteln können, die auftretenden Biegeschwingformen des Gehäuses könnten damit jedoch nicht abgebildet werden.

Die ersten Untersuchungen im Zeitbereich beschäftigen sich mit den Auswirkungen propellerseitiger Anregungen auf die resultierenden Kräfte in der Kegelradstufe. In weiterführenden Berechnungen steht die detaillierte Analyse des Antriebsstrangverhaltens bei extrem stürmischer See im Mittelpunkt. Bei voller Fahrt kommt es aufgrund von sehr hohem Wellengang zum Austausch eines der seitlich positionierten Antriebe. Dabei ist der Pro-

peller teilweise von Luft anstatt von Wasser umgeben, wodurch die Vorschubkraft plötzlich sinkt. Dadurch steigt die Drehzahl des Motors aufgrund der fehlenden Last an, bis der beschleunigte Antriebsstrang bzw. die Propellerblätter durch den Einschlag auf der Wasseroberfläche wieder abgebremst werden. Die beim Einschlag kurzzeitig auftretenden sehr hohen Kräfte an den Propellerblattspitzen und die dadurch entstehenden Schwingungen sind auch im Antriebsstrang nachweisbar.

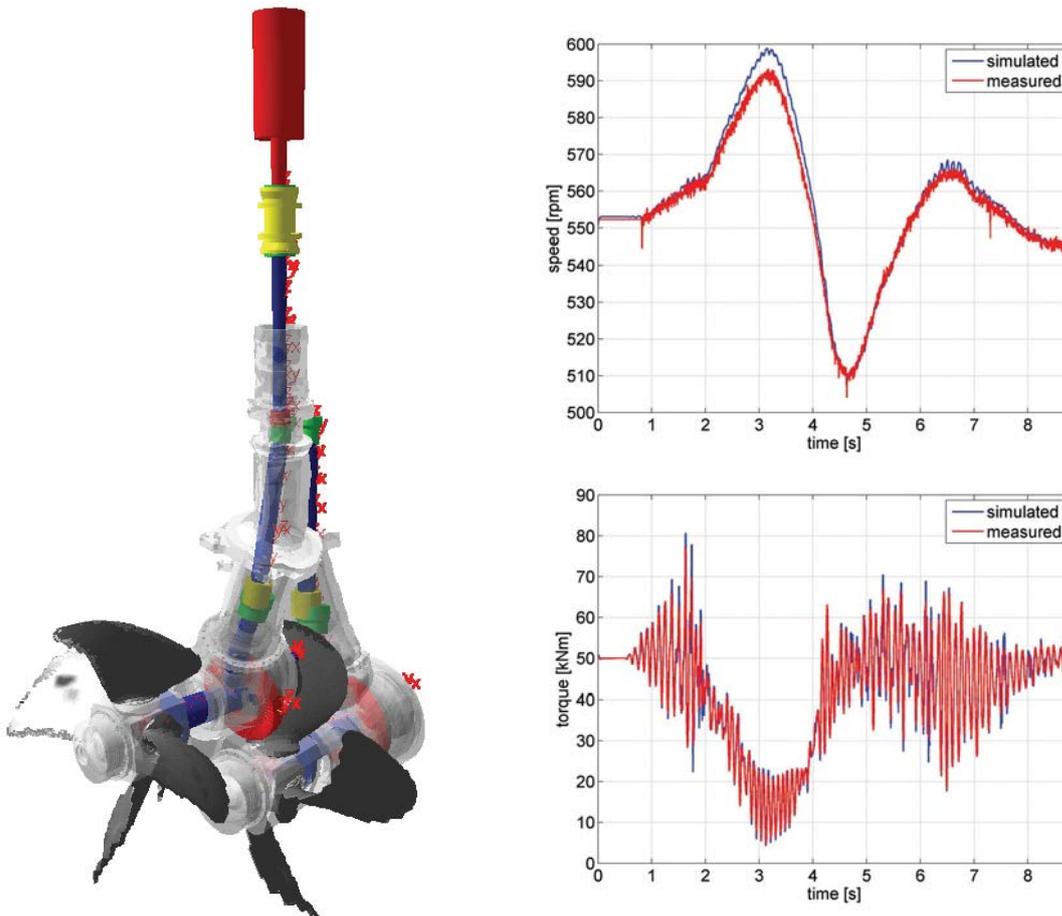


Abb. 8: Ergebnisse der Untersuchung eines Schiffsantriebes

Neben dem Mehrkörpersystem-Simulationsmodell mit flexibel modellierten Gehäuse und Propellerblättern, ist für die Abbildung des beschriebenen Lastfalls ein komplexes MATLAB/SIMULINK Modell zur Abbildung der motor- und propellerseitigen Kräfte und Momente notwendig. Das resultierende Propellermoment wird dabei auf Grundlage von vorliegenden Messergebnissen durch die Einleitung von jeweils 3 Kräftepaaren (tangential und axial Kraft) pro Propellerblatt abgebildet. Beim Austauschen der Blätter werden die einzelnen Kräftepaare in Abhängigkeit von der Blattposition und der Wassertiefe abgeschaltet und das Aufschlagen auf der Wasseroberfläche durch eine kurzzeitige Kraftüberhöhung modelliert. Die Gegenüberstellung von Messergebnissen und simulierten Lastfall kann mit einer guten Übereinstimmung für die motorseitige Drehzahl (Abb. 8, rechts oben) und das motorseitige Drehmoment (Abb. 8, rechts unten) nachvollzogen werden.

6 Zusammenfassung

Bei der Auslegung und Dimensionierung von Großantrieben wird das Zusammentreffen von Eigenfrequenzen und Anregungen als mögliche Ursache für auftretende Schäden in den meisten Fällen nicht untersucht. Vor allem im Bereich der Windenergieanlagen konnte in den letzten Jahren vermehrt das Auftreten von Resonanzen als mögliche Schadensursache nachgewiesen werden, was nicht zuletzt auf das komplexe elastische schwingungsfähige Gesamtsystem unter dem Einfluss turbulenter stochastischer Anregungen (Windgeschwindigkeit) zurückgeführt werden kann. Vergleichbare Schadensbilder sind jedoch auch in anderen Anwendungsgebieten vorzufinden. Die gewonnenen Erfahrungen und Schadensbilder der letzten Jahre zeigen die Notwendigkeit, bereits während des Entwicklungsprozesses über eine genaue Kenntnis der dynamischen Eigenschaften des Antriebssystems zu verfügen. Dabei kommt der Auswahl einer geeigneten und angemessenen Methode zur Abbil-

dung des schwingungsfähigen Systems eine besondere Bedeutung zu. Scheint zunächst ein einfaches Torsionsmodell für die Ermittlung der ersten Torsionseigenfrequenz noch ausreichend, so zeigt spätestens die Verwendung elastischer Mehrkörpersystem-Modelle in der Antriebstechnik, dass selbst diese einfache Schwingform von weiteren Schwingformen (z.B. Biegung des Gehäuses) überlagert sein kann. Um eine vollständige und aussagekräftige Beschreibung des dynamischen Systems zu erhalten, reicht es bei Großantrieben mit elastischen Elementen nicht aus, Torsionsschwingungsanalysen durchzuführen. Stattdessen werden reduzierte FE-Modelle in der MKS-Umgebung integriert und als elastisches MKS-Modell analysiert [1,3]. Damit die erweiterte und teilweise komplexe Art der Modellfindung und Modellierung in einem überschaubaren Rahmen und industriell anwendbar bleibt bzw. wird, muss ein modularisierter Modellaufbau angestrebt werden. Erste Ansätze liegen hier bereits im Bereich der Windenergieanlagen vor. Auch in Zukunft wird sich die Modellfindung nicht vollständig automatisieren lassen, da hierfür das geschulte Auge des erfahrenen Ingenieurs unerlässlich ist, um zwischen starrer und elastischer Struktur, zwischen massebehafteter oder masseloser Steifigkeit und relevanten und unnötigen Randbedingungen abzuwägen. Hier liegen seit Jahren die Erfahrungen des Lehrstuhls für Maschinenelemente der TU Dresden bei der Entwicklung softwareunabhängiger Methoden zur dynamischen Simulation von Antriebssträngen. Neben den hier vorgestellten Beispielen werden kontinuierlich weitere Anwendungsfälle untersucht. In wissenschaftlicher Sicht ist die größte Motivation für den eingeschlagenen Weg die Etablierung der Mehrkörpersystem-Methode (MKS) zur Analyse der komplexen Antriebstechnik im Maschinen- und Anlagenbau und die Steigerung der Akzeptanz und Handhabbarkeit der Anwendungsprogramme in Analogie zu 3D FEM-Systemen in den letzten 10 bis 15 Jahren.

7 Literatur

- [1] Roberson, R.E.; Schwertassek, R.: Dynamics of Multibody Systems. Springer Verlag, 1988
- [2] Schiehlen, W.: Multibody Systems Handbook. Springer Verlag, 1990
- [3] SIMPACK: Analysis and Design of General Mechanical Systems. Wessling : INTEC GmbH
- [4] Klotter, K.: Technische Schwingungslehre. Springer Verlag, 1960
- [5] Wünsch, D.: Einsatz der Simulation bei Betriebsfestigkeitsmaßnahmen. Stahl und Eisen 106, Heft 7, S. 339-344, 1986
- [6] Seeliger, A.: Von der Betriebsmessung zur Bauteilfestigkeit im Schwermaschinenbau - Ein Rückblick auf vier Jahrzehnte. Dresdner Maschinenelemente Kolloquium – DMK 2005, Tagungsband, 2005
- [7] Bossanyi, E. A.: Bladed for Windows. Bristol: Garrad Hassan and Partners Ltd., 2002
- [8] Flex V: Simulation Program for Wind Loads. Denmark
- [9] Hau, E.: Windkraftanlagen. Springer Verlag, 2003
- [10] Gasch, R.;Twele, J.: Wind Power Plants. Berlin: Solarpraxis AG, 2002
- [11] Schlecht, B.;Wünsch, D.;Christianhemmers, A.: Theoretical Investigations on the Dynamic Behaviour of Bucket Wheel Drives. Bulk Solids Handling, Volume 19, Number 1, pp. 71-80, 1999
- [12] Schlecht, B.;Wünsch, D.;Christianhemmers, A.;Gutt, S.: Zum Einsatz der Mehrkörper-Simulation im Brücken- und Stahlwasserbau, dargestellt am Beispiel der Drehbrücke über den Suez-Kanal. Stahlbau 70 (2001), Heft 12
- [13] Schlecht, B.; Schulze, T.; Hähnel, Th.; Hofmann, W.;Rabelo, B.;Basteck, A.; Tilscher, M.: Hydrodynamisch geregeltes Überlagerungsgetriebe als neues Antriebskonzept für Windenergieanlagen ohne Leistungselektronik. Fulda: VDI/VDE-Tagung – Elektrisch-Mechanische-Antriebssysteme, 6. und 7.10.2004
- [14] Dresig, H.: Schwingungen mechanischer Antriebssysteme; Modellbildung, Berechnung, Analyse, Synthese. Berlin/ Heidelberg/ New York: Springer Verlag, 2001
- [15] Schulze, T.; Ganzheitliche dynamische Antriebsstrangbetrachtung von Windenergieanlagen unter Verwendung modularer Simulationsmodelle, Dissertation TU Dresden, 2007
- [16] Wiche, E: Radiale Federung von Wälzlagern bei beliebiger Lagerluft. In: Konstruktion 19, Heft 5, S. 184 - 192., 167
- [17] Wünsch, D.;Carcia del Castillo, L.: Experimentelle Modellfindung und modellhafte Ermittlung dynamischer Belastungen torsionsschwingungsfähiger Systeme. Frankfurt am Main: Forschungsvorhaben FVA Nr. 95, Forschungshefte 213 und 214 der Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V., 1986

Die Autoren

Prof. Dr.-Ing. Berthold Schlecht, Dipl.-Ing. Thomas Rosenlöcher, Dipl.-Ing. Thomas Hähnel
 IMM - Institut für Maschinenelemente und Maschinenkonstruktion, Technische Universität Dresden Münchner Platz 3, 01187, Dresden, Germany

Instationäre CFD Simulation von verzahnten Hydraulikpumpen – industrielle Nutzung, Rahmenbedingungen und Ausblick

Dr.-Ing. Michael Moczala und Dr. Mario Miana Sanz

TRW Automotive GmbH, Düsseldorf, Deutschland und Instituto Tecnológico de Aragón, Saragossa, Spanien

Moderne CFD Werkzeuge sind heutzutage in der Lage Strömungseffekte in rotierenden Zahnradpumpen zu erfassen. Um ein nützliches numerisches Modell zu erhalten, müssen jedoch gewisse geometrische Vereinfachungen in Kauf genommen werden. In einer realen Pumpe verändern bestimmte Spalte, die zwischen den rotierenden und ruhenden Komponenten entstehen, dynamisch ihre Weiten und es kommt zu metallischen Kontakten. Momentan existieren in der benutzten Software keine zuverlässigen und standardisierten Algorithmen, die es ermöglichen, diesen Vorgang direkt zu modellieren. Darüber hinaus können die aktuellen Ansätze für dynamisch deformierbare Netze die komplexe 3-D Geometrie, die z.B. bei einer Schrägverzahnung entsteht, nicht ohne weiteres behandeln.

Um eine stabile Simulation aufzusetzen, die auch realitätsnahe Ergebnisse liefert, ist generell der Arbeitsaufwand bei der Netzgenerierung und Feinabstimmung der Deformierungsparameter groß. Die Anzahl der Netzzellen ist sehr hoch und die dynamische Netzdeformierung stellt bei der Simulation einen großen Anteil des Rechenaufwands dar. Die Handhabung und Auswertung der instationären Ergebnisse ist ebenfalls unverhältnismäßig speicher- und rechenintensiv. Die ingenieurmäßige Verwertbarkeit der erzielten Ergebnisse ist außerdem gering.

Solcher Ansatz kann deshalb heutzutage für industrielle Anwendungen, wo CFD Untersuchungen in ein festes Auslegungs- und Prüfprozess integriert sind, nicht empfohlen werden. In diesen Fällen effizientere analytische Algorithmen, die neben den instationären Strömungseffekten auch die rein mechanischen Phänomene berücksichtigen, sollen benutzt werden. Hier sind jedoch die CFD Methoden neben den Messexperimenten für die Parametrierung und Verifizierung des analytischen Modells unerlässlich.

1 Einführung

In hydraulischen Lenksystemen von Kraftfahrzeugen werden häufig Zahnradpumpen eingesetzt. Abbildung 1 stellt exemplarisch ein Schaltbild eines solchen Lenksystems dar. Die Pumpe ist hier hydraulisch stark gekoppelt mit den anderen Komponenten und signifikant beeinflusst das dynamische Verhalten des Gesamtsystems. Aufgrund der kontinuierlichen Entwicklung im Kraftfahrzeugbau steigen die an die modernen Lenksysteme gestellten Anforderungen ebenfalls stetig an. Niedrige Geräuschentwicklung ist in diesem Fall ebenso wichtig wie hohe Lebensdauer und Effizienz. Detailliertes Verständnis der physikalischen Phänomene und ihrer Interaktionen in der Pumpe werden zu Schlüsselfaktoren bei der weiteren Optimierung des bereits sehr ausgereiften Aufbaukonzeptes. Auf der anderen Seite bitten moderne Simulationsprogramme numerische Verfahren an, die für die Modellierung des Fluids in einer Pumpe mit rotierenden Zahnradern genutzt werden können.

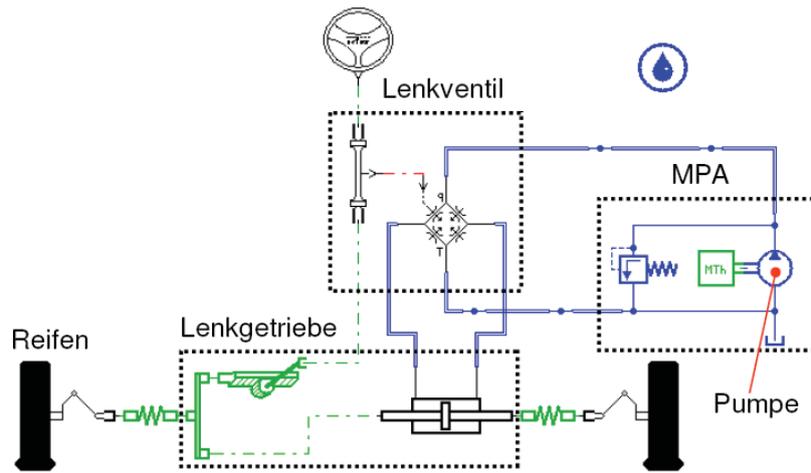


Abb. 1: Schematische Darstellung einer elektro-hydraulischen Servolenkung

Im Rahmen der hier vorgestellten Arbeit sollte überprüft werden, ob die gegenwärtige Version eines Kommerziellen Strömungssimulationsprogramms für die Beantwortung von für die Pumpenkonstruktion relevanten Fragen geeignet ist. Entsprechende Berechnungsparameter und die notwendigen Geometrievereinfachungen, die für einen effizienten und robusten Simulationslauf notwendig sind, wurden an einem 2-D Beispiel analysiert. Einige Messergebnisse wurden herangezogen, um die numerischen Vorhersagen zu verifizieren und um den Einfluss der vorgenommenen Vereinfachungen zu bewerten. Einschränkungen und Verwertbarkeit von 3-D Simulationen wurden ebenfalls erkundet.

2 Untersuchte Geometrie

Sowohl die außen- als auch die innenverzahnte Pumpe wurden aufgrund ihrer unterschiedlichen Funktionsweise betrachtet – siehe Abb. 2.

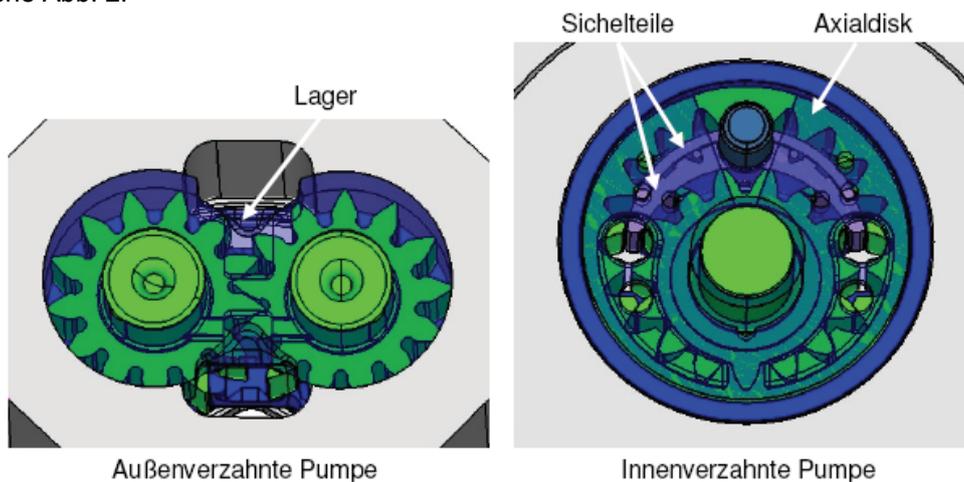


Abb. 2: Betrachtete Bauarten von Zahnradpumpen

Die außenverzahnte Pumpe besteht im Wesentlichen aus zwei Zahnrädern, die in entgegengesetzte Richtungen in einem Gehäuse rotieren. Das Zahnrad, das über einen Motor angetrieben wird, wird als Ritzel bezeichnet. Das Ritzel überträgt dann das Antriebsmoment auf das andere Rad über den Kontakt der Zahnflanken. Die Abdichtung zwischen der Hoch- und Niederdruckkammer erfolgt über die Kontaktlinie der Zahnflanken, die radiale Berührung der Zahnköpfe und des Gehäuses, sowie die Axialspalte zwischen den Stirnflächen der Räder und den entsprechenden Flächen der Lager. Zu dem Kontakt zwischen den Zahnköpfen und dem Pumpengehäuse

kommt es aufgrund der Interaktion der kämmenden Zähne und vor allem aufgrund des Druckunterschiedes zwischen dem Druck- und Saugbereich der Pumpe. Vor dem Kontakt nimmt der Radialspalt von der Druck- bis zu der Saugkammer hin ab. Die erwähnte Druckdifferenz sorgt ebenfalls für die Anpressung der Lager an die Stirnflächen der Zahnräder. Die außenverzahnte Pumpe wurde in der hier vorgestellten Arbeit instationär in einer vereinfachten 2-D Konfiguration untersucht.

In der innenverzahnten Pumpe treibt das zentral angeordnete Ritzel das Hohlrad an. Beide Räder rotieren in die gleiche Richtung. Die entsprechende Abdichtung sowie Positionierung des Hohlrades erfolgt ebenfalls aufgrund des Druckaufbaus in der Pumpe. Für die Abdichtung an den Zahnköpfen sorgen aber die Sichelteile, deren Position sich den Druckverhältnissen anpasst. Die Axialscheiben werden an die Stirnflächen der Zahnräder gepresst. In der vorgestellten Arbeit nur stationäre Simulationen an einem vollständigen 3-D Modell der innenverzahnten Pumpe wurden durchgeführt.

3 Numerisches Verfahren

Das Hauptziel der hier vorgestellten Arbeit war es, die Fähigkeiten eines aktuellen kommerziellen CFD (engl.: Computational Fluid Dynamics) Programms bezüglich Simulation der Strömung in Zahnradpumpen zu untersuchen. Für alle hier vorgestellten CFD Simulationen wurde das Programmpaket Fluent eingesetzt.

3.1 Berechnungsnetz

Das Initialnetz wurde mit dem Programm Gambit in der Version 2.2.30 erstellt. Ein Beispiel für die 2-D Konfiguration ist in Abb. 3 dargestellt. Manche Teile des Netzes werden während der instationären Simulation ständig neu aufgebaut. Diese Bereiche wurden mit Dreieckzellen aufgefüllt. Die übrigen Teile der Berechnungsdomäne wurden mit Viereckzellen diskretisiert.

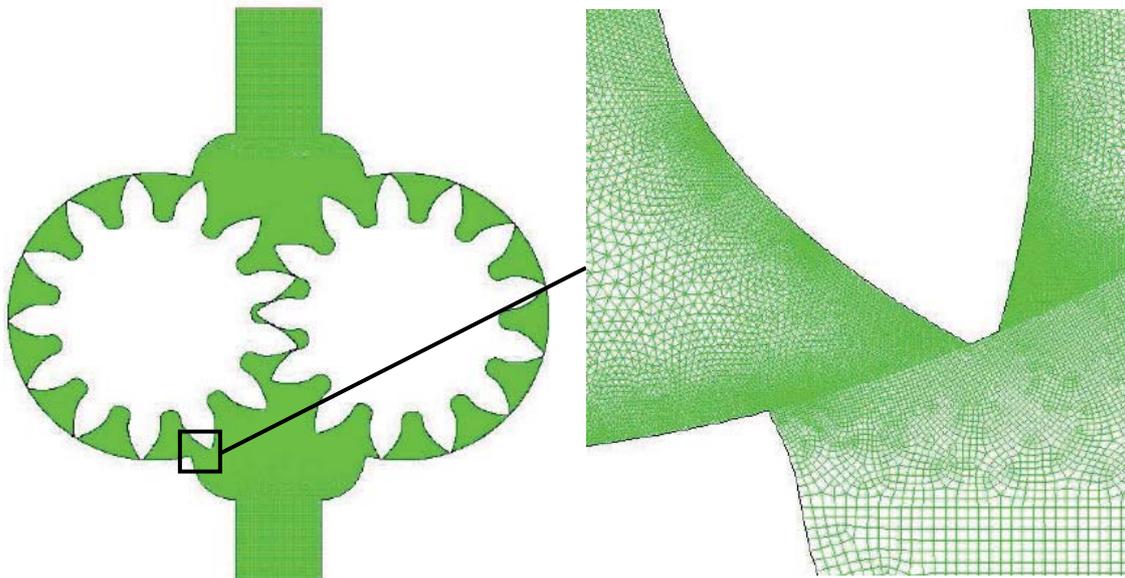


Abb. 3: Beispiel eines feinen 2-D Netzes

Die Vernetzungsparameter, die die Verteilung der Maschenweite in dem verformbaren Teil des Netzes steuern, wurden sehr sorgfältig gewählt. Dieser Bereich beinhaltet nämlich die kritischen Spalte zwischen den interagierenden Zahnflanken und zwischen den Zahnköpfen und den Gehäusewänden. Die Größe und Verteilung der Zellen in diesem Gebiet bestimmt in Verbindung mit den Löseparametern, die für die Neuvernetzung zuständig sind, sowohl die Genauigkeit als auch die Stabilität und die Dauer der Berechnung.

Die ungefähre Anzahl der Netzzellen in der 2-D Konfiguration betrug 370 tausend. Die stationären 3-D Untersuchungen wurden an einem Netz mit ca. zwei Millionen Zellen durchgeführt.

3.2 Strömungslöser und Randbedingungen

Für die eigentlichen Strömungssimulationen wurde Fluent in der Version 6.2.16 eingesetzt. Dabei wurde der entkoppelte (druckbasierte) Löser mit zweiter Ordnung räumlicher Diskretisierung für den Druck, den Impuls und die Turbulenzgrößen benutzt. Das Geschwindigkeits- und das Druckfeld wurden mit dem PISO Algorithmus miteinander gekoppelt. Der Einsatz des Algorithmus für deformierbare Netze erlaubt nur die erste Ordnung genaue Zeitdiskretisierung. Zusätzlich zu dem standardmäßigen Ansatz wurde auch die nicht-iterative Zeitformulierung (engl. NITA für Non-Iterative Time Advancement) untersucht. Das gewöhnliche $k-\epsilon$ Modell mit erweiterter Wandbehandlung wurde benutzt, um den Turbulenzeinfluss zu berücksichtigen. Die Verwendung dieser Turbulenzmodellierung garantierte bei der untersuchten Konfiguration eine stabile Konvergenzentwicklung. Ebenfalls aus Stabilitätsgründen wurde auf den Einsatz eines Kavitationsmodells verzichtet. Als Strömungsmedium wurde ein Newton'sches Fluid mit konstanter Dichte und Viskosität angenommen.

Am Einlass der Strömungsdomäne wurde ein konstanter Wert des totalen Druckes als Randbedingung angenommen. Als Ausströmrandbedingung wurde ein konstanter statischer Druck vorgegeben. Die in dem Löser implementierten nichtreflektierenden Randbedingungen erlauben jedoch eine gewisse Fluktuation des Druckes an den Domänegrenzen. Die Bewegung der Zahnräder wurde mithilfe einer geeigneten Benutzerfunktion (engl. UDF für User Defined Function) programmiert. An allen festen Wänden gilt dann die Haftbedingung.

Zwischen den an die Zahnräder angrenzenden Bereichen und dem restlichen Teil der Berechnungsdomäne wurde in dem 3-D Fall zusätzlich die Interface-Randbedingung eingesetzt. Ebenfalls in der 3-D Konfiguration fand noch die Randbedingung für bewegte Wände Anwendung.

4 2-D Ansatz

Das 2-D Modell berücksichtigt beispielsweise nicht den wichtigen Einfluss der Entlastungsnuten, die in die Lagerstirnseiten der außenverzahnten Pumpe integriert sind. Die Aufgabe dieser Nuten ist es, die negativen Effekte abzumildern, die bei gleichzeitigem Eingriff zwei Zahnpaare entstehen. In diesem Fall bilden die zwei Zahnpaare ein umschlossenes Volumen, wo extrem hohe bzw. sehr niedrige Drucke entstehen können. Bei der innenverzahnten Pumpe erfüllen die Entlastungsfunktion entsprechende Nuten in den Axialscheiben.

Auf der anderen Seite erfordert die Modellierung der Rotationsbewegung mithilfe der deformierbaren Netze einen sehr hohen Rechenaufwand. Aus diesem Grund ist eine vereinfachte 2-D Studie vor den eigentlichen 3-D Untersuchungen unerlässlich, um die geeigneten Netz- und Löserparameter herauszufinden.

4.1 Einleitende Arbeiten

Im Rahmen der Vorbereitung für die geplante Studie tauchten Fragen auf, die im Vorfeld beantwortet werden sollten, damit die anschließenden Untersuchungen effizient durchgeführt werden könnten. Diese Fragestellungen waren hauptsächlich auf die Modellierung der schließenden Spalte und auf die Laufzeitverkürzung der Berechnungen bezogen. Auf dieser Stelle sollen die wesentlichen Voruntersuchungen vorgestellt werden.

4.1.1 Spaltgröße und Spaltvernetzung

Aufgrund des Momentaustausches zwischen dem treibendem und dem angetriebenem Zahnrad entstehen Kontakte zwischen den kämmenden Zähnen. Im Falle der außenverzahnten Pumpe führt hauptsächlich der Druckaufbau zur Achsenverschiebung der Zahnräder und es kommt zu Berührung der Zahnköpfe und des Pumpengehäuses im Ansaugbereich. Bei der innenverzahnten Pumpe berühren die Zahnköpfe die Sichelteile, die sich ebenfalls aufgrund des Druckaufbaus verschieben.

Auf diese Weise haben die erwähnten Spalte keine konstante Weite, sondern sie schließen und öffnen kontinuierlich während die Pumpe arbeitet. Momentan existieren in der benutzten Software keine standardisierten Algorithmen, die diesen Vorgang ohne weiteres berücksichtigen können. Um jedoch ein einfaches Modell zu erhalten, kann eine Mindestweite des Spalts angenommen werden. In diesem Fall wird der Spalt zwischen den kämmenden Zähnen (Flankenspalt) durch den relativen Verdrehwinkel der beiden Zahnräder definiert. Der radiale Spalt zwischen den Zahnköpfen und dem Gehäuse (Kopfspalt) ergibt sich aus dem Kopfkreisdurchmesser und den Gehäuseabmessungen. Um einen Spalt zwischen den Zahnköpfen und den Sichelteilen zu erhalten werden die Sichelteile entsprechend positioniert. So existiert dann anstelle der mechanischen Berührung eine dünne Fluidschicht, die die beiden Kontaktkörper in dem Simulationsmodell trennt.

Der Einfluss der Spaltweite sowie der Anzahl der Diskretisierungszellen, die über die Spalthöhe verteilt sind, wurde im Vorfeld untersucht. Dabei sollten solche Werte der beiden Parameter gefunden werden, die bei einem noch stabilen Simulationslauf möglichst realitätsnahe Ergebnisse liefern. Es hat sich herausgestellt, dass die Abweichung des berechneten zeitgemittelten volumetrischen Wirkungsgrades von einem aus der Messung bekanntem Wert die Qualität der Simulationsergebnisse sehr gut widerspiegelt.

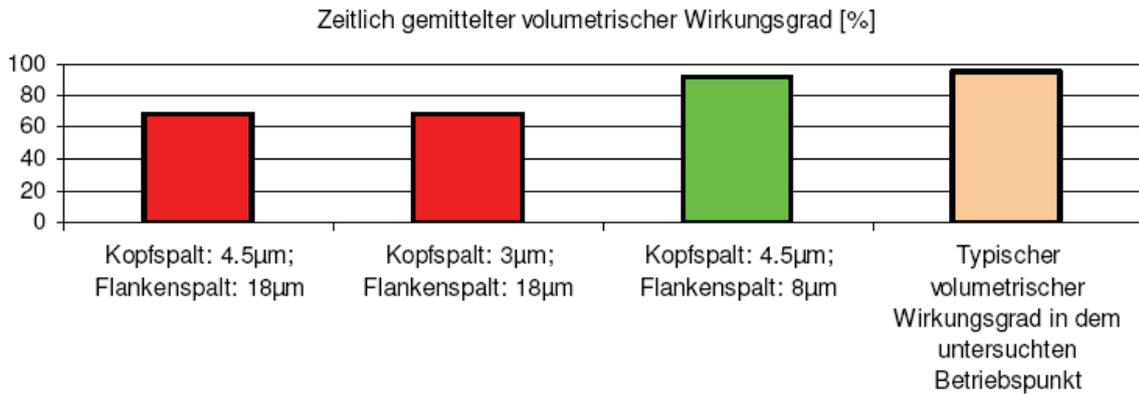


Abb. 4: Einfluss der Spaltgröße auf den vorhergesagten Wirkungsgrad

In der Studie wurden unterschiedliche Spaltweiten untersucht. Aus dem Diagramm in Abb. 4 kann man entnehmen, dass der Flankenspalt den vorhergesagten Wirkungsgrad wesentlich beeinflusst. Die Beträge von 4.5µm für den Kopfspalt und 8µm für den Flankenspalt stellten für die untersuchte Geometrie die kleinsten Werte dar, die noch einen stabilen Berechnungslauf erlaubten. Der Kopfspalt von 3µm war in diesem Zusammenhang ein Grenzwert und seine Anwendung verbesserte die Genauigkeit der Simulation nur marginal. Die Kombination von 4.5µm und 8µm, entsprechend für den Flanken- und den Kopfspalt, wurde deswegen bei allen weiteren Simulationen verwendet.

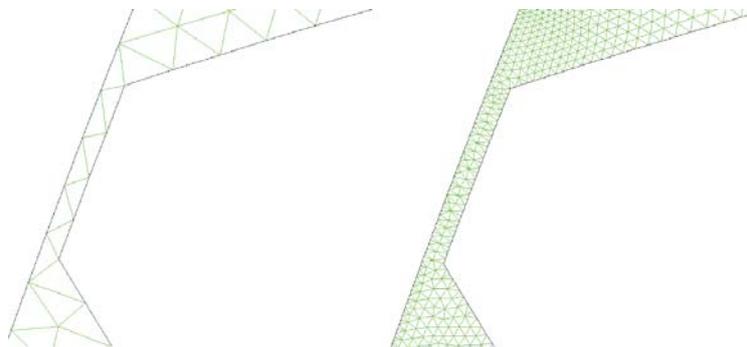


Abb. 5: Kopfspalt mit grober (nur eine Zelle über die Spalthöhe) und feiner Diskretisierung

Die oben beschriebene Untersuchung wurde an Netzen mit nur einer Zelle über der Spalthöhe durchgeführt. Die Auswirkungen der Änderung der Netzdichte in den Spalten, siehe Abb. 5, wurden aber ebenfalls erforscht. Das Ergebnis der Studie war, dass je schmaler der Spalt ist, desto schwächer ist auch der Einfluss der Menge, der darin enthaltenen Zellen. Darüber hinaus produziert eine feine Diskretisierung des z.B. 4.5µm weiten Spaltes eine extrem hohe Anzahl von Zellen in der gesamten Berechnungsdomäne. Die Rechenzeiten steigen unverhältnismäßig hoch, die dadurch erreichte Verbesserung der Ergebnisgenauigkeit ist aber vernachlässigbar klein. Bei allen weiteren Simulationen wurden deshalb Netze benutzt, die nur eine Diskretisierungszelle über der Höhe der instationären Spalte aufweisen.

4.1.2 Parameter für die instationäre Neuvernetzung

Erfahrungsgemäß beeinflussen die Parameter für die instationäre Neuvernetzung nicht nur das Konvergenzverhalten, sondern auch die Laufzeit der Simulation. Im Falle einer ungeeigneten Parameterwahl steigt die gesamte Anzahl der Zellen während der Berechnung an, weil bei jedem Zeitschritt immer neue unnützliche Zellen generiert werden. Bei dieser Zellenakkumulation verschlechtert sich das Konvergenzverhalten, die Netzqualität dege-

neriert und die Rechenzeit steigt unnötigerweise an. In Abb. 6 sind exemplarisch Ausschnitte von einem Initialnetz und zwei Netzen nach einem Testlauf dargestellt. Bei einem der Testläufe wurden die entsprechenden Parameter absichtlich unpassend gewählt.

Um die Parameter für die instationäre Neuvernetzung und die Rotationsvorschrift für die Zahnräder schnell zu testen, empfiehlt es sich, einen Löserlauf zu starten, wo die Berechnung der Strömungsgleichungen ausgeschaltet ist und nur die Deformation des Rechennetzes durchgeführt wird.

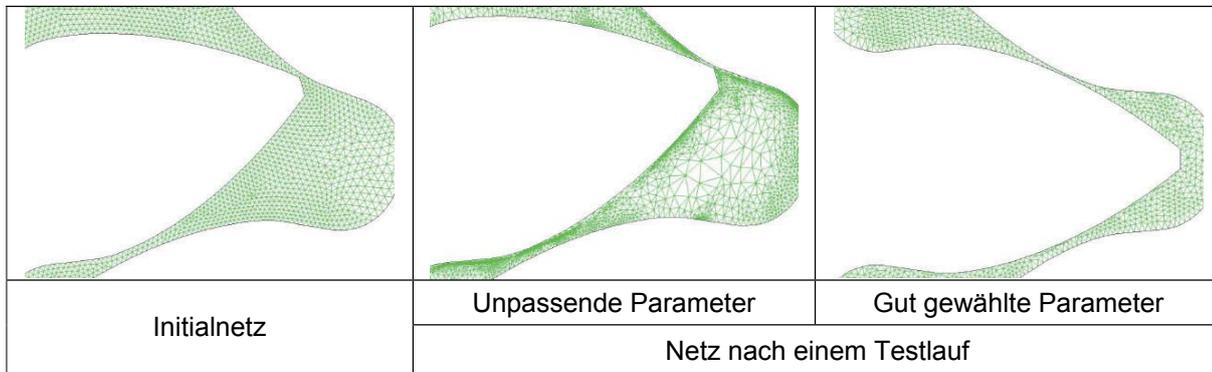


Abb. 6: Einfluss der Parameter für die Neuvernetzung auf die Netzevolution

Der Parametersatz, der bei der vorliegenden Untersuchung zufriedenstellende Ergebnisse lieferte, wurde in Tab. 1 zusammengefasst. In dem Löser wurde dabei die reine Neuvernetzung aktiviert. Die zusätzliche Aktivierung der Glättungsfunktion führte zum deutlichen Anstieg der Rechenzeit und hat keine signifikante Verbesserung in dem Konvergenzverhalten oder in der Netzqualität gebracht. Die Zahnradflächen wurden als starre Körper definiert und die entsprechende Zellenhöhe wurde auf $0.6\mu\text{m}$ gesetzt.

Tab. 1: Optimierte Parameter für die dynamische Neuvernetzung

„Must improve skewness“	„Maximum length scale“	„Minimum length scale“	„Maximum cell skewness“	„Size remesh interval“
aktiviert	$1.6 \cdot 10^{-4} \text{ m}$	$3.2 \cdot 10^{-6} \text{ m}$	0.4	1

4.1.3 Zeitdiskretisierung

Für die Durchführung der instationären Simulationen wurde die Zeitintegrationsmethode mit einer festen Zeitschrittweite gewählt. Dabei sollte die Zeitschrittweite anhand der Zellengröße und der Rotationsgeschwindigkeit der Zahnräder bestimmt werden. Die Erfahrung zeigte nämlich, dass die beste Qualität der dynamisch verformten Netze dann erzielt wird, wenn innerhalb eines Zeitschritts die lineare Verschiebung der Zahnradwände ungefähr gleich der Kantenlänge der anliegenden Zellen ist. Dieser Zusammenhang ist besonders in den engen Spalten wichtig, wo die Neuvernetzung die Stabilität des Simulationslaufs bestimmt. Der auf diese Weise ermittelte Zeitschritt ist zwar sehr klein, die Anzahl der Subiterationen, die für die Zeitschrittkonvergenz notwendig ist, ist dafür aber gering. In den untersuchten Fällen war der Zeitschritt nach weniger als fünf Unteriterationen auskonvergiert.

Aufgrund der kleinen Zeitschrittweite und der rechenintensiven dynamischen Netzverformung sind die Simulationsläufe sehr zeitintensiv. Eine deutliche Verbesserung bringt hier die nicht-iterative Zeitformulierung (engl. NITA für Non-Iterative Time Advancement). Dabei wird das iterative Verfahren innerhalb eines Zeitschritts umgestellt und bestimmte Konvergenzanforderungen werden entschärft. Das bringt eine wesentliche Verkürzung der Rechenzeiten. In dem untersuchten Fall könnte die Simulationsdauer im Vergleich zu dem gewöhnlichen Zeitschritt-Verfahren halbiert werden.

Um die Auswirkung dieser Modifikation auf die Ergebnisse abzuschätzen, wurden in Abb. 7 die zeitlichen Verläufe des volumetrischen Wirkungsgrades für zwei Rechnungen, eine unter Verwendung des gewöhnlichen Zeitschritt-Verfahrens und eine des NITA Verfahrens, gegenüber gestellt. Zu Vergleichszwecken wurde wieder der volumetrische Wirkungsgrad herangezogen, weil er hier ebenfalls die stärkste Sensitivität gegenüber der Ände-

zung des Zeitschrittverfahrens aufweist. Das Diagramm zeigt, dass der größte Unterschied zwischen den beiden Ansätzen absolut gesehen kleiner als 2% ist und daher vernachlässigt werden kann. In dem Diagramm ist auch ein Rauschen zu beobachten. Diese hochfrequenten Fluktuationen werden durch die instationäre Neuvernetzung der Strömungsdomäne bei der Rotation der Zahnräder verursacht.

Zum Zeitpunkt der Untersuchungen handelte es sich um eine relativ neue NITA Implementierung in der benutzten Version des Strömungslösers und es wurden gelegentliche Abstürze der Simulation beobachtet. Aufgrund von fehlenden Fehlermeldungen ließen sich die Abstürze auch nicht nachvollziehen. Alle weiteren Simulationen wurden daher mithilfe des Zwei-Schritt-Verfahrens durchgeführt.

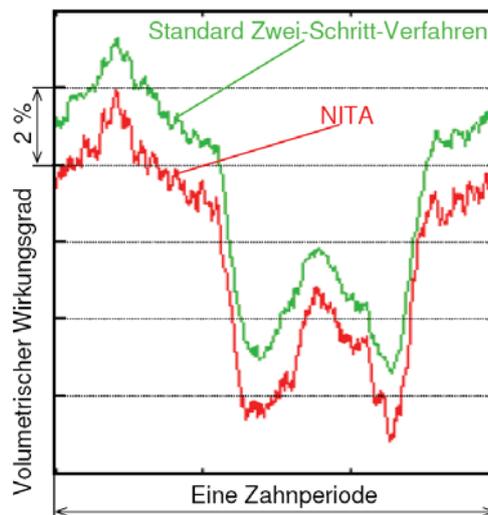


Abb. 7: Vergleich des gewöhnlichen Zeitschrittverfahrens und des NITA Verfahrens

4.2 Zusätzliche Ergebnisse

Unter dem Aspekt des dynamischen Verhaltens der Pumpe sind zwei Strömungseffekte von besonderem Interesse – die Pulsation und die Quetsch- bzw. Reißeffekte. Die Strömungspulsation [1] beeinflusst das dynamische Verhalten des gesamten hydraulischen Systems. Die Quetsch- und die damit zusammenhängende Reißeffekte wirken sich direkt auf die mechanischen Komponenten der Pumpe aus.

4.2.1 Strömungspulsation

Aufgrund der geometrischen Vereinfachungen repräsentieren, wie bereits erwähnt, die instationären 2-D Ergebnisse nicht ausreichend genau das dynamische Verhalten des Fluids in der Pumpe. An dieser Stelle soll aber exemplarisch eine Methode zur Verifikation der instationären Simulationsergebnisse vorgestellt werden.

Eine direkte Messung der Flusspulsation, die durch eine Pumpe erzeugt wird, ist generell sehr schwierig. Messungen von Druckpulsationen in einem hydraulischen System können dagegen mit ausreichenden Abstraten mithilfe günstiger Drucksensoren durchgeführt werden. So ist eine indirekte Methode zur Verifikation der simulierten Flusspulsation denkbar. Dabei wird die in einem Versuch gemessene Druckpulsation mit Ergebnissen aus einer 1-D Simulation des hydraulischen Systems der Messvorrichtung verglichen. Als Eingabegröße der hydraulischen Simulation dient dann die Flusspulsation, die aus den zuverifizierenden CFD Ergebnissen abgeleitet wurde.

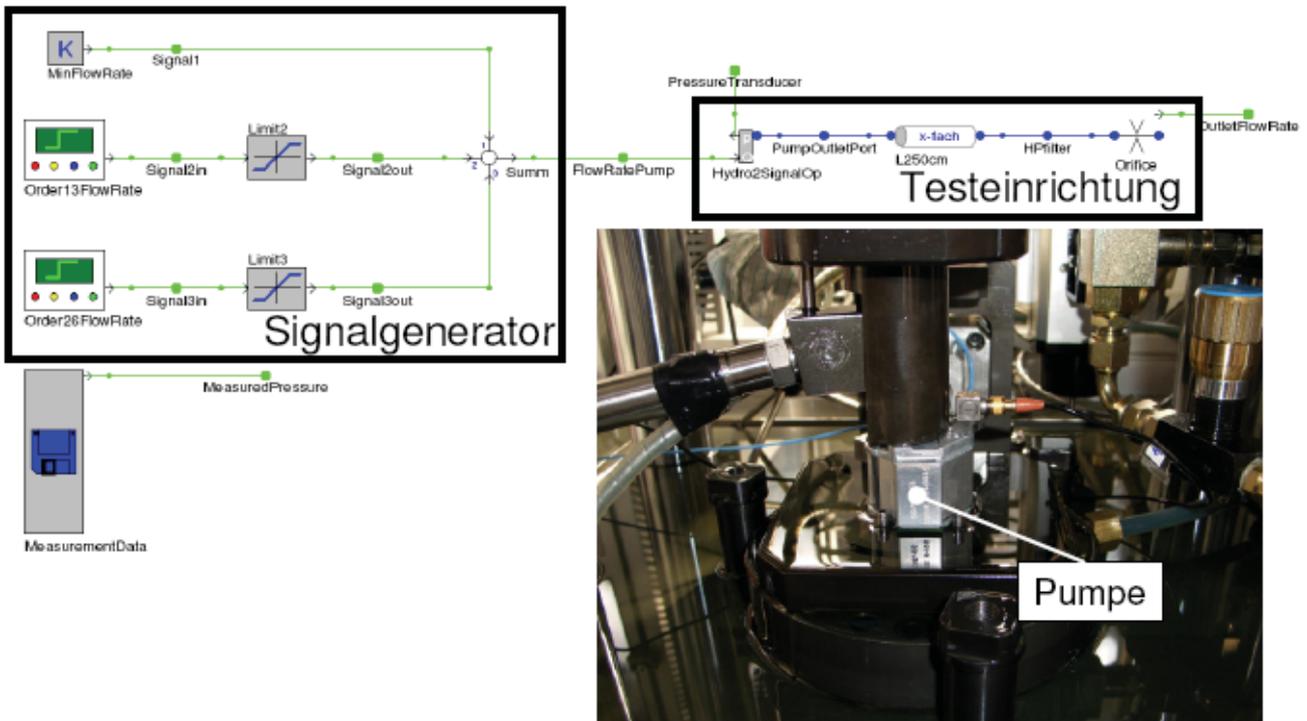


Abb. 8: Schema des hydraulischen Modells und der dazugehörige Prüfstand

Für die Simulation des hydraulischen Netzwerks wurde das kommerzielle Programm DSHplus eingesetzt. Das Modell und eine Ansicht der Testeinrichtung sind in Abb. 8 dargestellt. In dem Prüfstand wird die Pumpe im Wesentlichen an eine Leitung angeschlossen. Am Ende der Leitung befindet sich eine Drossel. Der Drucksensor ist direkt stromabwärts der Pumpe platziert.

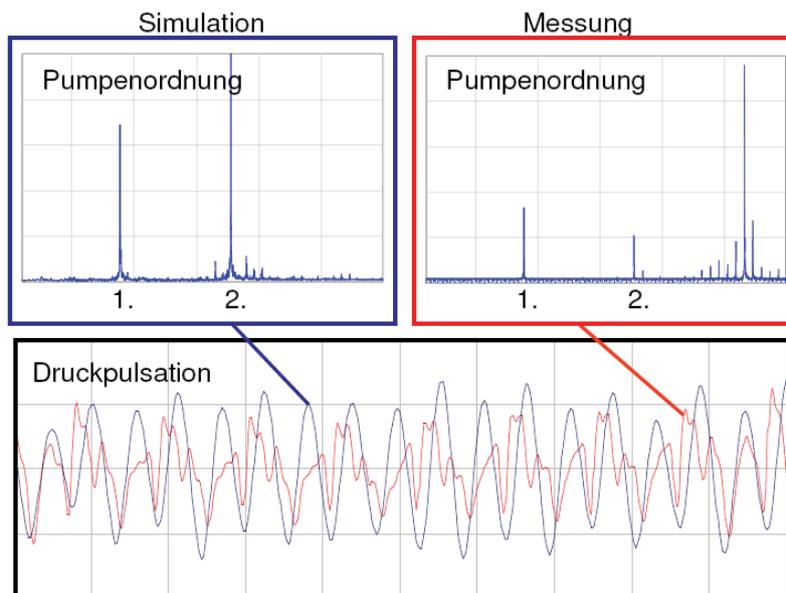


Abb. 9: Ergebnisse einer Frequenzanalyse und die zugrundeliegenden Signale

Der Vergleich des zeitlichen Verlaufs des simulierten und des gemessenen Druckes ist im unteren Diagramm der Abb. 9 dargestellt. Die oberen Graphiken zeigen die Ergebnisse der FFT Analysen der beiden Zeitsignale. Die Frequenzanalyse verdeutlicht, dass die gemessenen Druckfluktuationen im Vergleich zu den Simulationsergebnissen auch höherfrequente Komponenten beinhalten. Das Signal aus der Simulation weist nur die erste und zweite Pumpenordnung auf.

4.2.2 Quetsch- und Reißeffekte

Zum Zeitpunkt, wo zwei kämmende Zahnpaare sich gleichzeitig im Angriff befinden, entstehen umschlossene Volumina, die kontinuierlich verkleinert bzw. vergrößert werden während die Zahnräder rotieren. In Abb. 10 ist exemplarisch die momentane Druckverteilung in einer Rotierenden Pumpe dargestellt. Hier sind die umschlossenen Volumina gut sichtbar.

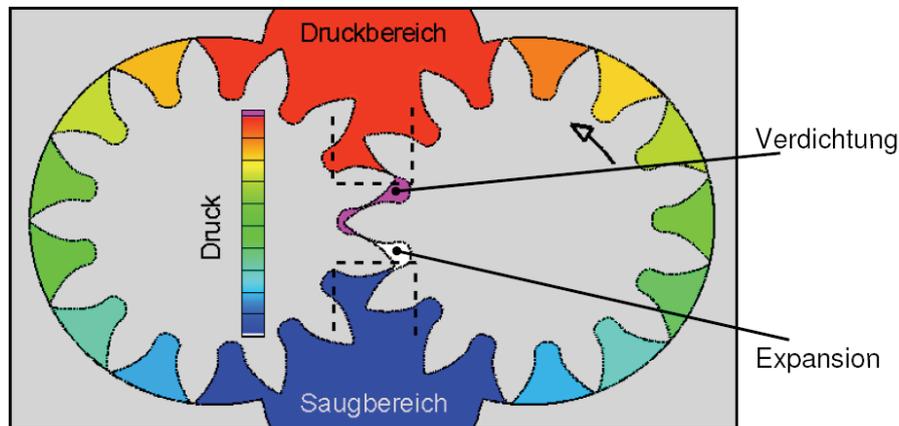


Abb. 10: Instationäre Druckverteilung in der Pumpe – Momentanaufnahme

In dem Teilvolumen, das gerade die Verdichtung erfährt, kommt es zur Quetschung des Öls. Dadurch kann der Druck lokal sehr hohe Werte erreichen. Das erzeugt unter anderem sprunghafte Änderungen der Kontaktlast zwischen den Zähnen und wechselnde Belastung der Lager. Diese Auswirkungen werden dann auch als Körperschall weiter transportiert.

Die Ölquetschung ist dabei ein relativ einfacher Effekt. Das Reißen des Fluids, das als Ergebnis der Expansion des zwischen den Zähnen umschlossenen Volumens entsteht, ist ein weit komplexeres Phänomen. Dabei ist die Druckabnahme nicht besonders stark. Sie wird nämlich durch Dampf- und Endgasungsdrücke der Komponenten der Hydraulikflüssigkeit begrenzt, weil es hier zur Kavitation kommt. Sobald jedoch das umschlossene Volumen wieder öffnet und das Unterdruckgebiet wieder in Kontakt mit dem höheren Druck im Ansaugbereich kommt, finden abrupte Implosionen der Kavitationsblasen statt und starke Druckwellen werden in dem Fluid und in den Festkörpern des Systems weiter geleitet.

Um die Quetsch- und Reißeffekte zu minimieren werden in den entsprechenden Bereichen Entlastungsbrücken implementiert. Die Brücken verbinden dann die umschlossenen Volumina mit den korrespondierenden Ein- und Auslasskammern der Pumpe. Die Dimensionierung der Brücken ist immer eine komplizierte Aufgabe, da die Minimierung der Quetsch- und Expansionseffekte im gewissen Konflikt mit dem Wirkungsgrad der Pumpe steht.

In dem hier untersuchten Pumpendesign befinden sich die Brücken in den brillenförmigen Lagern – siehe Abb. 1. In Abb. 10 ist die Lage der Brücken schematisch durch schwarze gestrichelte Linien dargestellt. Das vereinfachte 2-D Modell zeigt die Quetsch- und Reißeffekte deutlich, aber der Einfluss der Entlastungsbrücken wird hier nicht berücksichtigt.

5 3-D Ansatz

Berücksichtigung von geometrischen Details, wie z.B. die Entlastungskanäle, ist unerlässlich für eine korrekte Vorhersage der instationären Strömungseffekte und erfordert eine vollständige 3-D Betrachtung der Pumpengeometrie. Die Erfahrung aus der 2-D Studie zeigt jedoch, dass der zeitliche Aufwand bei der Benutzung des Verfahrens für dynamisch verformbare Netze sehr hoch ist. Aus diesem Grund können instationäre 3-D Simulationen heutzutage noch nicht in die industriellen Entwicklungsprozesse, deren Zeitrahmen sehr gestrafft ist, integriert werden. Stationäre 3-D Untersuchungen können jedoch mit vertretbarem Aufwand durchgeführt werden und bei der Bestimmung von Konstruktionsparametern hilfreich sein. Bei einer stationären Betrachtung können alle relevanten Kontakte berücksichtigt werden und Annahmen bezüglich schließender Spalte sind nicht mehr erfor-

derlich. Die relativen Wandgeschwindigkeiten können durch einen entsprechenden Einsatz der Randbedingung für bewegliche Wände modelliert werden.

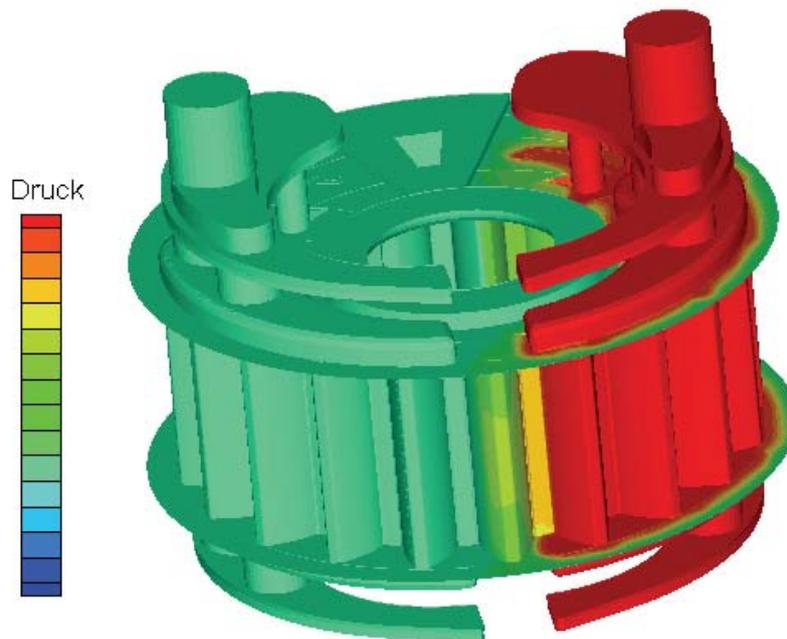


Abb. 11: Stationäre Druckverteilung bei einer spezifischen Zahnradposition

In Abb. 11 ist exemplarisch die für eine bestimmte Position der Zahnräder berechnete Druckverteilung in einer innenverzahnten Pumpe dargestellt. Ergebnisse solcher Art wurden für die Ermittlung der Druckverteilung auf den Axialscheiben und auf dem Gehäuse bei unterschiedlichen Spaltweiten benutzt. Ebenfalls die Position der Entlastungskanäle wurde mithilfe solcher Konfigurationen optimiert.

6 Analytisches Modell

Eine andere Möglichkeit, die Phänomene in Zahnradpumpen zu untersuchen, ist der Aufbau von analytischen Modellen. Modelle solcher Art können sowohl alle wichtigen Strömungs- als auch mechanische Effekte berücksichtigen. Die Voraussetzung dabei ist, dass diese Effekte mathematisch beschreibbar sind. Optimierungen von Designparametern können hier sehr schnell und effektiv durchgeführt werden.

Ein Nachteil solcher Modelle ist der hohe Aufwand bei der Entwicklung und Parametrisierung der benutzten Gleichungen. Dabei kommt man ohne zusätzliche CFD Simulationen und Messungen nicht aus.

Das Modell, das zur Auslegung von außenverzahnten Pumpen bereits entwickelt wurde, berücksichtigt die variable Steifigkeit beim Abrollvorgang der Zähne, die Oberflächenstruktur der Zähne, das Flankenspiel, die Ölquetschung zwischen den Flanken, die Druckverteilung über dem Umfang der Räder, die hydrodynamische Lagerung und die Drehsteifigkeit der Ritzelwelle. Eine detaillierte Beschreibung dieses Modells ist in [3] erhalten.

7 Fazit

Um die physikalischen Effekte in Zahnradpumpen besser zu verstehen und weitere Optimierung des Designs zu ermöglichen, werden geeignete numerische Modelle gebraucht. Die aktuellen CFD Modelle basieren auf bestimmten Vereinfachungen und ihre Verwendung ist sehr Zeitaufwändig. Die analytischen Ansätze liefern dagegen umfangreichere Informationen und sind effektiver in der Benutzung.

CFD Simulationen können jedoch sehr hilfreich sein, um die analytischen Modelle zu parametrisieren und zu validieren. Damit ist es möglich einzelne Phänomene wie Spaltströmungen, Druckverteilungen, viskose Kräfte und Kavitationseffekte zu untersuchen.

8 Literatur

- [1] Manring, N.D., Kasaragadda, S.B.: "The Theoretical Flow Ripple of an External Gear Pump", Transactions of the ASME Vol. 125, 2003, 396-404
- [2] Inaguma, Y.: "Calculation of Theoretical Torque and Displacement in an Internal Gear Pump", JTEKT Engineering Journal English Edition No. 1001E, 2006, 70-76
- [3] Mucchi, E.: "Dynamic analysis of external gear pumps by means of non linear models and experimental techniques", Dissertation, 2007

Die Autoren

Dr.-Ing. Michael Moczala
TRW Automotive GmbH, Düsseldorf, Deutschland

Dr. Mario Miana Sanz
Instituto Tecnológico de Aragón, Saragossa, Spanien

Numerische Simulation des Spritzlackierprozesses

Andreas Scheibe[#], Engelbert Westkämper, Qiaoyan Ye, J. Domnick[#]

Institut für Industrielle Fertigung und Fabrikbetrieb, Universität Stuttgart

[#]Hochschule Esslingen

In diesem Beitrag werden aktuelle Untersuchungen des Instituts für Industrielle Fertigung und Fabrikbetrieb (IFF) vorgestellt, die das Ziel haben, den Spritzlackierprozess numerisch zu simulieren. Hierzu wurden unter anderem Modelle zur Einbeziehung elektrostatischer Effekte in der Simulation entwickelt und im kommerziellen Strömungssimulationsprogramm FLUENT implementiert. Diese Modelle berücksichtigen alle wichtigen physikalischen Effekte, die erforderlich sind, um die Schichtdickenverteilung auf dem Werkstück und den Auftragswirkungsgrad mit der gewünschten Genauigkeit vorherzusagen. Dies konnte anhand verschiedener vergleichender experimenteller Untersuchungen mit verschiedenen, teilweise sehr komplexen Werkstücken nachgewiesen werden.

1 Einführung

Rechnergestützte Berechnungsmethoden und numerische Simulationen stellen heutzutage in vielen Bereichen leistungsfähige Werkzeuge zur Planung und Optimierung von Verfahren, Systemen und Prozessen dar. Speziell in sehr komplexen Problemstellungen können damit sowohl Entwicklungszyklen verkürzt und Kosten eingespart als auch verbesserte Produkte auf den Markt gebracht werden. Dies gilt auch für den Lackierprozess, der gerade in der Automobilindustrie signifikant zu den Produktionskosten beiträgt. Innerhalb dieses Lackierprozesses gibt es seine Reihe von Teilprozessen, die eine entscheidende Rolle für die entstehenden technologischen und optischen Eigenschaften der Lackierung spielen. Dazu gehören z. B.:

- der Spritzlackierprozess
- die Trocknung des Lackfilms
- die Trocknung mittels Strahlung (UV-Technologie)
- der Nahtabdichtprozess
- Strömungsoptimierungen in Lackierkabinen

In den letzten Jahren befasste sich das IFF zusammen mit dem IPA (Fraunhofer-Institut für Produktionstechnik und Automatisierung) intensiv mit der Modellierung und Simulation der obengenannten lackiertechnischen Prozesse [1-9]. Der vorliegende Beitrag beschreibt speziell fortlaufende Aktivitäten auf dem Gebiet der Spritzlackiersimulation. Die primären Ziele liegen dabei auf der Vorhersage der Schichtdickenverteilung und des Auftragswirkungsgrades (massenbezogener Anteil des versprühten Lackes, der wirklich auf dem Werkstück ankommt). Langfristig werden die Untersuchungen aber auch weitere Aspekte, wie z. B. der Verlauf der Lack-schicht, berücksichtigt werden.

Die Simulationen beruhen auf dem kommerziellen Strömungssimulationsprogramm FLUENT. Neben dem im Weiteren beschriebenen Spritzlackierprozess wurde unter anderem auch die Pulverlackierung betrachtet. Diesen Prozessen ist gemeinsam, dass es sich um stark verdünnte, turbulente zweiphasige Strömungen mit Tropfen oder festen Partikeln handelt. Zusätzlich kommt in den genannten Fällen die elektrostatische Aufladung der Tropfen bzw. Partikel zum Einsatz, um den Auftragswirkungsgrad zu verbessern. Da in diesem Fall sowohl aerodynamische als auch elektrische Feldkräfte eine wichtige Rolle für die Ausbreitung der diluten Phase spielen, ist es unbedingt erforderlich, neben dem turbulenten Strömungsfeld auch alle relevanten elektrischen Größen wie statisches elektrisches Feld, Partikelaufladung und entstehende Raumladung vorherzusagen. In einer Reihe von Beiträgen [1-5] konnten die Autoren die erfolgreiche Erweiterung des FLUENT-Codes darlegen und nachweisen, dass damit die Simulation der Spritzlackierung und der Pulverlackierung möglich wird.

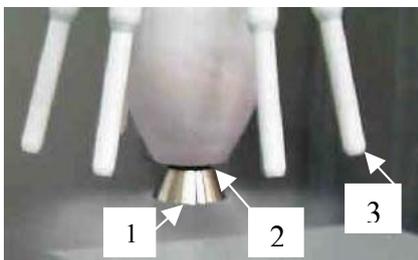
Der vorliegende Beitrag fasst einige Beispiele der am IFF/IPA durchgeführten Simulationsrechnungen zusammen. Die Genauigkeit der Ergebnisse lässt erwarten, dass in naher Zukunft eine Reihe von wichtigen Aufgaben mit Hilfe numerischer Simulationen behandelt werden können. Dazu gehören

- Die virtuelle Lackierung von Objekten, wie z. B. Automobilkarossen, bereits vor dem Prototypenstadium
- Deutliche Beschleunigung der Programmierung von Lackierrobotern
- Entwicklung neuartiger Lackierzerstäuber

2 Grundlagen der numerischen Verfahren

Die numerischen Rechnungen basieren auf dem Finite-Volumen-Programm FLUENT. Das turbulente Luftströmungsfeld werden durch Lösen der Reynolds-gemittelten Navier-Stokes (RANS) Gleichungen berechnet. Für das zur Schließung des Gleichungssystems erforderliche Turbulenzmodell wird das Realizable k- ϵ Modell gewählt, das gegenüber dem Standard k- ϵ Modell deutliche Vorteile in komplexen dreidimensionalen Strömungsfeldern aufweist.

Aufgrund der komplexen Geometrien (Zerstäuber und Werkstück) müssen hybride, unstrukturierte Rechengitter verwendet werden. Speziell die Gitterbereiche um die Zerstäuber herum und nahe am Werkstück müssen sehr sorgfältig ausgelegt und konstruiert werden, um alle physikalischen Effekte in den Berechnungen einschließen zu können. Abb. 1 zeigt beispielhaft ein sogenannter Hochrotationszerstäuber mit externen Hochspannungselektroden zur Aufladung der Lacktropfen, Abb. 2 das dazugehörige Rechengitter in der Nähe des Zerstäubers. Ausgehend von der Oberfläche des Zerstäubers werden mehrere Prismenschichten aufgebaut, wodurch eine gute Auflösung der wandnahen Strömung sichergestellt wird. Aufgrund der äußerst komplexen Strömung speziell in der Nähe des mit hoher Geschwindigkeit rotierenden Glockentellers ist es notwendig, alle wichtigen Rand- und Eingangsbedingungen mit höchstmöglicher Genauigkeit zu implementieren. Unter anderem müssen die mehr als 50 einzelnen Düsen im sogenannten Lenkluftring exakt nachgebildet werden, um die Luftströmung am Glockentellerrand richtig vorherzusagen. Dies ist besonders wichtig, da an dieser Stelle die Lacktropfen entstehen, bzw. in der Simulation in das Strömungsfeld eingespritzt werden.



1 Bell 3 External Electrodes
2 Shaping air ring

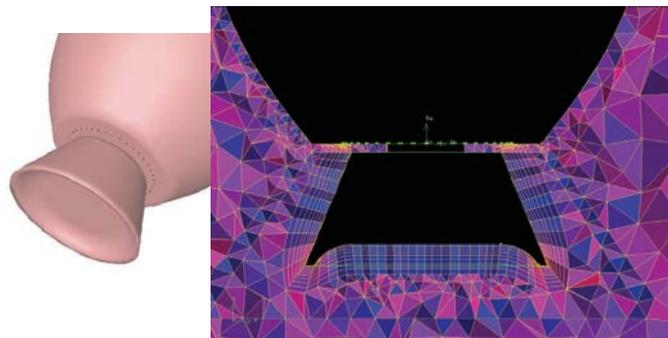


Abb. 1: Hochrotationszerstäuber mit externer Aufladung (Dürr-Ecobell)

Abb. 2: Geometrie des Hochrotationszerstäubers mit Rechengitter.

Bei elektrostatisch unterstützter Beschichtung mittels außenaufladenden Hochrotationszerstäubers muss eine vollständige Simulation folgende Komponenten enthalten:

- turbulente Luftströmung zwischen Zerstäuber und Werkstück, die in der Hauptsache durch die die Glocke umströmende Lenkluft und die Kabinenströmung beeinflusst wird
- Ausbildung des statischen elektrischen Feldes zwischen Zerstäuber und Werkstück
- Aufladung der Lacktropfen in der Nähe des Zerstäubers
- Raumladungseffekte aufgrund des entstehenden Ionenflusses
- Coulomb'sche Kräfte

Um alle genannten Effekte zu berücksichtigen, wurden seitens des IFF/IPA entsprechende Erweiterungen in den FLUENT Code implementiert. Dies wird im Weiteren anhand der Beschichtung mit Hilfe eines sogenannten außenaufladenden Hochrotationszerstäubers verdeutlicht: Bei diesem System wird an typischerweise 6 oder 8 Hochspannungselektroden, die um die Glocke herum angeordnet sind, eine negative Spannung angelegt, die

zur Ausbildung von Koronaentladungen an den Elektrodenspitzen führt. Das dabei zwischen den Elektroden und dem geerdeten Werkstück entstehende elektrische Feld kann mittels der Poisson Gleichung und der Erhaltungsgleichung für den Ionenstrom berechnet werden. Es gilt:

$$\nabla^2 \Phi = -\frac{\rho}{\varepsilon} \tag{1}$$

$$\mathbf{E} \cdot \nabla \rho = -\frac{\rho^2}{\varepsilon} \tag{2}$$

Darin ist ρ die Ladungsdichte aufgrund der Ionen, Φ das elektrische Potential und ε die Dielektrizitätskonstante der Luft. Die elektrische Feldstärke kann aus $\mathbf{E} = -\text{grad}\Phi$ berechnet werden. Weitere Details des Berechnungsverfahrens finden sich z. B. in [2]. Die Gleichungen (1) und (2) müssen in der iterativen Berechnung miteinander gekoppelt werden. Gleichzeitig erfolgt die Berechnung des Strömungsfeldes und die Wechselwirkung zwischen Gasströmung und Tropfenbewegung mit Hilfe des Euler-Lagrange-Verfahrens. Die Tropfenaufladung geschieht durch Wechselwirkung der Tropfen mit den Ionen, wobei die Zeitabhängigkeit durch einen modifizierten Ansatz basierend auf der Methode von Pauthenier und Moreau-Hanot berücksichtigt wird. Für die Berechnung der Tropfenbahnen werden neben genannten elektrischen Kräften natürlich auch die Schwerkraft und Widerstandskraft miteinbezogen. Dies ist in Abb. 3 dargestellt.

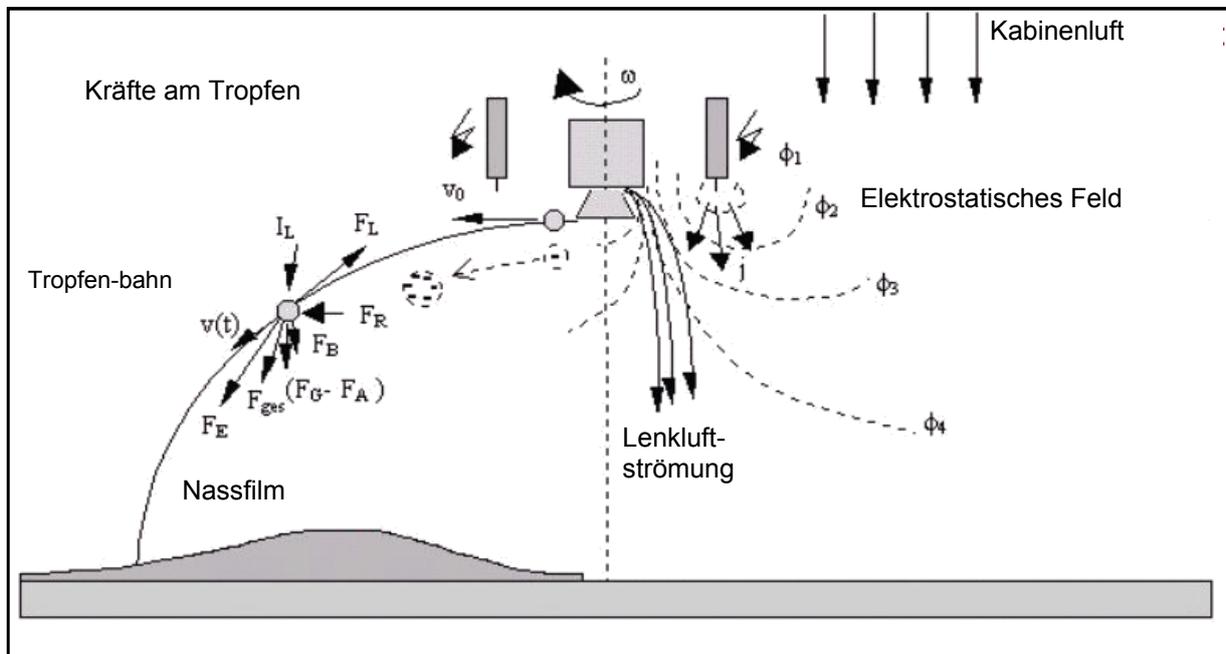


Abb. 3: Schematische Darstellung der Tropfenbewegung bei der elektrostatisch unterstützten Beschichtung

Um tropfenseitige Eingangsbedingungen zu erhalten, werden die Tropfen an insgesamt 100 Positionen in 1 mm Abstand rund um die Rotationsglocke in das Strömungsfeld eingespritzt, wobei an allen Positionen identische Tropfengrößenverteilungen angenommen werden. In entsprechenden experimentellen Untersuchungen wurde festgestellt, dass an diesem Abstand die Tropfenbildung abgeschlossen ist. Die Messung selbst erfolgte mit Hilfe eines Fraunhofer-Spektrometers (SPRAYTEC). Die Anfangsgeschwindigkeit der Tropfen wird auf 80 % der Tangentialgeschwindigkeit des Glockentellerrandes festgelegt. Als Kompromiss zwischen der Rechengenauigkeit und der Rechenzeit bei der vorliegenden komplexen Geometrie werden für die DPM-Berechnungen 50,000 Tropfen verwendet.

3 Ergebnisse

Basierend auf dem oben beschriebenen Verfahren wurde die Beschichtung des elektrostatischen Beschichtungsprozesses simuliert, wobei anfangs eine Beschränkung auf einfache Geometrien und einzelne Zerstäuber erfolgte. Später wurden die Untersuchungen auf mehrere Zerstäuber und komplexen Geometrien bis hin zu Automobilkarossen erweitert. Im Weiteren werden die Ergebnisse in Verbindung mit den experimentellen Untersuchungen diskutiert.

3.1 Berechnungen mit einzelner Zerstäuber und einfachen Werkstückgeometrien

In diesem Abschnitt werden die Ergebnisse betrachtet, die mit einem einzelnen Zerstäuber wie in Abb. 1 dargestellt in Verbindung mit einer ebenen Platte erhalten wurden. Abb. 4 zeigt das berechnete Strömungsfeld bei einem Lenkluftvolumenstrom von 100 l/min, einer Glockendrehzahl von 45.000 1/min und einem Lackvolumenstrom von 150 ml/min. In einem Abstand von etwa 3 Glockentellerdurchmessern ist ein Wirbel zu erkennen, wobei sich im Zentrum dieses Wirbels ein Rückströmgebiet befindet. Hier werden insbesondere kleine Lacktropfen zurück zum Zerstäuber transportiert.

Abb. 5 verdeutlicht das sich ausbildende elektrische Feld im Querschnitt $z = 0$, d. h. im Zentrum des Sprühstrahles anhand der Linien gleichen Potentials. Die Dichte dieser Linien, die senkrecht auf den elektrischen Feldlinien stehen, ist ein Maß für die lokale Feldstärke. Die größten Feldstärken entstehen wie erwartet direkt an den Hochspannungselektroden und am Glockentellerrand. In diesem Bereich hat man gleichzeitig die größten Geschwindigkeitsgradienten in der Gasströmung. Höhere Feldstärken können auch in der Nähe der Werkstückoberfläche beobachtet werden, die durch den Raumladungseffekt verursacht werden [2]. Dadurch verbessert sich der Auftragswirkungsgrad.

Abb. 6 zeigt für verschiedene Tropfendurchmesser im Bereich zwischen 1 und 60 μm eine Reihe von charakteristischen Tropfenbahnen. Grundsätzlich kommt es aufgrund der größenabhängigen Trägheit bei identischen Anfangsbedingungen zur Separation, wobei kleinere Tropfen im inneren des Sprühkegels verbleiben und größere Tropfen stärker am Rand zu finden sind. Wie bereits angedeutet, können ein Teil der kleinen Tropfen der rückströmenden Luft im Kern des Ringwirbels folgen und bewegen sich zurück zum Zerstäuber. Dies wird im Übrigen durch eine vergleichende Lichtschnittaufnahme bestätigt. In der Praxis führt diese Rückströmung zu langen Verweilzeiten der Tropfen, die damit signifikant Abdunsten können, was unter Umständen der Beschichtungsqualität abträglich sein kann.

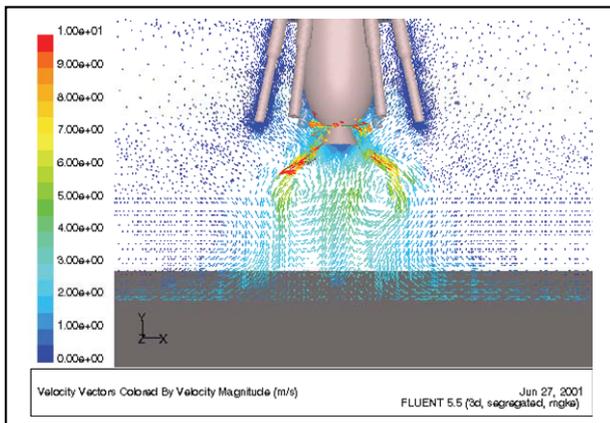


Abb. 4: Berechnetes Geschwindigkeitsfeld

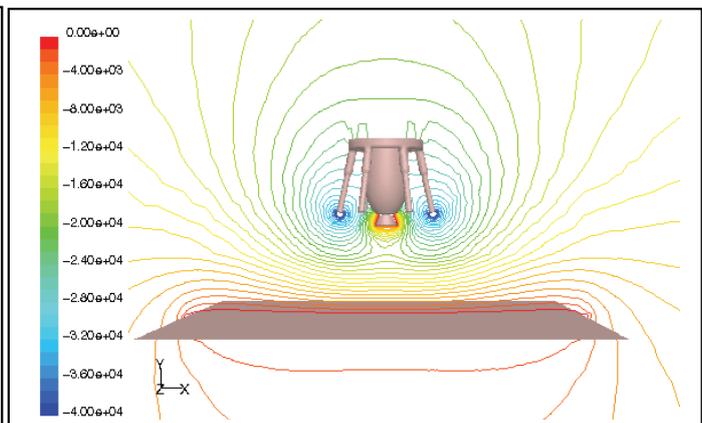


Abb. 5: Äquipotentiallinien des elektrischen Feldes

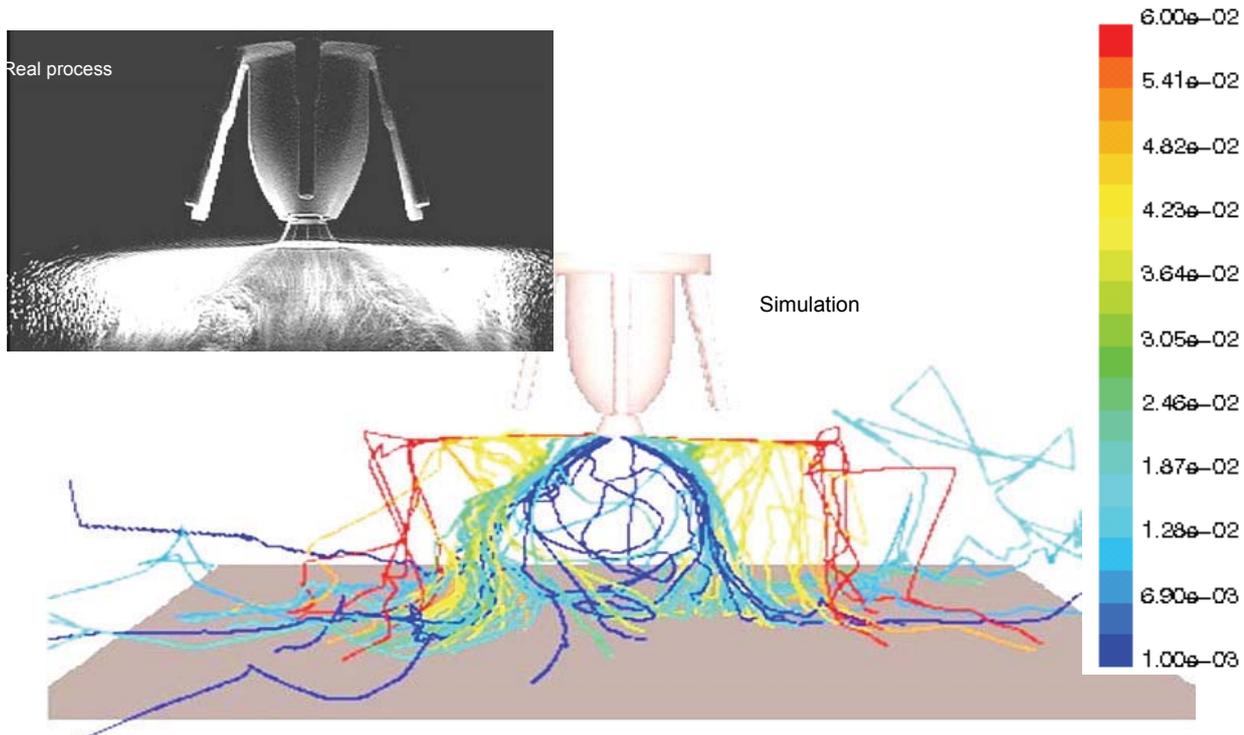


Abb. 6: Beispielhafte Tropfenbahnen (Skala von 1 - 60 μm)

Das Ziel der Arbeiten bleibt allerdings die Vorhersage der Schichtdickenverteilung. Abb. 7 zeigt daher als eines der wichtigsten Ergebnisse einen Vergleich zwischen berechneter und experimentell ermittelter statischer Schichtdickenverteilung. Die grundlegende Form der Schichtdickenverteilungen stimmt sehr gut überein. So sind in beiden Fällen 6 Schichtdickenmaxima zu erkennen, die mit der Lage der Hochspannungselektroden am Zerstäuber korrelieren. Allerdings gibt es im Detail doch einige Unterschiede, die zum Teil durch das Experiment verursacht werden.

In der Praxis hat das sogenannte dynamische Spritzbild bzw. die dynamische Schichtdickenverteilung wesentlich größere Bedeutung. Diese kommt zustande, wenn der Zerstäuber mit konstanter Bewegungsgeschwindigkeit über das Werkstück bewegt wird. Mathematisch entsteht das dynamische Spritzbild in der Simulation, die weiterhin mit unbewegtem Zerstäuber durchgeführt wird, durch Integration der Lackmasse entlang der Bewegungsrichtung (in Abb. 4 die z-Achse). Berechnetes und gemessenes dynamisches Spritzbild sind in Abb. 8 miteinander verglichen. Dabei kann eine sehr gute Übereinstimmung festgestellt werden. Etwas größere Abweichungen in den örtlichen Schichtdickenwerten sind lediglich im Bereich des Zentrums zu erkennen, allerdings bewegen sich diese noch innerhalb der Genauigkeit der Schichtdickenmessung, die typischerweise ca. $\pm 1 \mu\text{m}$ beträgt. Somit ist es möglich, simulierte Schichtdickenverteilungen z. B. als Ausgangspunkt für die Planung von Roboterbahnen einzusetzen. Dies ist insbesondere dann interessant, wenn das Werkstück noch nicht als Prototyp existiert und daher auch keine experimentellen Beschichtungen möglich sind.

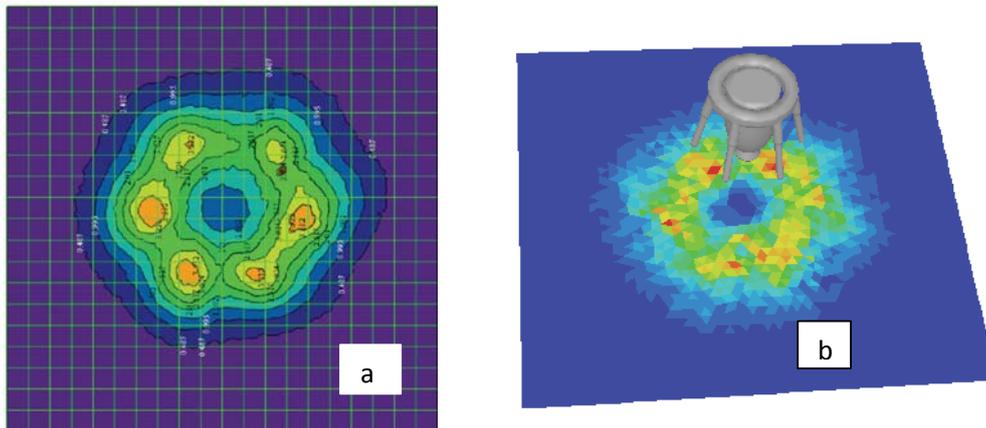


Abb. 7: Vergleich zwischen gemessener (a) und berechneter (b) statischer Schichtdickenverteilung (Farbe charakterisiert lokale Schichtdicke)

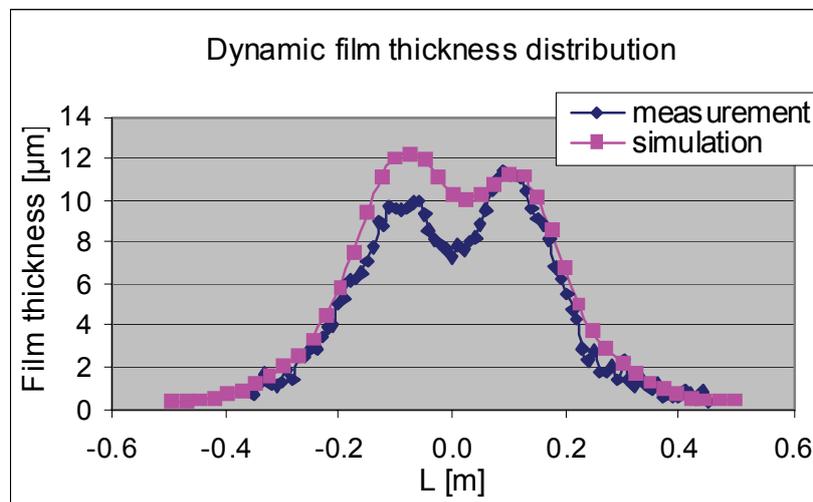


Abb.8: Vergleich zwischen gemessenem und berechnetem Schichtdicke

3.2 Berechnungen mit Mehrfachanordnungen von Zerstäubern

In größeren Lackieranlagen werden häufig Anordnungen verwendet, in den zwei oder mehr Zerstäuber mit festem Abstand in sogenannten Dach- oder Seitenmaschinen zum Einsatz kommen. In diesem Fall bewegt sich das Werkstück, z. B. die Karosserie, mit fester Geschwindigkeit unter der Maschine hindurch (Abb. 9). Auch hier ist eine Modellierung wichtig, allerdings liegt der Schwerpunkt der Fragestellung eher auf der Optimierung des Gesamtprozesses im Zusammenspiel der beiden Zerstäuber, da die einzelnen Zerstäuber nicht unabhängig bewegt werden können. Natürlich wäre es möglich, eine echte dynamische Simulation unter Berücksichtigung der Werkstückbewegung durchzuführen. Dabei können dynamische Vernetzungsalgorithmen zum Einsatz [10, 11] kommen, die in FLUENT bereits verfügbar sind. Hauptproblem dabei sind allerdings die aus diesem Ansatz resultierenden immens langen Rechenzeiten, die ein Einsatz zur Lösung industrieller Probleme nicht praktikabel erscheinen lässt. Daher wird im Weiteren ein alternatives Verfahren vorgestellt, welches direkt am IFF/IPA entwickelt wurde. Dabei werden wie oben dargestellt weiterhin statische Spritzbilder berechnet, im vorliegenden Fall z. B. für 2 Zerstäuber im Verbund. Aus der erhaltenen statischen Schichtdickenverteilung wird nachfolgend mit Hilfe des Programms DLS (Dynamische LackierSimulation) unter Berücksichtigung der tatsächlichen Bewegungsgeschwindigkeit die dynamische Schichtdickenverteilung berechnet, wobei auch Veränderungen der Werkstückgeometrie mit berücksichtigt werden können. Details zu den Berechnungen und Resultaten können aus [9] entnommen werden. Nachfolgend sind einige wichtige Ergebnisse dargestellt.

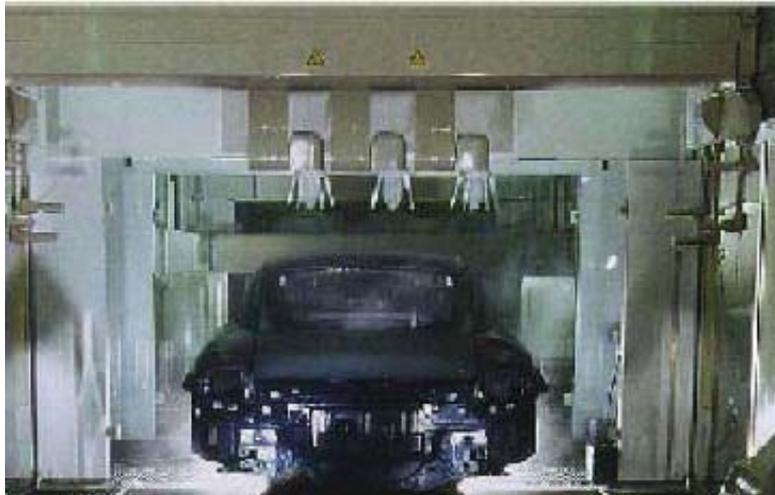


Abb. 9: Automobil Lackierprozess mit Hochrotationszerstäubern, montiert auf einer Dachmaschine

Abb. 10 zeigt das berechnete Strömungsfeld für einen Lenkluftvolumenstrom von 100 l/min, eine Glockendrehzahl von 45 000 1/min und ein Farbvolumenstrom von 160 ml/min. Bei dieser relativ niedrigen Lenkluftmenge entsteht am einzelnen Zerstäuber, wie in Abb. 11 dargestellt, ein sehr breites Sprühbild. Dadurch kommt es zu erheblichen Wechselwirkungen zwischen den Sprühstrahlen. Im Überlappungsbereich entsteht eine erhebliche Asymmetrie in den Schichtdickenverteilungen. Es zeigt sich, dass bezüglich der Wechselwirkung zwischen den Zerstäubern die Lenkluft den größten Einfluss hat, da sie in erster Linie die Ausdehnung des einzelnen Sprühstrahles bestimmt. Je kleiner die Lenkluftmenge, desto breiter und weicher der Sprühstrahl. Beide Effekte führen zu verstärkten Interaktionen zwischen den Zerstäubern.

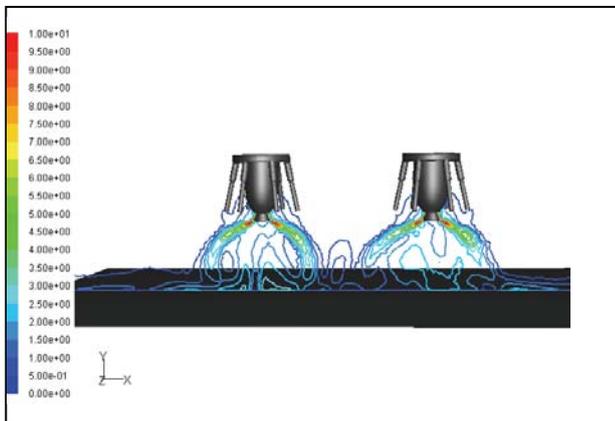


Abb. 10: Berechnetes Geschwindigkeitsfeld in der Ebene $z = 0$

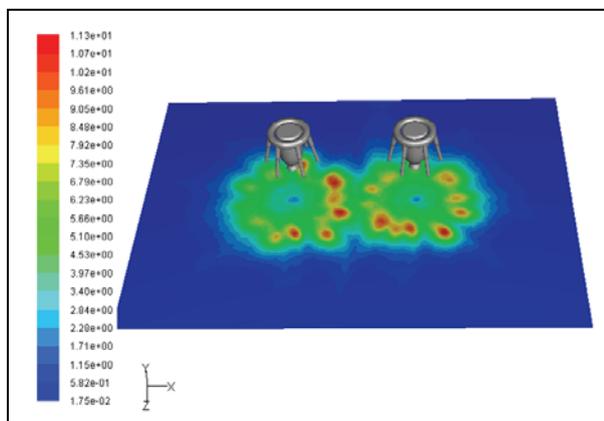


Abb. 11: Berechnete Schichtdickenwachstumsrate ($\mu\text{m/s}$).

Wie bereits diskutiert, kann aus der statischen Schichtdickenverteilung die wesentlich praxisgerechtere dynamische Schichtdickenverteilung bei bewegtem Zerstäuber (oder bewegtem Objekt) abgeleitet werden. Die resultierende dynamische Schichtdickenverteilung für die gezeigte Anordnung von zwei Zerstäubern ist in Abb. 12 dargestellt. Wiederum kann eine sehr gute Übereinstimmung zwischen Berechnung und Experiment konstatiert werden. Abweichungen und Ungenauigkeiten im statischen Spritzbild, z. B. aufgrund einer begrenzten Gitterauflösung, werden durch die Integration offensichtlich verwischt.

Mit Hilfe des Programms DLS können, basierend auf der Simulation einer Reihe von charakteristischen statischen Schichtdickenverteilungen, letztendlich komplexe dreidimensionale Werkstücke unter Anwendung beliebiger Beschichtungsbahnen virtuell beschichtet werden. Eine typische Dreiecksbahn, hier noch auf einem ebenen Blech, ist in Abb. 13 skizziert. Die aus dieser Bewegungsgeometrie resultierende Schichtdickenverteilung, unter Zugrundelegung des statischen Ergebnisses aus Abb. 11, ist ebenfalls in Abb. 13 dargestellt. Auch hier deutet

sich eine gute Übereinstimmung an, wobei man stets die nur befriedigende Reproduzierbarkeit des Experimentes und die Unsicherheiten in der Schichtdickenmessung berücksichtigen muss.

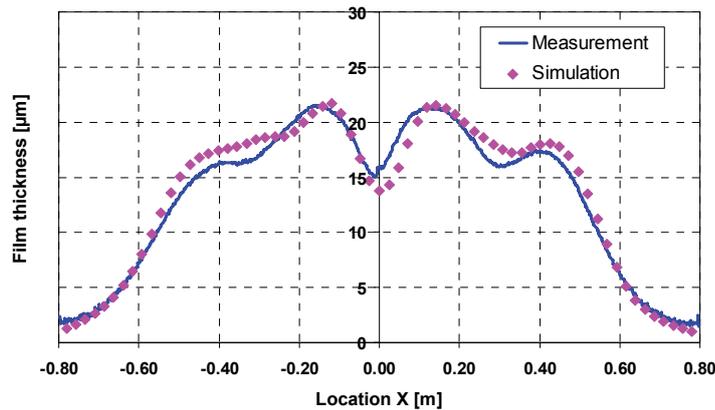


Abb. 12: Vergleich zwischen berechneter und gemessener dynamischer Schichtdickenverteilung (Bewegung senkrecht zur Verbindungslinie zwischen beiden Zerstäubern)

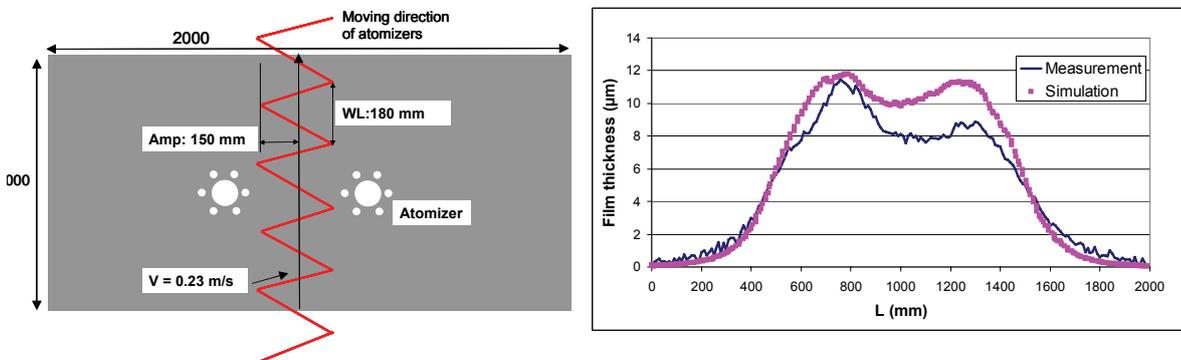


Abb. 13: Bewegungsbahn bei oszillierenden Zerstäubern und linear bewegtem Werkstück sowie berechnete Schichtdickenverteilung.

3.3 Anwendungen bei einer Automobilkarosse

Bis hierher wurden lediglich Ergebnisse dargestellt, die mit einer ebenen Platte als Werkstück gewonnen wurden. Wie bereits erwähnt, ist das Programm DLS durchaus nicht auf einfache Geometrien beschränkt. Dies soll abschließend anhand einer Automobilkarosse bzw. Karossteilen verdeutlicht werden. Abb. 14 zeigt den Versuchsaufbau zur Beschichtung einer einzelnen Beifahrertür. Lackiert wird vorerst nur entlang einer, im Bild gelb dargestellten Bahn.

Die berechnete statische Schichtdickenverteilung bei Positionierung eines Zerstäubers etwa in der Mitte der gelben Linie wird durch Abb. 15 verdeutlicht. Aus diesem Spritzbild wird wiederum die dynamische Schichtdickenverteilung abgeleitet, die in Abb. 16 dargestellt ist. Besondere Schwierigkeiten entstehen allerdings beim weiteren Vergleich mit experimentellen Untersuchungen. Abb. 17 zeigt diesen Vergleich entlang eines Mittelschnittes, ausgehend von der Fensterunterkante bei ca. -25 mm bis hinunter zur Türunterkante bei 550 mm. Auffällig sind hier die sehr deutlichen Schwankungen in den Schichtdicken selbst relative nahe beieinanderliegender Messpunkte. Hier ist anzumerken, dass sich die absoluten Schichtdicken an der Untergrünze des Messbaren bewegen. Zudem wird die verwendete magnetisch-induktive Schichtdickenmessung durch Rundungen in der Geometrie und Schwankungen in der Substratwandstärke, verursacht durch z. B. Blechfälze, ebenfalls stark beeinflusst. Vor diesem Hintergrund kann in diesem Fall die Übereinstimmung als exzellent betrachtet werden.

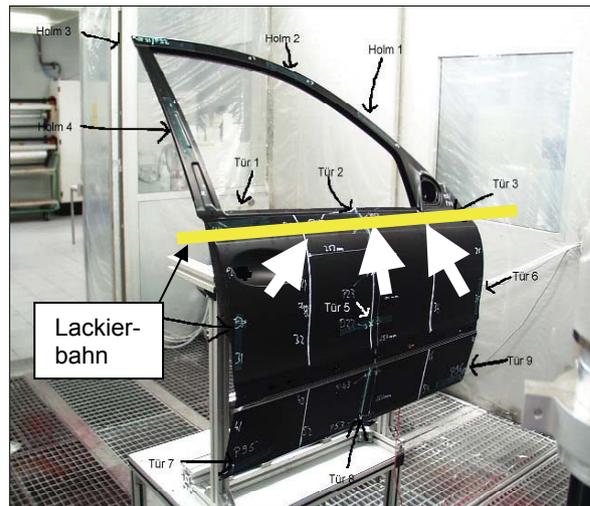


Abb. 14: Versuchsaufbau zur Beschichtung einer Karosserietür

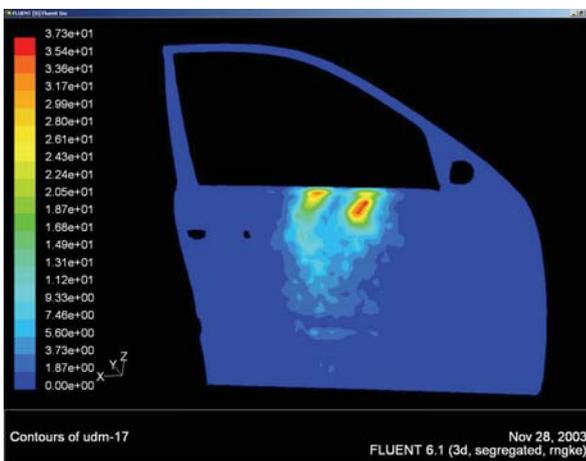


Abb. 15: Statische Schichtdickenverteilung bzw. Schichtwachstumsgradient ($\mu\text{m/s}$)

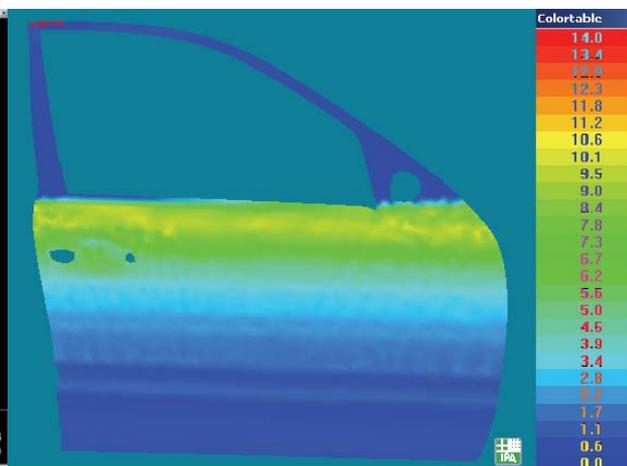


Fig. 16: Dynamische Schichtdickenverteilung (μm)

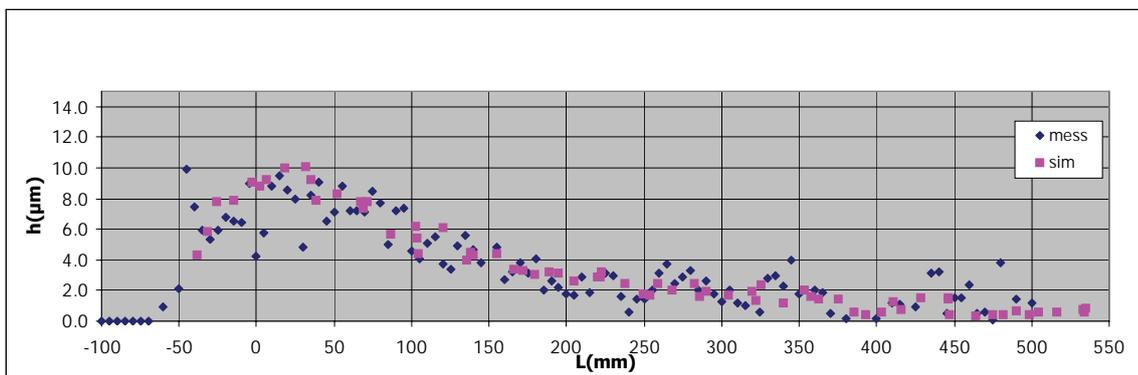


Abb. 17: Vergleich zwischen gemessenem und berechnetem Schichtdickenverlauf

Insgesamt müssen ca. 20 statische Spritzbilder berechnet werden, damit eine Simulation der Komplettbeschichtung der dargestellten Tür sinnvolle Resultate liefert. Mit der derzeitigen Rechengeschwindigkeit stellt dies die einzig praktikable Möglichkeit dar. Eine direkte dynamische Simulation, die mit Fluent grundsätzlich möglich ist, würde vermutlich viele Wochen dauern.

4 Zusammenfassung und Ausblick

Der vorliegende Beitrag fasst den Stand der Untersuchungen des IFF/IPA auf dem Gebiet der Beschichtungssimulation zusammen. Bewusst erfolgt dabei eine Beschränkung auf die Lackierung mittels Hochrotationszerstäuber mit elektrostatischer Unterstützung, da diese für die Modellierung und Simulation den komplexesten Fall darstellen. In ähnlicher Weise und Genauigkeit kann aber auch die Beschichtung mittels Pulverspühpistolen oder Luftzerstäubern vorhergesagt werden.

Wie dargelegt, ist derzeit lediglich die quasi-dynamische Berechnung praktikabel. Eine echte dynamische, damit auch immanent instationäre Simulation ist gitter- und rechentechnisch grundsätzlich möglich, würde aber Hochleistungsrechner erfordern, um akzeptable Rechenzeiten zu erhalten. Erste Tests haben zudem ergeben, dass bei den bislang betrachteten Geometrien der Genauigkeitsvorteil einer instationären Rechnung den Mehraufwand nicht rechtfertigen kann.

Die Simulation steht für eine Vielzahl von Aufgaben zur Verfügung. Neben der bereits erwähnten Lackierung von virtuellen Werkstücken, z.B. zu deren schnellerer Einführung in den Fertigungsprozess, kann auch die Entwicklung neuer Zerstäuber genannt werden.

5 Literatur

- [1] Q. Ye, T. Steigleder, A. Scheibe, J. Domnick: Numerical simulation of the electrostatic powder coating process with a corona spray gun, *Journal of Electrostatics*, 54 (2002), 189-205
- [2] Q. Ye, J. Domnick: On the simulation of space charge in electrostatic powder coating with a corona spray gun. *Powder Technology* 135-136 (2003) 250-260.
- [3] J. Domnick, A. Scheibe, Q. Ye: The Electrostatic spray painting process with high-speed rotary bell atomizers: Influences of operating conditions and target geometries, 9th Int. Conference on Liquid Atomization and Spray Systems, July 2003, Sorrento, Italy
- [4] J. Domnick, A. Scheibe, Q. Ye: The simulation of the electrostatic spray painting process with high-speed rotary bell atomizers. Part I: Direct charging, *Part. Part. Syst. Charact.* 22 (2005) 141-150
- [5] J. Domnick, A. Scheibe, Q. Ye: The simulation of the electrostatic spray painting process with high-speed rotary bell atomizers. Part II: External Charging. *Part. Part. Syst. Charact.* 23(2006) 408-416.
- [6] Q. Ye, J. Domnick, A. Scheibe: Numerical simulation of spray painting in the automotive industry. *Proceedings of the 1st European Automotive CFD Conference Bingen, Germany, June, 2003*
- [7] M. Schneider: Simulation of the automated seam sealing process: Fundamentals, state of the art and outlook. *Proceedings of the 2nd European Automotive CFD Conference Frankfurt, Germany, June, 2005*
- [8] A. Scheibe, M. Schneider, E. Westkämper: A New Approach for the Modelling and Simulation of 3D UV-Curing Processes. *Manufacturing Systems* 36 (2007), No. 1, p. 51-56.
- [9] Q. Ye, K. Pulli, T. Steinhilber, A. Scheibe: Numerical simulation of electrostatic spray-painting using multiple high-speed rotary bell atomizers. *Proceedings of the 3rd European Automotive CFD Conference Frankfurt, Germany, July, 2007*
- [10] Q. Ye and A. Scheibe: Unsteady numerical simulation of electrostatic spray-painting processes with moving atomizer. *Proceedings of 13th International coating science and technology symposium, Sep. 11-13, 2006, Denver, USA, pp. 212-215.*
- [11] M. Poppner: Modellierung und Simulation der Lackierung von PKW-Karosserien mit bewegten, elektrostatisch unterstützten Hochrotationszerstäubern, 2007. Dissertation Technische Universität Darmstadt

Die Autoren

Engelbert Westkämper, Qiaoyan Ye
Universität Stuttgart, Institut für Industrielle Fertigung und Fabrikbetrieb,

Andreas Scheibe, J. Domnick
Hochschule Esslingen

Bitte per Post oder Fax senden:

Tel.: +49 (0) 80 51 - 96 59 3 49

Fax: +49 (0) 80 51 - 96 74 3 37

e-mail: info@nafems.de

Adresse für Fensterkuvert



NAFEMS GmbH
Osterham 23

D-83233 Bernau am Chiemsee
Germany

Rückantwort: NAFEMS Magazin, Ausgabe (3/2008)

Bitte senden Sie mir nähere Informationen zu folgenden Themen:

- | | |
|---|--|
| <input type="checkbox"/> NAFEMS Mitgliedschaft | <input type="checkbox"/> NAFEMS World Congress 2009 |
| <input type="checkbox"/> NAFEMS Magazin „Benchmark“ | <input type="checkbox"/> Registered Analyst Zertifizierung |
| <input type="checkbox"/> NAFEMS Seminare | <input type="checkbox"/> EU-Projekte |
| <input type="checkbox"/> NAFEMS Trainingskurse | <input type="checkbox"/> 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