



ISMB



Impulse für Ihren Fortschritt



*Ingenieurbüro für
Strukturtechnik
Messung und Berechnung*



ISMB Elbs GmbH

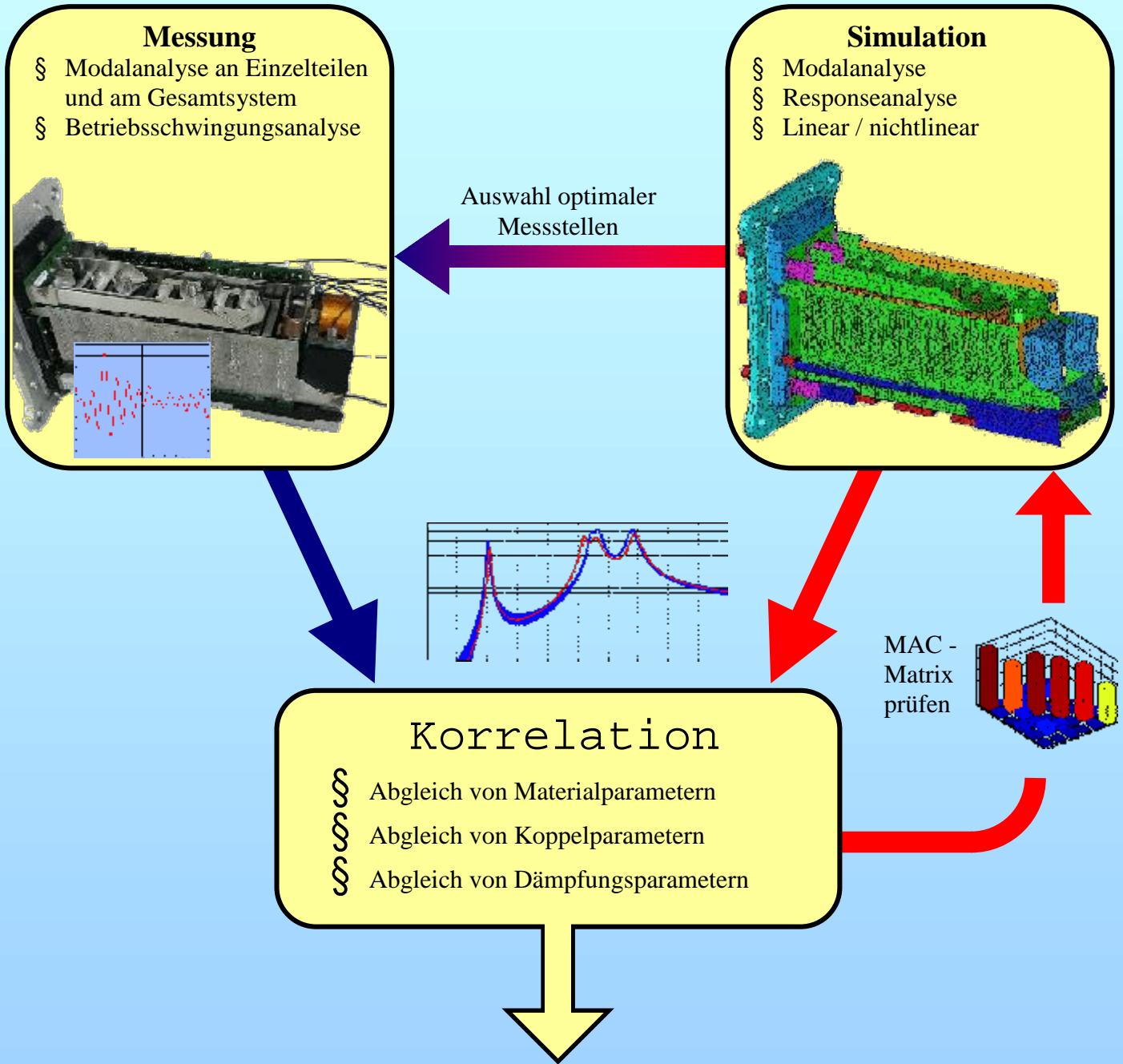
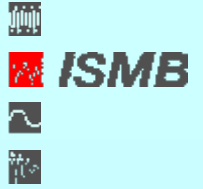
Strukturanalyse, Akustik und
Thermische Analysen

Proschwitzer Straße 2
D-87600 Kaufbeuren

Tel. +49 (8341) 966 127 - 0
Fax +49 (8341) 966 127 - 39
Email: info@ismb.de

Korrelation

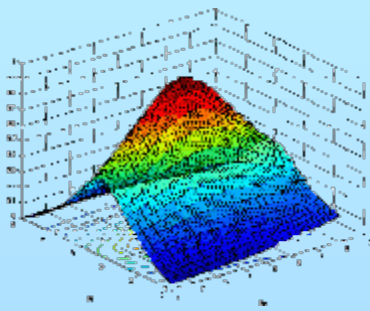
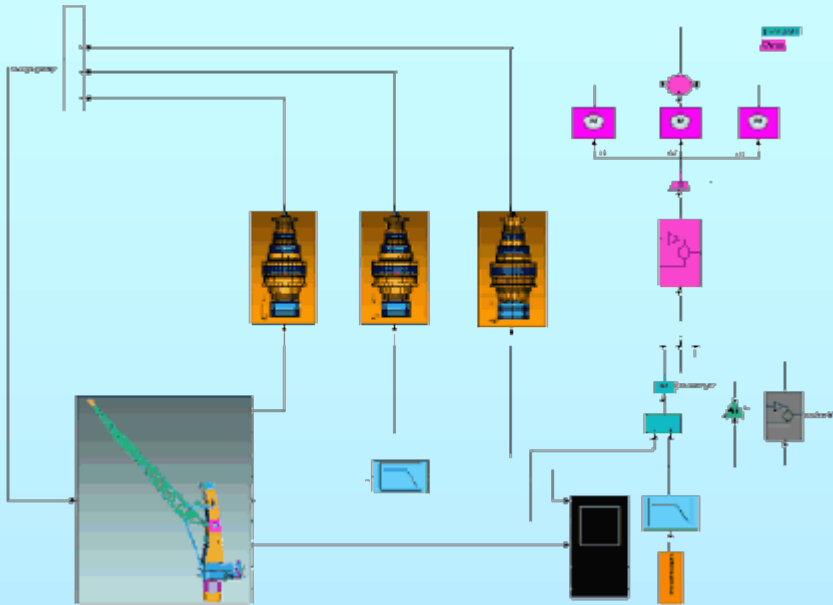
Messung ↔ Simulation



Korreliertes Modell als Basis für

- | | |
|------------------------------|--------------------------------------|
| § Betriebsschwingungsanalyse | § Lebensdauer |
| § Strukturbeanspruchung | § Optimierung |
| § Schadensanalyse | § Akustik und Vibroakustik |
| § Nichtlineare Analysen | § Regelungstechnische Untersuchungen |

MATLAB®/Simulink®



- § Optimierungspotenziale anhand von Parameterstudien aufdecken
- § Regelungstechnische Untersuchungen sowie Optimierung der Reglerparameter
- § Dynamische Stabilitätsuntersuchungen
- § Betriebsschwingformen auch bei nichtlinearer Anregung
- § Nichtlineare Bauteilkopplungen z. B. Kontakt oder Anschlagvorgänge
- § Konzeptstudien
- § Auslegung und Optimierung passiver und aktiver Dämpfungssysteme
- § Erstellung kundenspezifischer Programme

I-DEAS™ NX-Series

- § Modellaufbau
- § Ermitteln der Modaldaten des Gesamtsystems

Export der Modaldaten des Gesamtsystems:
Reelle Eigenformen,
Eigenfrequenzen

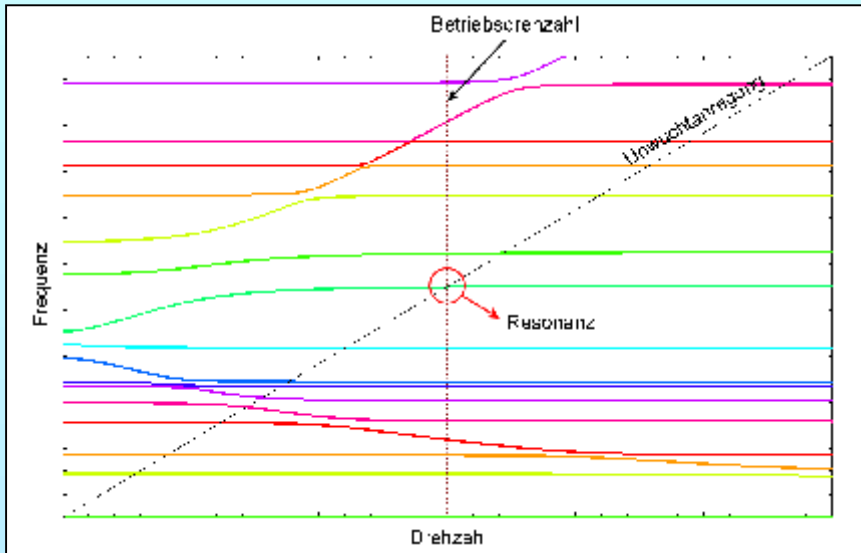
MATLAB®/Simulink®

- § Regelungstechnik
- § Nichtlineare Kennlinien
- § Nichtlineare Bauteilkopplungen
- § Zeitvariantes Systemverhalten
- § Stabilitätsuntersuchungen
- § Parameterstudien / Optimierung

I-DEAS™ NX-Series

- § Animation der Bewegungsvorgänge
- § Animation der Betriebsschwingformen
- § Animation der Strukturbeanspruchung

Rotordynamik



I-DEAS™ NX-Series

- § Modellaufbau
- § Ermitteln der Modaldaten des Gesamtsystems

Export der Modaldaten des Gesamtsystems:
Reelle Eigenformen,
Eigenfrequenzen

rody

Berücksichtigung drehzahlabhängiger und/oder unsymmetrischer Eigenschaften wie z. B.:

- § Gyroskopik
- § Dämpfungen, Steifigkeiten
- § Lagereigenschaften

Dabei können zudem mehrere Rotoren mit unterschiedlicher Drehzahl und Drehrichtung und das stehende Gehäuse berücksichtigt werden.

I-DEAS™ NX-Series

- § Analyse der Responsefunktionen
- § Animationen komplexer Eigenformen
- § Animation der Betriebsschwingformen

- § Verlauf drehzahlabhängiger Eigenschaften wie Eigenfrequenzen und Dämpfungen
- § Resonanz an beliebigen Punkten bzgl. definierbarer Anregungen (z. B. Unwucht)
- § Komplexe Eigenformen des Gesamtsystems
- § Betriebsschwingform des Gesamtsystems bei beliebiger Drehzahl
- § Betriebsbeanspruchungen und Lebensdauer
- § Export der ermittelten Funktionen im Universalformat
- § Export in unterschiedliche Grafikformate
- § Optimierung der Rotordynamik

Analyseverfahren für Messdaten

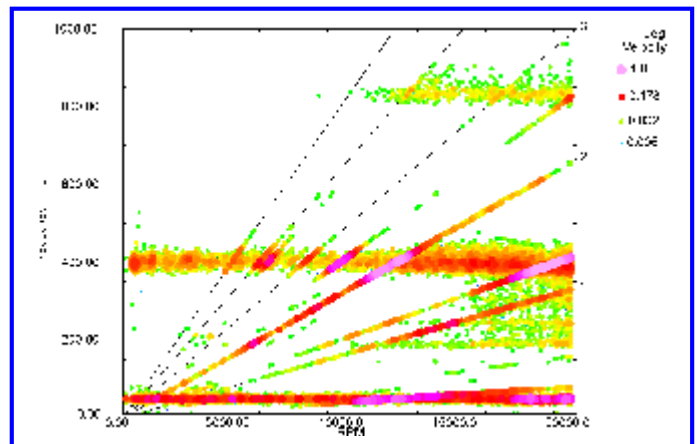
Zur detaillierten Analyse von Messdaten setzen wir eine Vielzahl der Aufgabenstellung angepassten Analyseverfahren ein.

Mögliche Messgrößen sind dabei Strukturbeschleunigungen, Relativverschiebungen, Schalldrücke, Schalleistung, Antriebsleistungen, Drehzahlen oder Temperaturen.

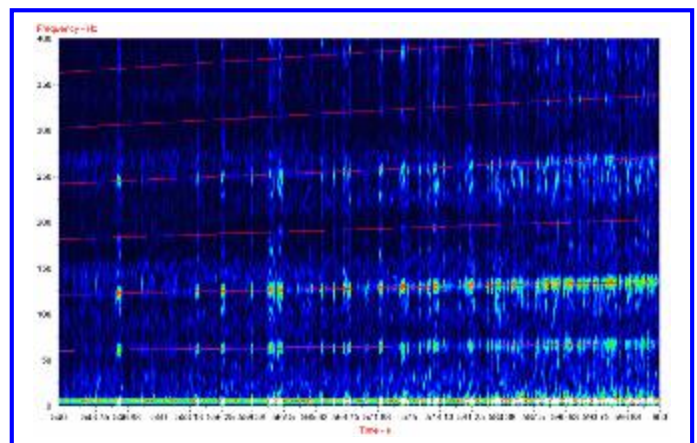
Zeitreihendaten dieser Beobachtungsgrößen werden aufgezeichnet und mit einer oder mehreren der folgenden Methoden analysiert:

- Spektralanalyse: Autospektren, Übertragungsfunktionen mit Phasenbezug, Kohärenzfunktionen
- Wasserfall- oder Sonogrammdarstellung der zeitlichen oder drehzahlabhängigen Entwicklung von Spektren
- Ordnungsanalyse, Campbell-Darstellung, Ordnungsschnitte, Vold-Kalman-Filterung, Resampling
- Wavelet-Analyse
- Drehzahlerfassung aus Analog- oder TTL-Signal; alternativ kann der Drehzahlverlauf aus geeigneten Schwingungssignalen abgeleitet werden
- Hüllkurvenanalyse, Hilbert-Transformation
- Cepstrumanalyse
- Darstellung von Betriebsschwingformen auf Drahtgittermodellen (ODS)
- Expansion von gemessenen Schwingungsformen auf FE-Modelle
- Filterung der Messdaten mit Tief-, Hoch-, Bandpass
- Analyse von Schwingungsortbits

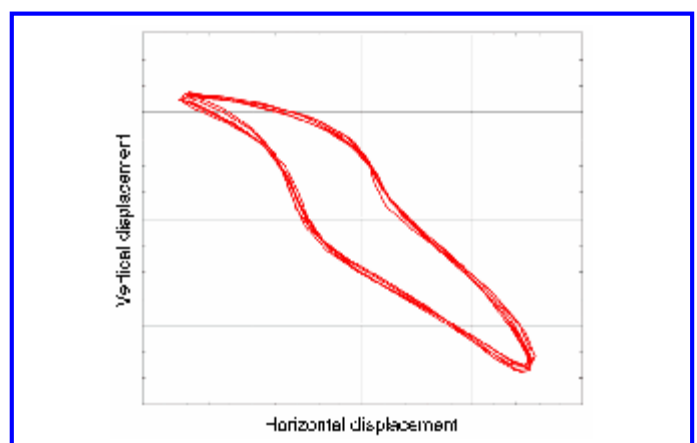
Die Abbildung oben zeigt beispielhaft das Campbelldiagramm eines Anlagenhochlaufes. In der Mitte ist ein Sonogramm aus Hüllkurvenspektren gezeigt und unten der Schwingungsort eines rotierenden Systems.



Beispiel: Campbelldiagramm eines Anlagenhochlaufes



Beispiel: Hüllkurvenspektren eines stark instationären Zeitsignals in Sonogramm-Darstellung



Beispiel: Schwingungsort eines rotierenden Systems

Körperschallverhalten der Antriebseinheit eines Elektrofahrzeugs

Zum Verständnis des Körperschallverhaltens der Antriebseinheit eines Elektrofahrzeugs wurde das im oberen Bild dargestellte FE-Modell des Getriebemotors erstellt. Dieses Modell beinhaltet neben dem dreiteiligen Gehäuse auch den eingepressten Stator, den Rotor, das integrierte Stirnradgetriebe und das Differential.

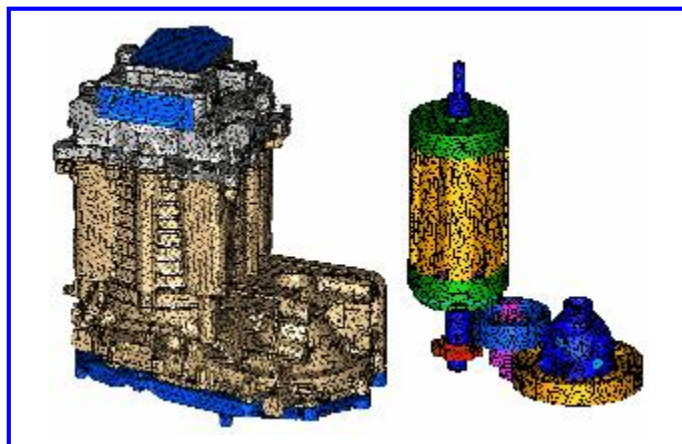
Die unbekanntenen Material- und Koppelparameter im Rotor, im Stator, zwischen Stator und Gehäuse sowie zwischen den Gehäusekomponenten wurden über den schrittweisen Abgleich des Modells mit den Ergebnissen von experimentellen Modalanalysen ermittelt. Dabei wurden zunächst Einzelkomponenten sowie Unterbaugruppen und schließlich auch der Gesamtantrieb untersucht, um sukzessive ein korreliertes FE-Modell hierfür zu erhalten. Als besonders sensibel erwies sich die Kopplung zwischen Stator und Gehäuse.

Das mittlere Bild zeigt beispielhaft den Vergleich einer Übertragungsfunktion aus Messung und Simulation.

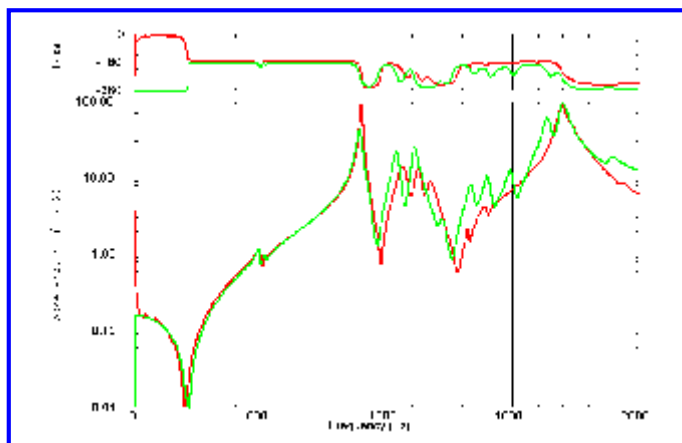
Das so validierte Antriebsmodell wurde anschließend für Sensitivitätsanalysen bezüglich verschiedener Anregungsmechanismen genutzt. Neben Unwuchtkräften wurden auch verschiedene elektromagnetische Kraftfelder sowie Parameterschwankungen in den Verzahnungen betrachtet.

Das untere Bild zeigt exemplarisch die spektrale Sensitivität der Oberflächenschnellen des Gehäuses bei Anregung für ein ausgewähltes alternierendes elektromagnetisches Kraftfeld. Die verschiedenen Kurven zeigen jeweils die mittlere Schallschnelle für die verschiedenen Gehäusekomponenten sowie für das Gesamtgehäuse. Bei ca. 800 [Hz] tritt für die gewählte Anregungsart ein ausgeprägtes Körperschallmaximum auf.

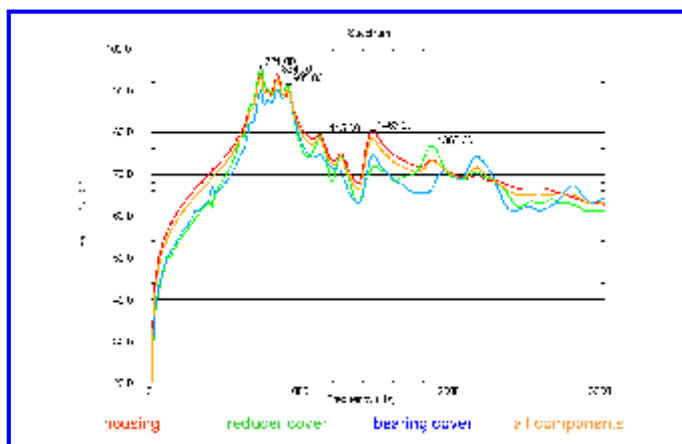
Aus den Ergebnissen werden Optimierungsmaßnahmen abgeleitet, die zur Minimierung des Körperschalls und zur Reduktion der Luftschallemission des Elektromotors führen.



FE-Modell des Kfz-Getriebemotors



Vergleich von Übertragungsfunktion aus
Messung und Simulation



Oberflächenschnelle bei elektromagnetischer Anregung

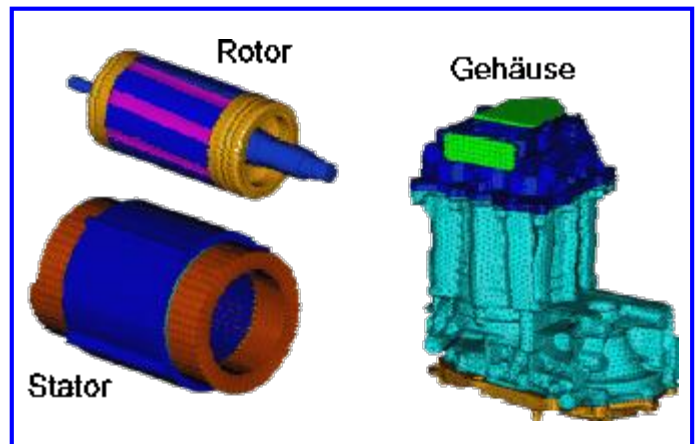
Thermisches Verhalten eines Elektromotors

Zum detaillierten Verständnis des thermischen Verhaltens des Antriebsmotors eines Elektrofahrzeugs wurde ein thermisches Modell des Motors erstellt. Die Modelle der Einzelkomponenten sind in der oberen Abbildung dargestellt.

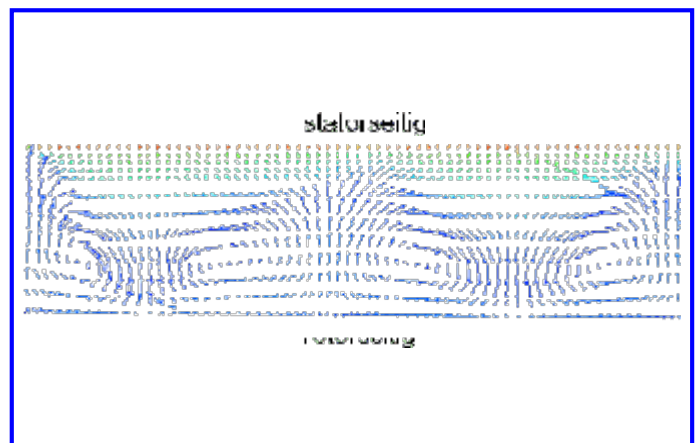
Zur eindeutigen Bestimmung der wesentlichen thermischen Koppelparameter erfolgte bereits auf der Basis der Subsysteme Rotor sowie Stator mit Gehäuse jeweils ein Abgleich zwischen transienten Temperaturmessungen und entsprechenden Simulationsergebnissen. Als wesentliche Koppelparameter stellen sich die Kopplungen zwischen den Wicklungen und den Blechpaketen sowie der Presssitz zwischen dem Statorblechpaket und dem Gehäuse heraus.

Zur Bestimmung der thermischen Kopplung zwischen Rotor und Stator erfolgten Strömungssimulationen bei unterschiedlichen Drehzahlen. Wie in der mittleren Abbildung gezeigt, bilden sich bereits bei moderaten Drehzahlen Wirbel aus, die die thermische Kopplung zwischen Rotor und Stator gegenüber einer ungestörten Scherströmung bei der Maximaldrehzahl um etwa den Faktor 5 erhöhen. Diese Strömungsinstabilität wird in der Literatur als Taylor-Wirbel bezeichnet.

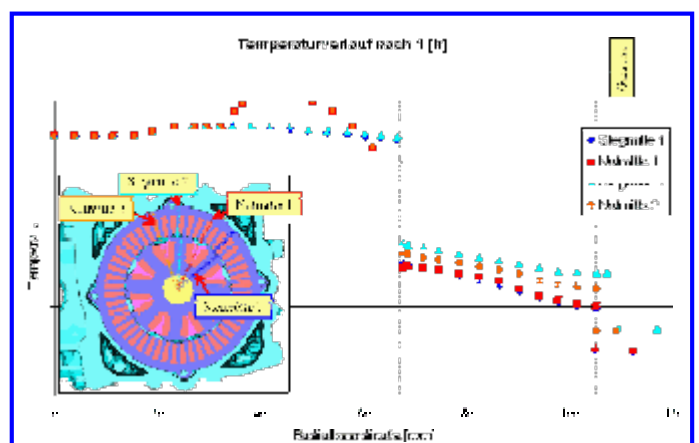
Schließlich wurden die Subsysteme zum Gesamtsystem zusammengebaut und es erfolgten wiederum transiente thermische Simulationen. Die simulierten Temperaturverläufe wurden durch Messungen bestätigt. Das untere Bild zeigt den Temperaturverlauf entlang der Radialkoordinate des Motors nach 1 [h] Motorbetrieb. Trotz der durch die Wirbelausbildung verbesserten Kopplung zwischen Rotor und Stator stellt diese weiterhin den größten thermischen Widerstand dar. Dies äußert sich in einer großen Temperaturdifferenz von etwa 50 [K] zwischen Rotor und Stator. Des Weiteren tragen die Kopplung zwischen Rotor und Rotorwicklung, die radiale Wärmeleitung durch den Stator sowie die Presskopplung zwischen Stator und Gehäuse wesentlich zur Maximaltemperatur der Rotorwicklung bei.



Thermische Modelle von Rotor, Stator und Gehäuse



Strömungsverlauf im Luftspalt zwischen Rotor und Stator in mitrotierenden Koordinaten



Temperaturverlauf durch Rotor und Stator nach 1 Stunde Motorbetrieb

Außenstandgeräusch eines Fahrzeugs

Bei der Fahrzeugentwicklung rückt die Akustikauslegung immer mehr in den Vordergrund. Neben der Innenraumakustik ist dabei auch das Fahrzeugaußengeräusch von großem Interesse.

Zur Beurteilung des Außengeräusches im Stillstand (Außenstandgeräusch) des Fahrzeugs werden bislang aufwändige Prüfstandsmessungen an Fahrzeugprototypen durchgeführt. Zur Akustikbewertung wird der Schalldruck an definierten Mikrofonpositionen im Außenraum aufgezeichnet.

In einem Pilotprojekt sollte demonstriert werden, dass das Außenstandgeräusch bei ausreichender Kenntnis der relevanten Schallquellen über eine Akustiksimulation vorausberechnet werden kann.

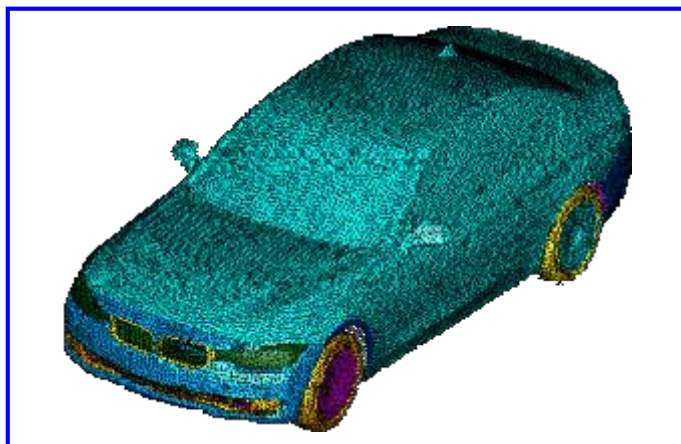
Zur Anwendung kam dabei die klassische BEM-Methode. Diese Methode ist zwar vergleichsweise speicher- und rechenzeitintensiv, liefert jedoch verlässliche Ergebnisse. Andere Methoden, wie die Fast-Multipol-Methode, wurden ebenfalls betrachtet, mussten aber wegen der dünnwandigen Strukturen vor allem im Motorraum als zu fehlerbehaftet verworfen werden.

Im oberen Bild ist das verwendete BEM-Netz dargestellt. Die Elementgröße ist derart gewählt, dass der Frequenzbereich bis 2 [kHz] abgebildet und bewertet werden kann.

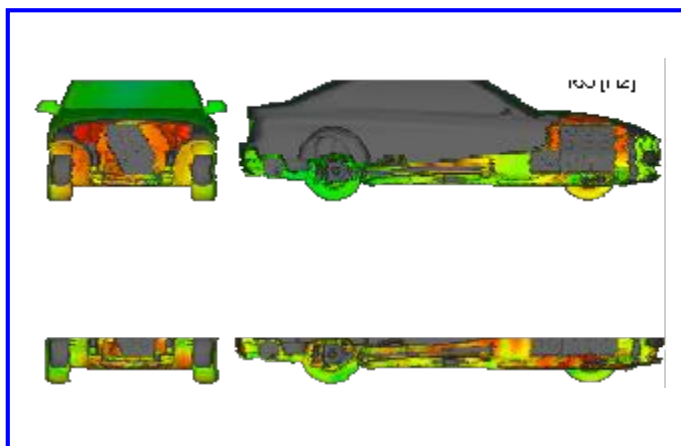
Die mittlere Abbildung zeigt exemplarisch die Schalldruckverteilungen auf der Außenfläche bei 165 [Hz] und bei 840 [Hz]. Zur Darstellung wurden dabei zwei unterschiedliche Schnittebenen durch das Fahrzeug gewählt. Bei 840 [Hz] erkennt man bereits eine recht komplexe Schalldruckverteilung im Motorraum und im Kardanwellenschacht.

Die untere Abbildung zeigt die Schalldruckverteilung im Außenraum bei 840 [Hz] in der horizontalen Mikrofonebene oberhalb des Fahrzeugs. Deutlich sind hier Abschattungseffekte durch das Fahrzeug zu erkennen.

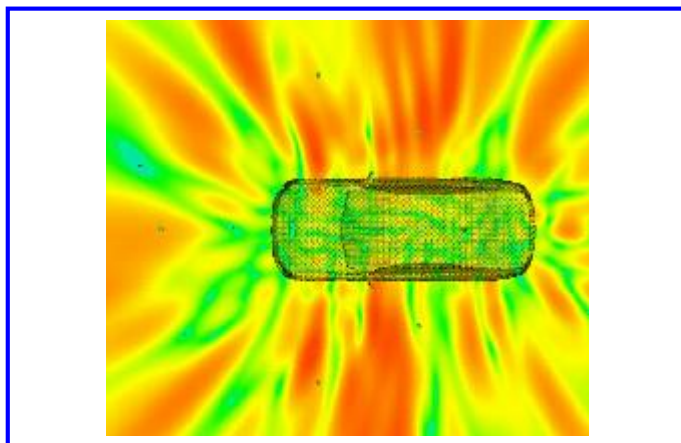
Es konnte gezeigt werden, dass ein Fahrzeugdesign bereits akustisch bewertet werden kann, bevor ein erster Prototyp vorliegt.



BEM-Netz der Fahrzeugaußenkontur



Schalldruckverteilung auf der Fahrzeugoberfläche bei 165 [Hz] (oben) und bei 840 [Hz] (unten)



Schalldruckverteilung bei 840 [Hz] im Außenraum in horizontaler Mikrofonebene

Tilgerauslegung für ein Bearbeitungszentrum

Bei einem Bearbeitungszentrum traten abhängig von der Werkzeugposition hohe Schwingamplituden an der Werkzeugspindel auf. Diese Schwingungen sind resonanzbedingt und werden durch die Restunwucht der Spindel und den Eingriff des Werkzeugs angeregt.

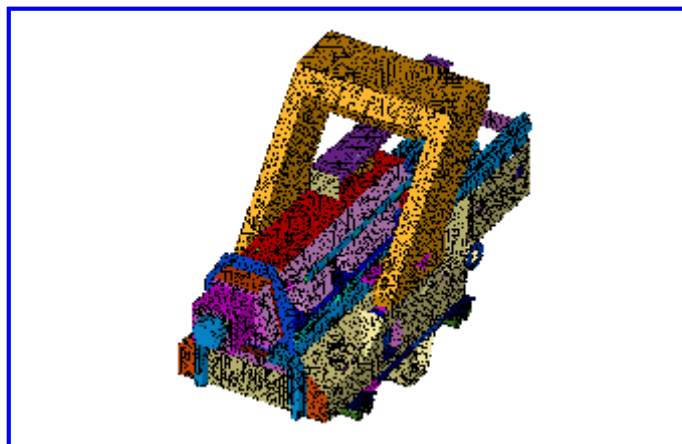
Nach Aufbau eines mit Schwingungsmessungen korrelierten FE-Modells (obere Abbildung) konnten die Schwingamplituden der Werkzeugspindel in der Betriebsdrehzahl durch gezielte lokale Versteifungsmaßnahmen bereits signifikant verringert werden.

Zur weiteren Reduktion der Werkzeugspindelschwingungen in den beiden Hauptresonanzen wurden zwei unabhängige passive Tilger für den Kreuz- und den z-Schlitten entwickelt. Um eine effiziente Anwendung von Optimierungsalgorithmen zu ermöglichen, wurden die Modaldaten der Bearbeitungsmaschine nach MATLAB/Simulink exportiert.

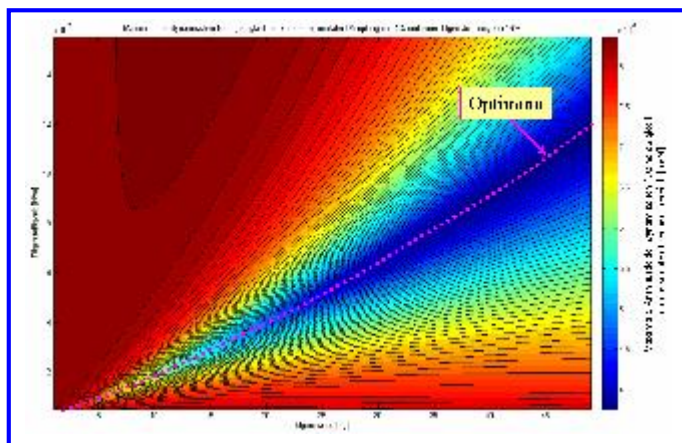
Zunächst wurden die im Rahmen der konstruktiven Machbarkeit optimalen Tilgerpositionen ermittelt. Anschließend wurden die beiden Optima für die Tilgermasse, -steifigkeit und -dämpfung mittels einer Parametervariation ermittelt.

Die mittlere Abbildung zeigt beispielhaft den Verlauf der maximalen dynamischen Nachgiebigkeit an der Spindelspitze bei Variation der Tilgermasse und der Tilgersteifigkeit. Mit zunehmender Tilgermasse steigt die optimale Tilgersteifigkeit überproportional an.

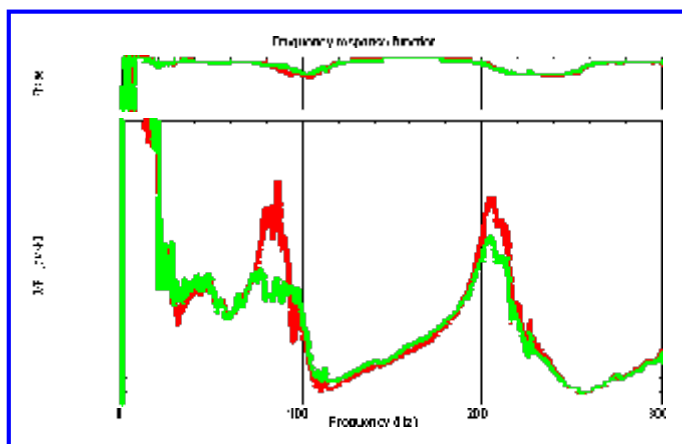
Trotz der bereits recht hohen Dämpfungen in den relevanten Resonanzstellen ist noch eine Amplitudenreduktion von etwa 45 % für die erste Resonanzstelle und etwa 25 % für die zweite Resonanzstelle zu erwarten. Dies wurde in Versuchen bestätigt, was die untere Abbildung deutlich zeigt.



FE – Modell des Bearbeitungszentrums



Auslegung für Tilger: maximale dynamische Nachgiebigkeit in Abhängigkeit von Tilgermasse und Tilgersteifigkeit



Gemessene Übertragungsfunktion an der Spindelspitze ohne Tilger und mit beiden Tilgern

Körperschallverhalten eines Stirnradgetriebes

Bei einem zwischen Elektromotor und Verdichter eingesetzten Stirnradgetriebe mit Doppelschrägverzahnung wurden bei Testläufen für die Rad- und Gehäuseschwingungen sehr schmalbandige Resonanzen beobachtet. Eine Ordnungsanalyse zeigte, dass diese vornehmlich bei der Zahneingriffsfrequenz und deren Vielfachen auftreten. An den Resonanzstellen wurden zusätzlich einseitige Seitenbänder beobachtet.

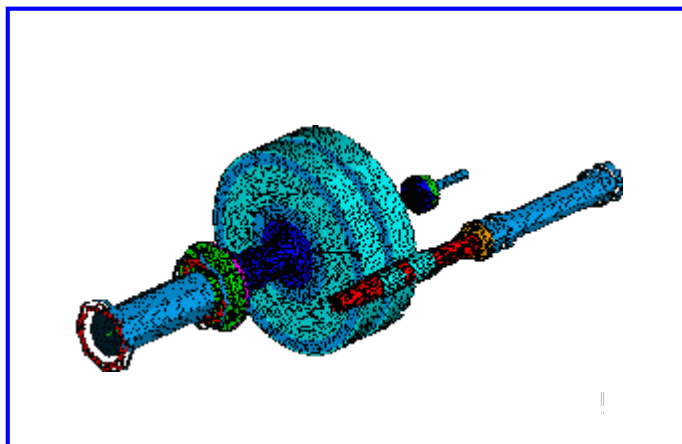
Um dieses Verhalten zu analysieren, wurde das in der oberen Abbildung dargestellte FE-Modell erstellt. Ein Vergleich von rechnerischer und experimenteller Modalanalyse zeigt eine relative Vorhersagegenauigkeit von besser als 1% für die etwa 120 auftretenden Eigenfrequenzen bis 6 [kHz].

Den im Betrieb beobachteten schmalbandigen Resonanzen konnten bezüglich ihrer Frequenzlage, ihrem Dämpfungsverhalten und ihren Betriebsschwingformen Moden der beiden Radscheiben zugeordnet werden. Die mittlere Abbildung zeigt exemplarisch eine relevante Radeigenform bei etwa 5,6 [kHz].

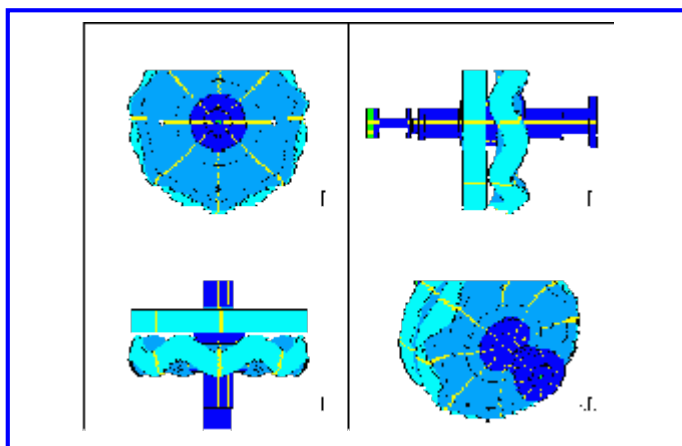
Wird bei der erzwungenen Schwingungssimulation die Raddrehung **nicht** berücksichtigt, ergeben sich jedoch charakteristische Abweichungen zu den Messergebnissen. Wie in der unteren Abbildung gezeigt, liefert die Simulation für das stehende Rad jeweils nur Einzelresonanzen (**grün**), während in der Messung Resonanzpaare (**blau**) auftreten.

Wird die Drehung des Rades dagegen berücksichtigt, ist die Übereinstimmung der Resonanzstellen wieder besser als 1%, was die **rote** Kurve in der unteren Abbildung zeigt. Wie in der Messung stellen sich auch in der Simulation für jede Radeigenfrequenz zwei Resonanzen ein.

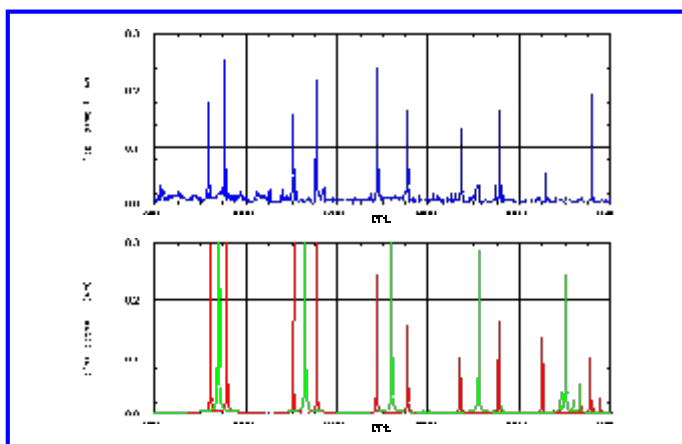
Die bei der Messung zusätzlich beobachteten einseitigen Seitenbänder resultieren ebenfalls aus der Raddrehung.



FE-Modell des Radsatzes
mit angeschlossenen Kupplungen



Radeigenform bei etwa 5,6 [kHz]



Ordnungsschnitt entlang 2-facher Zahneingriffsfrequenz
oben: **Messung**
unten: Simulation **ohne** / **mit** Einfluss der Raddrehung

Selbstsynchronisation von Unwuchtmotoren

Bei einem Tellerdruckfilter wird der Filterkuchen von Zeit zu Zeit über einen Rüttelantrieb abgeschüttelt. Der im oberen Bild dargestellte Antriebskopf ist so ausgelegt, dass es bei gegenphasiger Synchronisation der beiden Unwuchtmotoren zu einer überlagerten Dreh- und Axialbewegung des Tellerdruckfilters kommt.

Die Synchronisation der Unwuchtmotoren erfolgt dabei über Selbtsynchronisation. Es existiert keine aktive Phasenkopplung der Motoren. Im Versuch (mittleres Bild) wurde beobachtet, dass die Synchronisation der Unwuchtmotoren abhängig von der Motordrehzahl wechselt. Die für das kontrollierte Entfernen des Filterkuchens gewünschte gekoppelte Dreh- und Axialbewegung wechselt sich dabei mit einer unerwünschten Kippbewegung des Tellerdruckfilters ab.

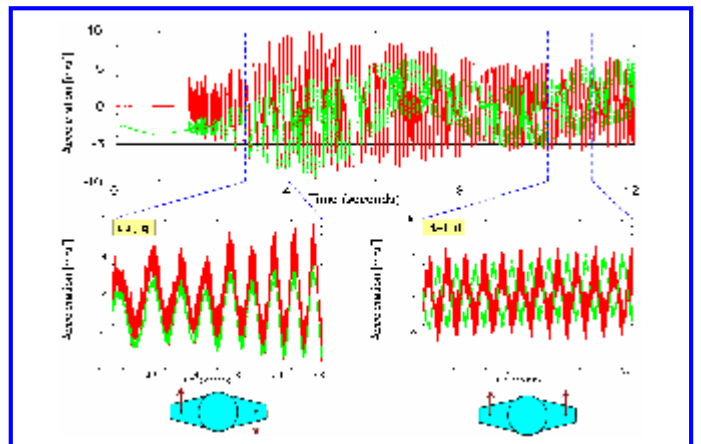
Zur Ermittlung der Ursache für dieses Verhalten wurde ein FE-Modell des Tellerdruckfilters erstellt (unteres Bild). Die zunächst noch unbekanntem Koppelparameter wurden mittels Korrelation mit einer experimentellen Modalanalyse abgeglichen.

Mit dem so validierten FE-Modell wurde mittels einer Stabilitätsanalyse der Frequenzgang der Selbtsynchronisation ermittelt. Hierbei wurden die Reaktionsmomente auf die Rotoren der Antriebsmotoren bei unterschiedlichen Relativphasen der Unwuchterreger ausgewertet, um den jeweils stabilen Synchronisationszustand zu ermitteln.

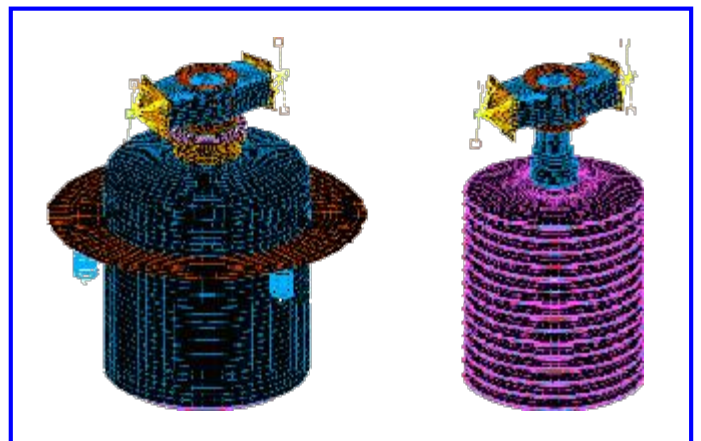
Der im Versuch beobachtete mehrmalige Wechsel der Synchronisation im Hochlauf der Unwuchtmotoren konnte dabei exakt reproduziert werden. Während die Selbtsynchronisation für Drehfrequenzen weit unterhalb der untersten Strukturresonanzen allein von den Massenparametern des Filters und der Anordnung der Unwuchtmotoren abhängt, beeinflussen im höheren Frequenzbereich die Modalparameter des Tellerdruckfilters die Selbtsynchronisation entscheidend und müssen deshalb bei der Auslegung der Antriebseinheiten berücksichtigt werden.



Antriebskopf des Tellerdruckfilters



Gemessene Betriebsschwingungen im Hochlauf
links: Synchronisation auf Dreh-/Axialbewegung bei 9,8 [Hz]
rechts: Synchronisation auf Kippbewegung bei 11,4 [Hz]



FE-Modell des Tellerdruckfilters
links: Außenansicht mit Außenmantel und Aufstellung
rechts: bewegte Komponenten

Betriebsfestigkeit eines Kältemittelverdichters

Kältemittelverdichter werden gewöhnlich ohne Schwingungsentkopplung direkt an einen PKW-Motor angebaut. Deshalb sind sie vergleichsweise hohen Fußpunktbeschleunigungen bis zu Anregungsfrequenzen von etwa 2 [kHz] ausgesetzt. Dies stellt insbesondere an die mechanische Auslegung der verbauten Wechselrichterelektronik und Stromschienen hohe Anforderungen.

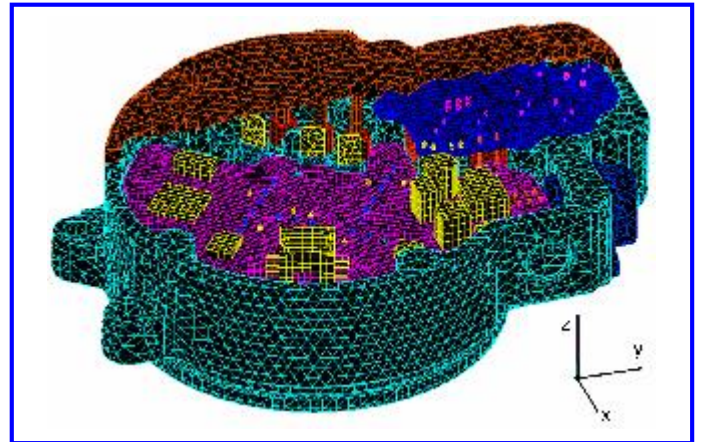
Zur Auslegung und Optimierung der Betriebsfestigkeit der elektronischen Komponenten wurde für das Prototypendesign das im oberen Bild dargestellte FE-Modell erstellt. Dieses beinhaltet neben dem Gehäuse und dem nur teilweise dargestellten Gehäusedeckel auch die Platinen, die wesentlichen elektronischen Bauteile und die Stromschienen.

Mittels Korrelation zwischen rechnerischer und experimenteller Modalanalyse auf der Basis von Einzelkomponenten, Subsystemen und Gesamtsystem wurden die Material- und Koppelparameter dieses FE-Modells abgeglichen. Die mittlere Abbildung zeigt beispielhaft einen Vergleich zwischen einer Übertragungsfunktion aus **Messung** und **Simulation**.

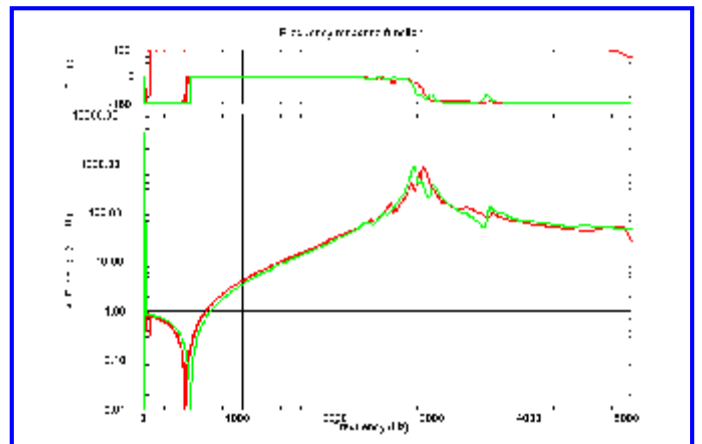
Das abgeglichene FE-Modell wurde anschließend genutzt, um die im qualifizierenden Vibrationstest auftretenden Strukturbeanspruchungen zu simulieren. Hierzu wurde das Wechselrichtergehäuse an seinen Befestigungspositionen mit den vorgegebenen Fußpunktbeschleunigungen beaufschlagt. Die auftretenden Spannungen in den Komponenten wurden simuliert und mit Festigkeitskennwerten verglichen.

Als ein Beispiel zeigt die untere Abbildung den so ermittelten Fehlerindex für einige Anschlusspins bei Rauschanregung in z-Richtung.

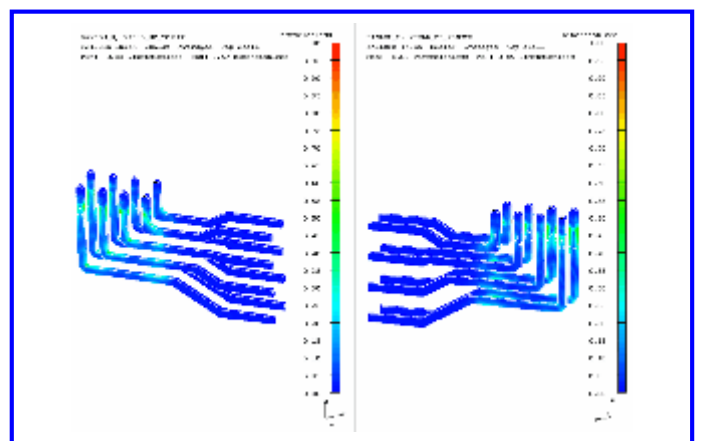
Durch diese Simulationen konnten Schwachstellen aufgezeigt und gezielte Optimierungsmaßnahmen eingeleitet werden, sodass die anspruchsvollen Vibrationstests für das Serienprodukt bestanden wurden.



FE-Modell der Wechselrichterelektronik eines Kältemittelverdichters (Gehäusedeckel teilweise ausgeblendet)



Beispiel: Vergleich zwischen einer Übertragungsfunktion aus **Messung** und **Simulation**



Beispiel: Fehlerindex für die Anschlusspins bei Rauschanregung in z-Richtung

Auslegung von Adaptern für den Vibrationstest von Kältemittelverdichtern

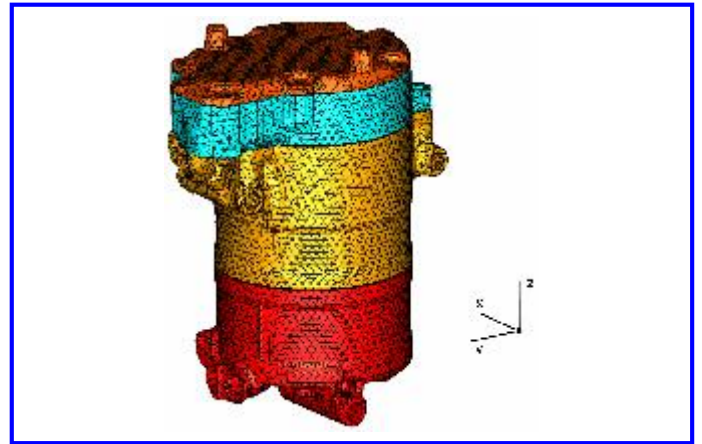
Der im oberen Bild dargestellte Kältemittelverdichter wird ohne Schwingungsentkopplung direkt an einen PKW-Motor angebaut. Auf einem Motorprüfstand wurden die Betriebsschwingungen am Einbauort des Verdichters gemessen und mit Überhöhungsfaktoren versehen, welche die Probenanzahl, Testzeit und Nichtlinearitäten berücksichtigen. Hieraus wurden Anregungsspektren für den qualifizierenden Vibrationstest auf einem Schwingerreger (Shaker) abgeleitet. Die maximale Fußpunktbeschleunigung beträgt dabei etwa 40 [g], wobei sich der festigkeitsrelevante Frequenzbereich bis etwa 2 [kHz] erstreckt.

Zur Montage des Verdichters auf einem Shaker wird ein geeigneter Adapter benötigt. Dieser muss ausreichend steif sein, um die Shakerbewegung noch bis 2 [kHz] resonanzfrei auf die Anschraubstellen des Verdichters zu übertragen. Zudem darf die Masse des Adapters einen vorgegebenen Maximalwert nicht übersteigen, da die Shakerkraft sonst nicht ausreicht, um die geforderte Maximalbeschleunigung zu erzielen. Des Weiteren sind Bauraumgrenzen einzuhalten. Zur Minimierung der Testzeiten ist es zudem vorteilhaft, mehrere Verdichter gleichzeitig zu testen.

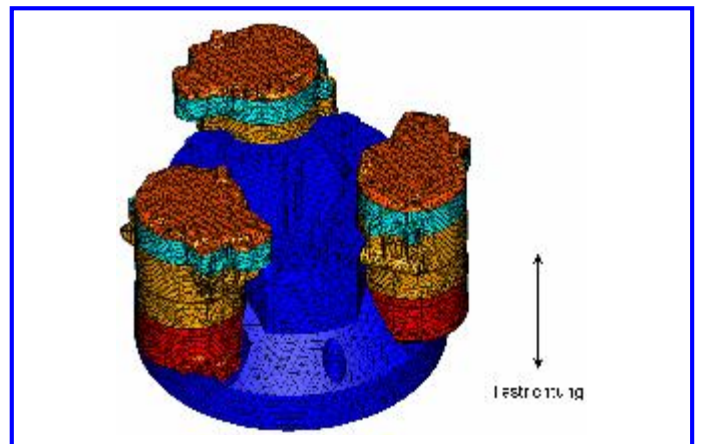
Die den Konstruktionsprozess begleitende FE-Analyse zeigte, dass es innerhalb der vorgegebenen konstruktiven Randbedingungen nicht möglich ist, alle Eigenfrequenzen des Testaufbaus über 2 [kHz] zu verschieben. Insbesondere die unterste Torsionsmode des Adapters um die Shakerachse sowie die untersten Biege-/Kippmoden liegen unterhalb 2 [kHz].

Durch eine symmetrische Konstruktion des Adapters und eine symmetrische Beladung mit Verdichtern kann jedoch erreicht werden, dass diese Moden im Vibrationstest nur sehr schwach angeregt werden und deshalb die Testergebnisse nicht beeinflussen.

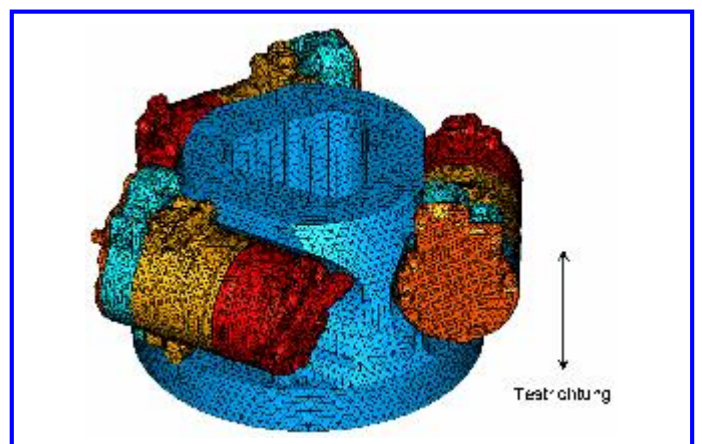
Die mittlere und die untere Abbildung zeigen die für zwei unterschiedliche Anregungsrichtungen entwickelten Adapter für den Test von jeweils drei Verdichtern.



FE-Modell des Kältemittelverdichters mit Definition des lokalen Koordinatensystems



Adapter für den Vibrationstest in z-Richtung



Adapter für den Vibrationstest in y-Richtung

Schock-Analyse einer CFK-Gelenkwelle

Bereits in der Konstruktionsphase sollte die Schockfestigkeit einer in einem Schiffsantrieb eingesetzten CFK-Gelenkwelle überprüft werden. Die obere Abbildung zeigt die Gelenkwellenkonstruktion. Zum Ausgleich von axialen, radialen und winkligen Verlagerungen werden Verbindungselemente mit elastischen Gummibuchsen eingesetzt.

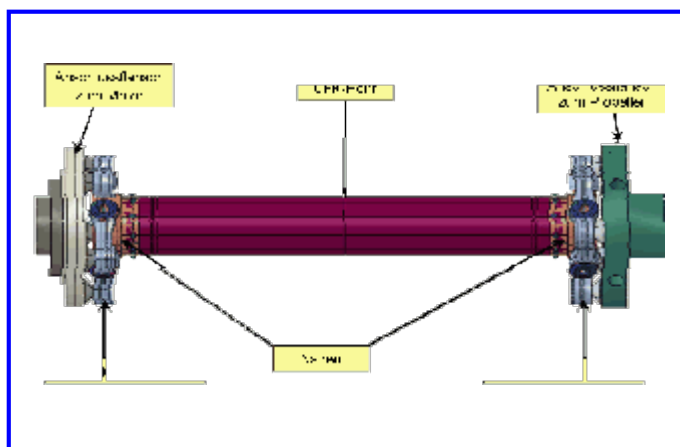
Für die Schock-Analyse wurde ein geeignetes FE-Modell der Gelenkwelle erstellt. Dieses Modell beinhaltet neben dem CFK-Rohr insbesondere auch die Verbindungselemente sowie die Anschlussflansche und die das CFK-Rohr tragenden Naben.

Die mittlere Abbildung zeigt beispielhaft eine Detailansicht des FE-Modells eines Verbindungselements und der angrenzenden Komponenten. Zusätzlich wurde auch ein MKS-Modell des Motors und seiner äußeren Lagerung integriert.

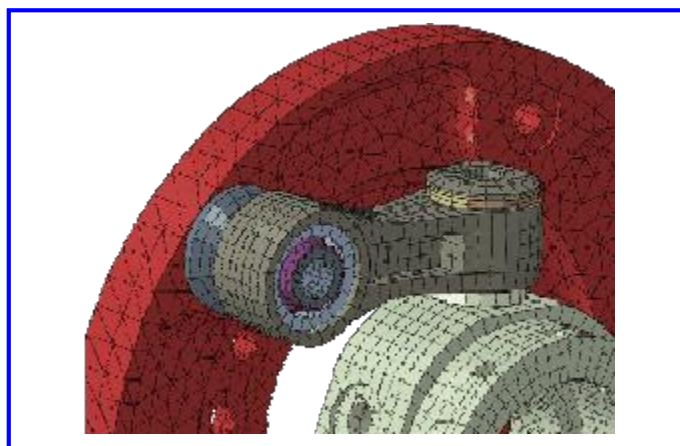
Es wurden verschiedene Schockereignisse bei rotierender Welle untersucht, bei denen jeweils der zeitliche Verlauf der Verschiebungen am Propeller sowie am Fußpunkt der Motorlager vorgegeben wurde. Bei den Schocksimulationen mit ABAQUS/Explicit wurde als zusätzliche Last neben der Drehung der Gelenkwelle auch das statische Antriebsmoment berücksichtigt.

Die Schocksimulationen zeigen, dass die auftretenden Beanspruchungen aller Gelenkwellenkomponenten, insbesondere auch die des CFK-Rohrs deutlich unterhalb der zulässigen Festigkeitskennwerte liegen. Auch die Belastung der Verbindungselemente ist deutlich niedriger als die entsprechenden Grenzwerte. Als weiteres Ergebnis wurde der zeitliche Verlauf der Gelenkwellenverschiebung an Engstellen ausgewertet.

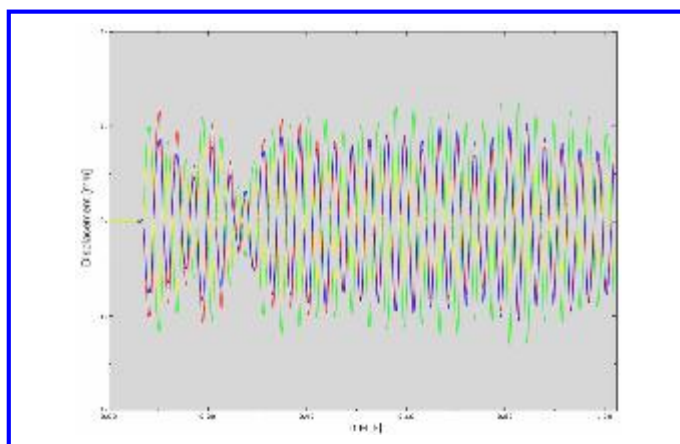
Die untere Abbildung zeigt beispielhaft den zeitlichen Verlauf der Vertikalbewegung an den Motorlagerstellen bei Schockanregung in transversaler Richtung.



Gesamtansicht der Gelenkwelle



FE-Modell – Detailansicht eines Verbindungselements mit angrenzender Nabe und Anschlussflansch



Vertikalbewegung an den Motorlagern bei Schockanregung in transversaler Richtung

Drehwerksregelung eines Hafenmobilkrans

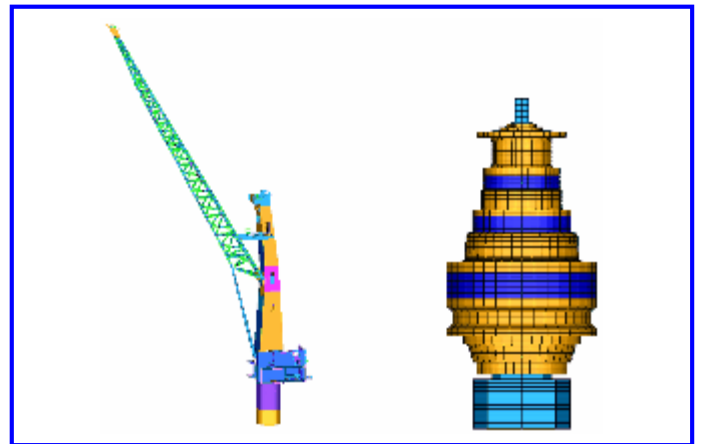
Bei der Auslegung von Regelsystemen für mechanische Antriebe muss das dynamische Verhalten der Regelstrecke beachtet werden. Dies gilt insbesondere dann, wenn mehrere Antriebe in Master-Slave-Konfiguration betrieben werden. In diesem Modus bildet die Drehzahl eines Antriebes die Regelgröße, während alle Antriebe als Stell-elemente dienen.

Im untersuchten Fall des Drehzahlreglers für das Drehwerk eines Hafenmobilkrans wurde zunächst das in der oberen Abbildung dargestellte FE-Modell des Mobilkrans erstellt, welches neben der Tragstruktur insbesondere auch die dynamischen Eigenschaften der Drehwerksgetriebe beinhaltet. Dieses detaillierte dynamische Modell der Regelstrecke wurde in modal reduzierter Form nach MATLAB/SIMULINK exportiert. Hier wurde der Regelkreis, ein PID-Regler mit Vorsteuerung implementiert (mittlere Abbildung).

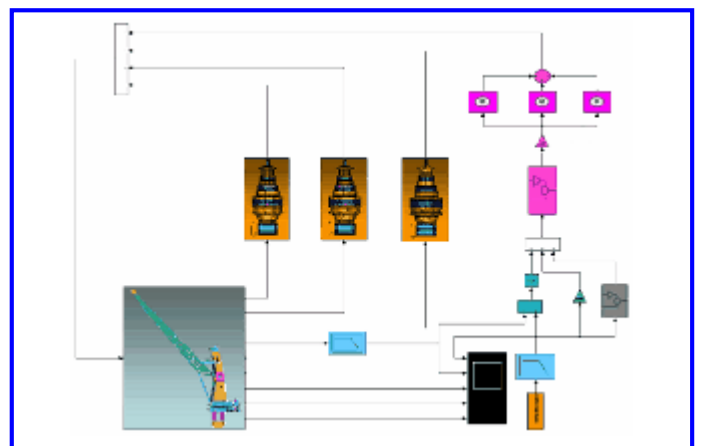
Mit Hilfe dieses Modells des gesamten Regelkreises können nun die Reglerparameter gezielt optimiert werden. Dabei soll einerseits eine hohe Regelsteifigkeit für eine optimale Bedienbarkeit des Krans erreicht werden. Andererseits muss ein ausreichender Sicherheitsabstand gegen Reglerinstabilitäten eingehalten werden.

Für die Stabilität des Reglers erweisen sich die mechanische Dämpfung und die Proportionalverstärkung in der Umgebung der Torsionseigenfrequenzen der Drehwerksgetriebe als entscheidende Parameter. Bei zu hoher Regelverstärkung kommt es zu einem Aufschwingen der gegenphasigen Torsionsmoden der Drehwerksgetriebe. Das untere Bild zeigt die hierbei ermittelte Stabilitätskarte des Regelkreises. Dieses Verhalten wurde in Versuchen bestätigt.

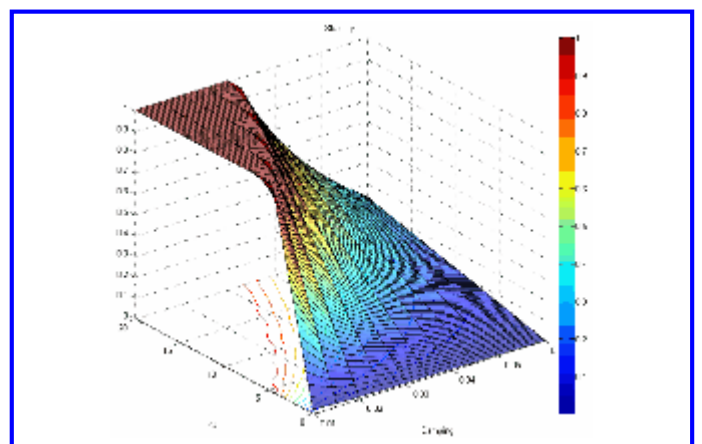
Nach Anpassung der Reglerverstärkung konnte die dynamische Stabilität des Antriebs gewährleistet werden.



FE-Modell des Hafenmobilkrans (links) sowie eines Drehwerksgetriebes (rechts)



MATLAB/SIMULINK-Modell des Drehzahlreglers



inverse Amplitudenreserve in Abhängigkeit von Proportionalverstärkung K_p und modaler Dämpfung

Auslegung eines Positioniererrüttlers für ICs

In einem Testhandler für Halbleiterbauelemente werden die ICs mehrmals zwischen verschiedenen Behältnissen umgeladen. Da die Behältnisse unterschiedliche Rastertoleranzen aufweisen, müssen die ICs nach dem Umladen in ein enger toleriertes Raster noch feinpositioniert werden. Für diese Feinpositionierung sollte eine geeignete Schwingfördereinheit entwickelt werden.

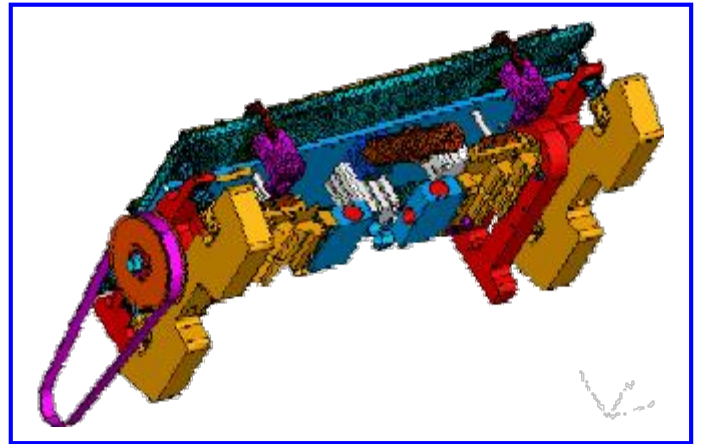
Im ersten Schritt wurde ein geeigneter Schwingerreger ausgewählt. Im vorliegenden Fall fiel die Wahl auf einen pneumatischen Kolbenvibrator. Eine gerichtete Förderung wird durch eine Schrägstellung des Kolbenvibrators gegen die Plattennormale erzielt.

Parallel erfolgte die dynamische Auslegung der Schwingplatte. Um eine möglichst gleichmäßige Schwingförderung zu erzielen, sollten die Biege- und Torsionseigenfrequenzen der Schwingplatte deutlich oberhalb des Betriebsfrequenzbereiches der Schwingförderung liegen. Eine geeignete Entkopplung zwischen Schwingplatte und Reststruktur sollte zudem gewährleisten, dass die relevanten Starrkörpereigenfrequenzen der Schwingplatte deutlich unterhalb des Betriebsfrequenzbereiches zu liegen kommen.

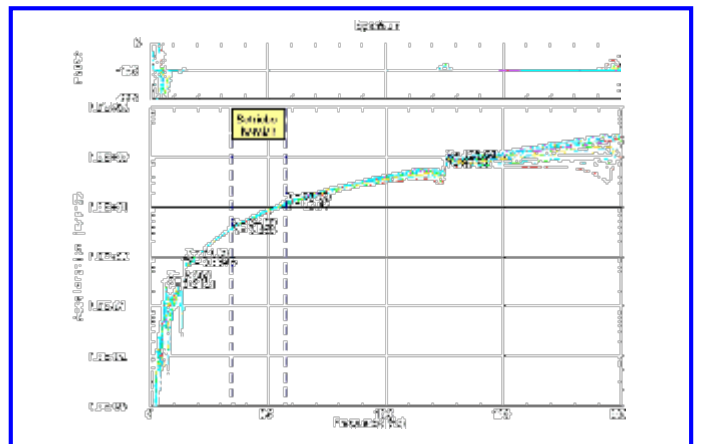
Im mittleren Bild ist der Frequenzgang der Vertikalbeschleunigung an verschiedenen Positionen der Schwingplatte dargestellt. Diese ist im Betriebsbereich weitestgehend unabhängig von der Position auf der Schwingplatte. Die Schwingförderung erfolgt somit unabhängig von der IC-Position.

Schließlich erfolgten Zeitschrittsimulationen des Fördervorganges für verschiedene Haft- und Gleitreibbeiwerte zwischen IC und Schwingplatte. So kann die erzielbare Fördergeschwindigkeit abgeschätzt und der optimale Anstellwinkel des Kolbenvibrators bestimmt werden. Das untere Bild zeigt den zeitlichen Verlauf des Förderweges. Bereits nach etwa 480 [ms] wird der maximale Förderweg von 3 [mm] erreicht.

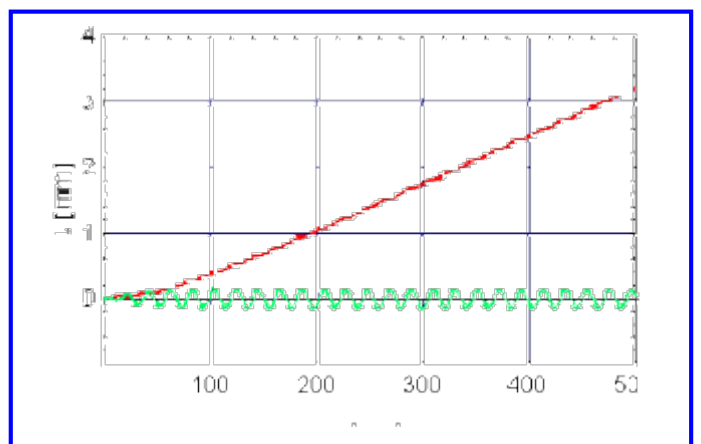
Der Positioniererrüttler entsprach im Prototypentest allen an ihn gestellten Anforderungen und wird mittlerweile als Standardkomponente eingesetzt.



Design / FE-Modell der Rüttleinheit



Frequenzgang der Vertikal-Beschleunigung an verschiedenen Auswertepositionen auf der Schwingplatte

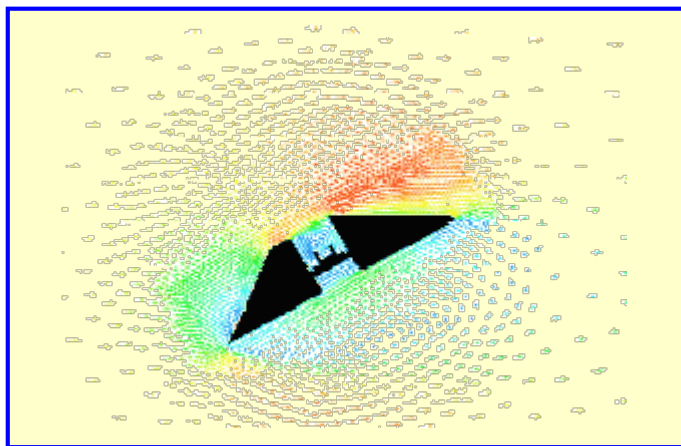


Bewegung der Schwingplatte (grün) und resultierender zeitlicher Verlauf des IC-Förderweges (rot)

Flugbahn-Ermittlung

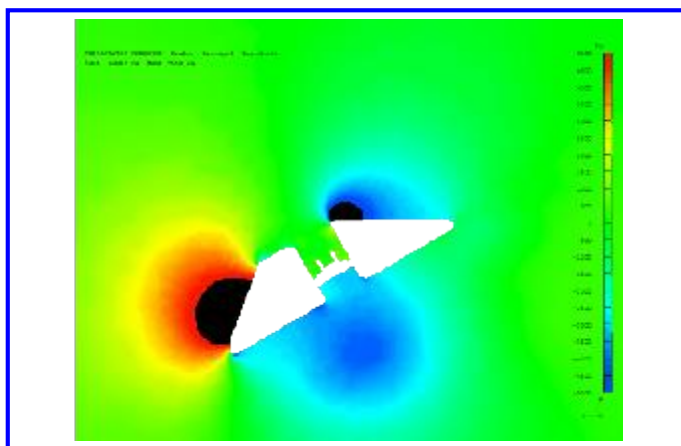
Die Flugbahn eines passiven Flugobjekts sollte bereits in einem frühen Konstruktionsstadium ermittelt und die Außenkontur entsprechend den aerodynamischen Anforderungen angepasst werden.

Hierzu wurde ein CFD-Modell des Flugobjekts erstellt und für Strömungssimulationen bei verschiedenen Anströmgeschwindigkeiten und Anströmwinkeln genutzt. Primäres Ergebnis dieser Simulationen ist jeweils der im oberen Bild beispielhaft dargestellte Geschwindigkeitsverlauf der Umströmung des Flugobjekts.



simulierte Umströmung des Flugobjekts

Aus den daraus resultierenden Druckverteilungen (mittleres Bild) können mittels Integration über der Gesamtoberfläche die aus den Strömungskräften resultierenden Widerstands- und Auftriebskräfte sowie die auf das Flugobjekt wirkenden Momente ermittelt werden.

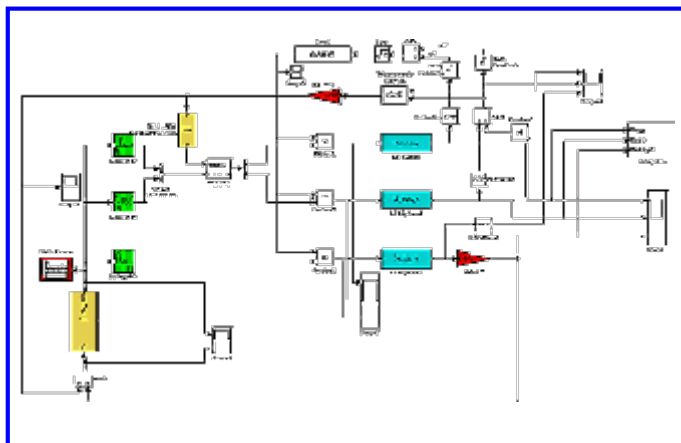


relative statische Druckverteilung

Die resultierenden Kräfte und Momente werden als Kennfelder in Abhängigkeit von Anströmgeschwindigkeit und -winkel exportiert und für eine nachgeschaltete Flugbahnsimulation in MATLAB/Simulink genutzt. In der unteren Abbildung ist das Blockschaltbild des verwendeten Simulink-Modells dargestellt.

Die Flugbahnsimulationen zeigen, dass die Form der Außenkontur und die Gesamtschwerpunktslage entscheidend darüber bestimmen, ob die Flugbahn stabil bleibt oder ob das Flugobjekt zum Trudeln neigt.

Durch eine gezielte Optimierung der Außenkontur und der Schwerpunktslage des Flugobjekts konnte für einen weiten Startwinkelbereich eine stabile Flugbahn erzielt werden.



MATLAB/Simulink – Modell zur Flugbahn-Simulation

Thermische und mechanische Optimierung eines Brennwertgeräts

Moderne Brennwertgeräte zeichnen sich durch hohe Effizienz, Zuverlässigkeit und günstigen Preis aus. Wir berechnen die dazu relevanten physikalischen Größen wie Druckverlust, Temperaturverteilung, Wärmefluss und thermischen Wirkungsgrad. Die daraus resultierende mechanische Belastung wird dabei mit dem Ziel möglichst hoher Lebensdauer optimiert.

Die Simulation berücksichtigt:

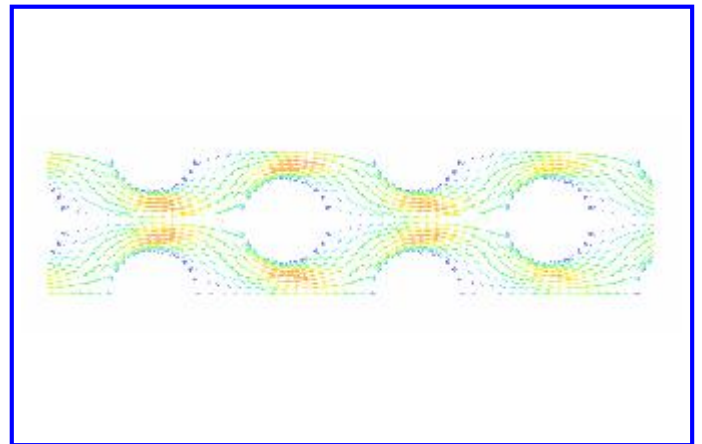
- Wärmeleitung, Konvektion und Wärmestrahlung
- Strömungsverhältnisse und Druckverlust für Rauchgase und Wasser
- durch Temperaturgradienten induzierte mechanische Spannungen
- Stationäre und instationäre Vorgänge

Beispielhaft zeigt das obere Bild die Umströmung von Wärmeübertragungsstiften mit Rauchgas. Das mittlere Bild zeigt die hieraus resultierende Temperaturverteilung auf der Struktur. Im unteren Bild ist der Verlauf der mechanischen Beanspruchungen über dem gesamten Wärmetauscher dargestellt.

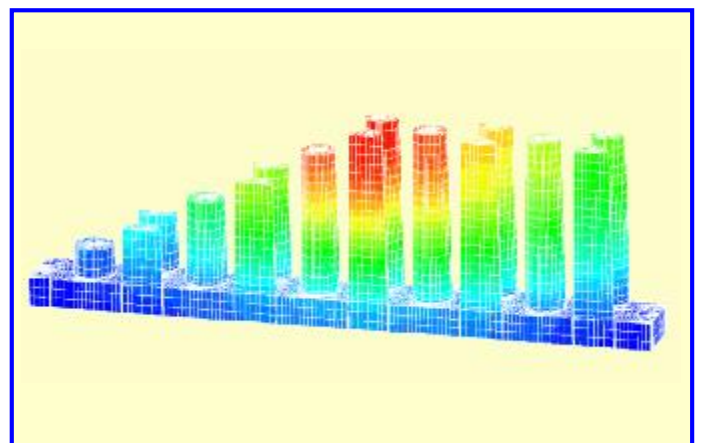
Die Ergebnisse liefern zuverlässige Aussagen hinsichtlich des Optimierungspotenzials wärmetechnischer Geräte. Daraus werden konstruktive Maßnahmen zur Produktverbesserung abgeleitet, die experimentellen Überprüfungen standhalten.

Wir unterstützen Sie bei der Auslegung thermischer Maschinen.

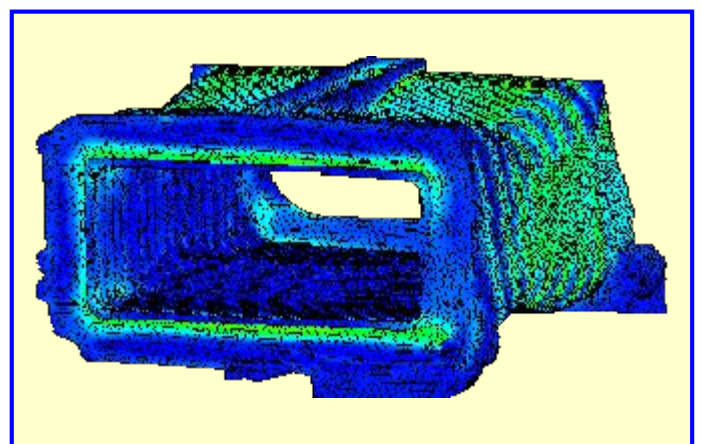
Wir optimieren die Performance Ihrer Produkte, erhöhen die Zuverlässigkeit, verkürzen die Entwicklungszeit und senken die Produktionskosten.



Umströmung von Pins (Stiften)



Temperaturverlauf für Wärmeübertragungs-Pins



Spannungsverlauf über dem Wärmetauscher
(Pins nicht dargestellt)

Thermische Auslegung eines Gasluftherizers

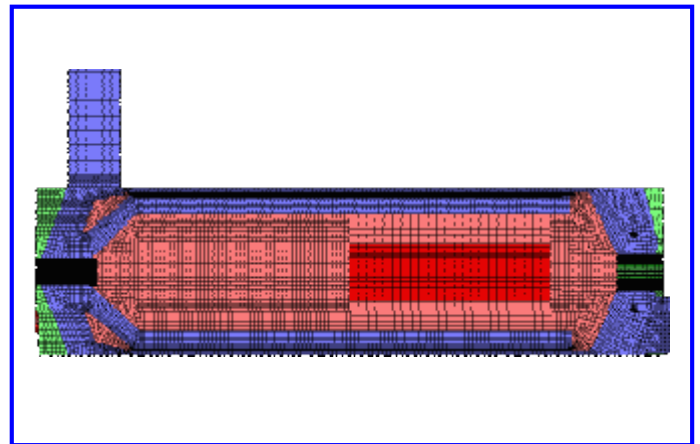
Der im oberen Bild im Schnitt dargestellte Gasluftherizer mit einer Heizleistung von bis zu 3 [MW] soll zur Erhitzung von Prozessluft in der Lebensmittelindustrie eingesetzt werden. Die zylindrische Brennkammer ist von mehreren konzentrischen zylindrischen Blechrohren umschlossen. Dadurch werden abwechselnd Ringspalte für die Rauchgas- und Prozessluftströmung voneinander abgegrenzt. Teilweise sind diese Ringspalte zusätzlich mit Wendeln versehen.

Vor dem Aufbau eines Prototyps mit erhöhter Heizleistung sollte über gekoppelte Thermo-Fluid-Simulationen rechnerisch geprüft werden, ob der angestrebte Wirkungsgrad und die angestrebte Prozesslufttemperatur erreicht werden.

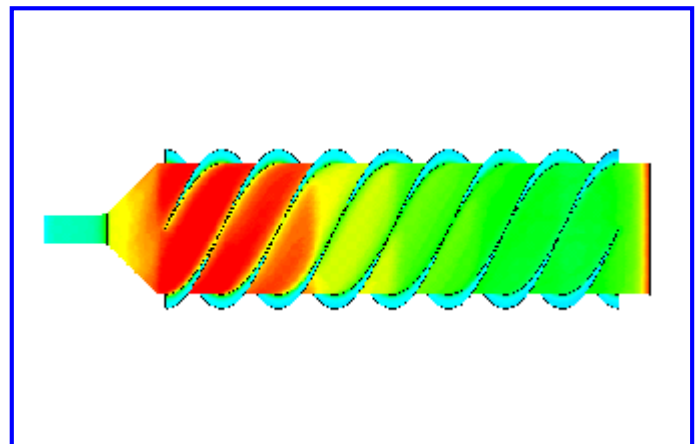
In der mittleren Abbildung ist beispielhaft die Temperaturverteilung über dem innersten, den Verbrennungsraum umschließenden Zylinderrohr sowie der daran angeschweißten Wendel zur Prozessluftführung dargestellt. Die Temperaturmaxima befinden sich im linken Bildbereich benachbart zur Flamme sowie am rechten Rohrende, das durch die Prozessluft weniger effektiv gekühlt wird.

In der unteren Abbildung ist die Geschwindigkeitsverteilung über der Prozessluft dargestellt. Die Frischluft strömt von rechts im äußersten Ringspalt spiralförmig nach links. In zwei weiteren Ringspalten strömt sie nach rechts und schließlich spiralförmig wieder nach links. Die höchsten Strömungsgeschwindigkeiten treten im linken Bereich des innersten Ringspalts auf. Hier ist der Strömungsquerschnitt stark reduziert, die Lufttemperatur maximal und die Strömung zudem drallbehaftet. Die Wendeln erweisen sich als sehr effektiv, tragen aber auch nennenswert zum Druckverlust bei.

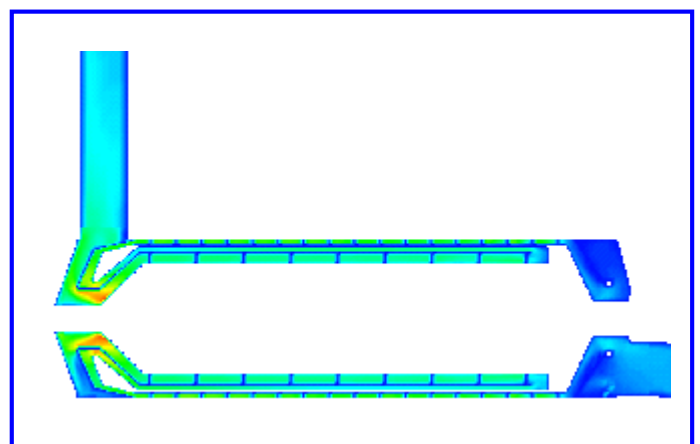
Nach einer Optimierung der Zylinderlängen und -durchmesser, der Spaltmaße und der Wendelsteigungen erfüllt der Gasluftherizer alle an ihn gestellten Anforderungen hinsichtlich Wirkungsgrad, Prozesslufttemperatur und Druckverlust.



Thermo-Fluid-Modell eines Gasluftherizers (Schnitt)
mit Gas- und Prozessluftanschlussrohren
rot: mit Rauchgas gefüllter Bereich
blau: mit Prozessluft gefüllter Bereich



Temperaturverteilung über dem innersten Zylindermantel
mit Wendel zur Prozessluftführung



Geschwindigkeitsverteilung über der Prozessluft (Schnitt)

Betriebsschwingungen eines 8-Gang-Automatgetriebes

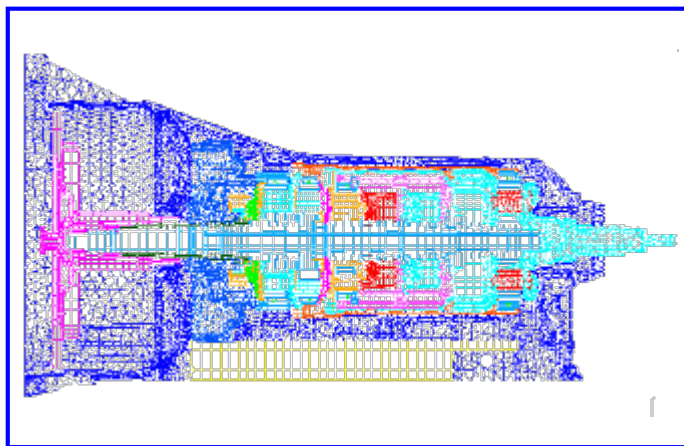
Beim Prototyp eines 8-Gang-Automatgetriebes der 8HP-Baureihe traten abhängig vom eingelegten Gang Schwingungen am abtriebsseitigen Radsatz auf.

Zur Ursachenermittlung wurde ein Dynamikmodell des Getriebes (oberes Bild) erstellt. Dieses Modell umfasst neben dem Getriebegehäuse auch den kompletten Radsatz, die kinematischen Kopplungen in den 4 Planetenstufen und die gangabhängigen Kopplungen in den Lamellenkupplungen und Bremsen. Im mittleren Bild ist beispielhaft das FE-Modell des abtriebsseitigen Radsatzes mit integriertem Lamellenträger dargestellt.

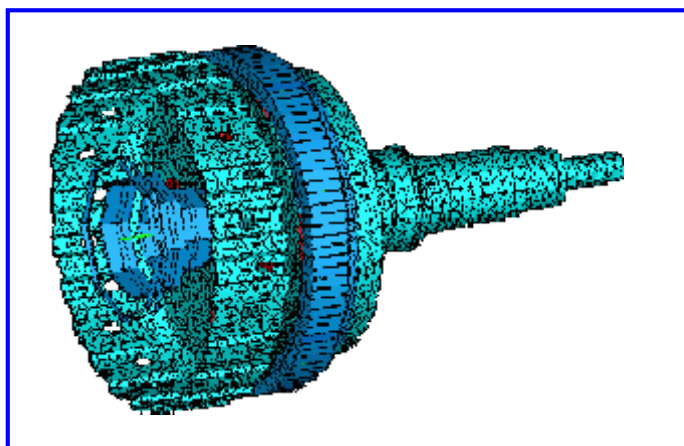
Über eine rechnerische Modalanalyse und eine nachgeschaltete Sensibilitätsanalyse hinsichtlich verschiedener Anregungsarten wurde die Beteiligung der kinematischen Nachgiebigkeiten der einzelnen Planetensätze, des Getriebegehäuse sowie der An- und Abtriebswelle an den wesentlichen Eigenformen und den daraus resultierenden Resonanzstellen herausgearbeitet.

Im unteren Bild ist beispielhaft die Schwingungsantwort für das Hohlradsatz bei Krafterregung an der Sonne dieses Radsatzes für verschiedene Koppelbedingungen in den Gleitlagern und Lamellenkupplungen dargestellt. Die genaue Lage der Resonanzen hängt zusätzlich von den äußeren Randbedingungen des Getriebegehäuses ab, welche zwischen Fahrzeugeinbau und Getriebeprüfstand stark variieren. Aus der Sensibilitätsanalyse kann zudem die erforderliche Wuchtgüte der einzelnen Getriebe-komponenten abgeleitet werden.

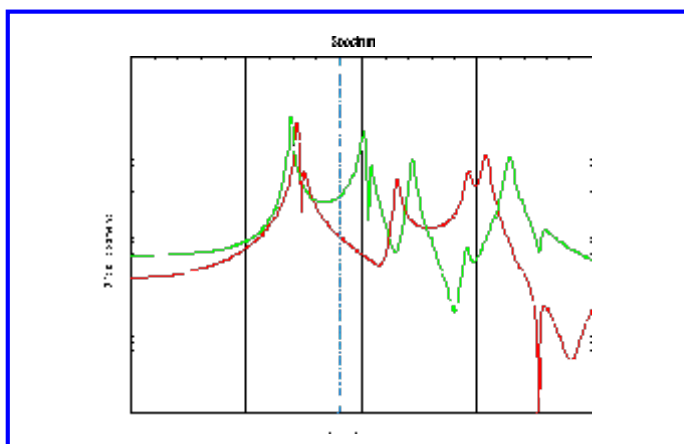
Das Dynamikmodell wurde schließlich zur Optimierung des Körperschallverhaltens bei den Zahneingriffsfrequenzen der einzelnen Radsätze genutzt. Die für das Resonanzverhalten verantwortlichen Komponenten wurden lokalisiert und der Einfluss unterschiedlicher Zahneingriffsfolgen auf das Körperschallverhalten untersucht.



Schnitt durch das FE-Modell des Getriebes



FE-Modell des 4. Radsatzes



Schwingungsantwort am Hohlradsatz 4 im 2. Gang für verschiedene Koppelbedingungen

Optimierung eines 30 [MW] Planetengetriebes

E-PACK[®]-Planetengetriebe werden zur Drehzahl- und Momentanpassung zwischen Antriebs- und Abtriebsmaschinen eingesetzt. Das Getriebegehäuse wird zur Bauraumminimierung direkt an den Generator oder E-Motor angeflanscht, wie im oberen Bild gezeigt. Links befindet sich der Generator mit E-PACK[®]-Getriebe, rechts die wärmeisolierte Dampfturbine.

Das bislang leistungsstärkste E-PACK[®]-Getriebe mit einer Leistung von 30 [MW] sollte in der Konstruktionsphase hinsichtlich Körperschall und Schallemission optimiert werden. Das mittlere Bild zeigt das FE-Modell dieses Getriebes mit Generator und Turbinenwelle. Rechts ist darin der Radsatz im Detail dargestellt.

Basierend auf den Ergebnissen einer rechnerischen Modalanalyse und erzwungenen Schwingungsrechnungen wurden die Körperschallamplituden sowie die abgestrahlte Schalleistungspegel aufgrund von Unwuchterregung sowie aufgrund unterschiedlicher Erregungen in den Verzahnungen berechnet und das Getriebe hinsichtlich minimalen Körper- und Luftschalls optimiert.

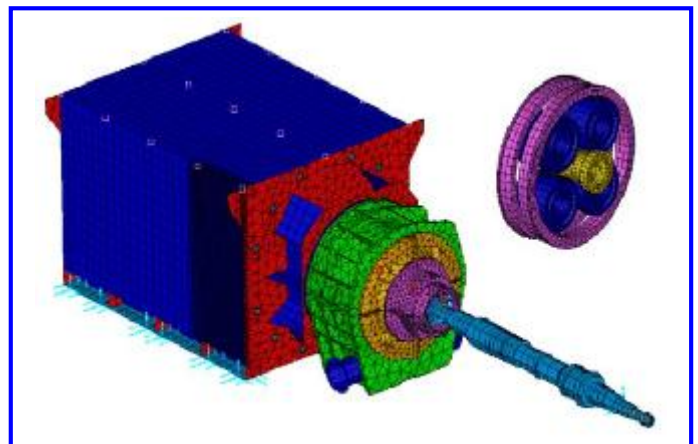
Nach Fertigstellung der Anlage wurden umfangreiche Validierungsmessungen durchgeführt. Neben einer experimentellen Modalanalyse und Betriebsschwingungsmessungen bei verschiedenen Lasten wurden über Schallintensitätsmessungen auch die Schalleistungspegel ermittelt.

Diese Messungen haben alle wesentlichen Ergebnisse der Vorausberechnung bestätigt. Insbesondere zeigte sich dabei, dass die rechnerische Optimierung des Getriebes erfolgreich war. Als Beispiel sind im unteren Bild die gemessenen und berechneten Schalleistungspegel gegenübergestellt. Für die Oktavbandpegel liegen die Abweichungen ab 63 [Hz] bei maximal 6 [dB(A)], für den Gesamtpegel sogar nur bei 1 [dB(A)]. Die größere Abweichung im Oktavband bei 31,5 [Hz] erklärt sich aus dem vereinfacht angenommenen Abstrahlgrad.

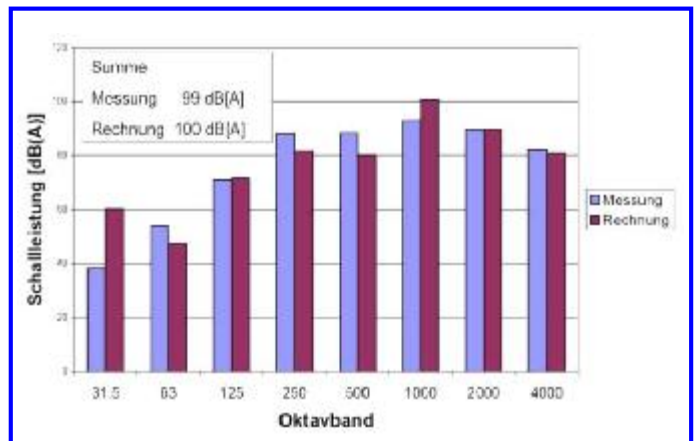


Mit freundlicher Genehmigung von MAN Turbo AG

Dampfturbinsensatz mit E-PACK[®]-Getriebe (Beispiel)



FE-Modell des E-PACK[®]-Getriebes mit Generator und Turbinenwelle



Berechnete und gemessene Schalleistungspegel für das E-PACK[®]-Getriebe in Oktavbanddarstellung

Mobilkran: Minimierung von Schwingungen im Antriebsstrang

An einem Teleskopkran sollten grundlegende Untersuchungen des Antriebsstranges Motor/Kupplung/Gelenkwellen/Getriebe die Ursachen und Zusammenhänge für auftretende Erscheinungen wie hohe dynamische Drehmomente, „Motorsägen“ und Gangspringen klären. Der untersuchte Teleskopkran ist im oberen Bild dargestellt.

Am stehenden Fahrzeug erfolgte eine Modalanalyse unter jeweils zwei diagonal zueinander positionierten Shakern am Motor und am Getriebe (Stand-schwingversuch). Danach wurde im Fahrbetrieb eine Betriebs-schwingungsanalyse durchgeführt.

Die mittlere Abbildung zeigt die Wavelet-Zerlegung des Gelenkwellenmomentes (s) in die Schwinganteile d_1 , d_3 , d_6 , und d_8 sowie das mittlere Gelenkwellenmoment (a_8). Hierbei ist eine starke Last- und Frequenzabhängigkeit zu erkennen.

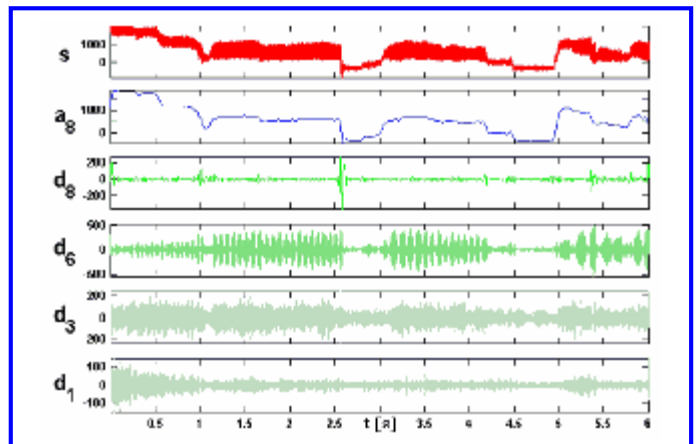
Den größten Einfluss hat das Band d_6 , das im mittleren Lastbereich bei 18 [Hz] Resonanzschwingungen des Getriebes zeigt. Diese Resonanz führte zur Schädigung der Synchronisation und infolge zum Gangspringen. Dieses Phänomen konnte durch eine weichere Getriebe-lagerung verhindert werden.

Weiterhin konnte der Einfluss ungenügender Bewegungsfreiheit der Motor-lagerung nachgewiesen werden, was zu „Motor-sägen“ führte. Dabei führt ein transientes (d_8) Ausschlagen der Motoreigenfrequenzen zum Anfachen der Reglerstange und damit zum „Sägen“ des Motors.

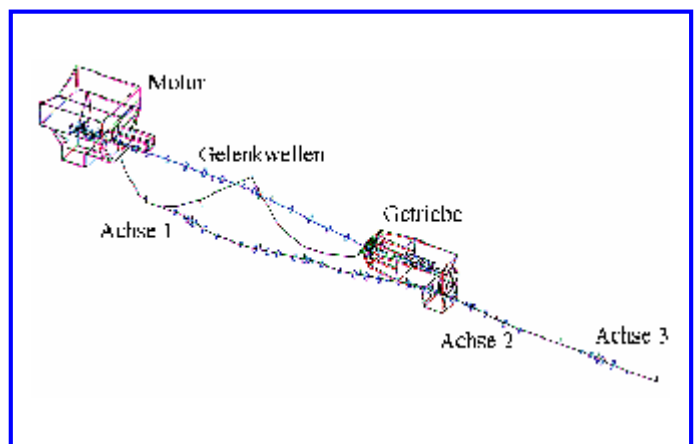
Simulationen zeigen zudem, dass eine gekoppelte Biege-/Torsionseigenfrequenz der Gelenkwelle (unteres Bild) bei 83 [Hz] liegt, die, angeregt durch die EO2 der Gelenkwellenkräfte/-momente, bei einer Drehzahl von 2490 [min^{-1}] zu Resonanzschwingungen führt. Dies wird bei der Betriebs-schwingungsanalyse durch einen starken Anstieg der Gelenkwellenbiegung bei Erreichen der Maximaldrehzahl von 2300 [min^{-1}] bestätigt. Eine steifere Motorkupplung bringt diese Biege-/ Torsions-Eigenfrequenz auf 92 [Hz], was die Auswirkung dieser Resonanz auf den oberen Drehzahlbereich stark reduziert.



Gesamtfahrzeug



Wavelet-Zerlegung des Gelenkwellenmomentes



Halbsinus-Biegung der Gelenkwellen

Simulation von Vorbeifahrt-Außengeräuschen

Die Minimierung der Geräuschemission bei der Vorbeifahrt ist ein wesentliches Optimierungsziel bei der Fahrzeugentwicklung. Bereits im frühen Entwicklungsstadium erfolgt eine Prognose des Gesamtschallpegels, im einfachsten Ansatz über energetische Summation der Einzelbeiträge verschiedener Schallquellen wie Mündungsschall, Antriebsstrang- und Reifen-Fahrbahn-Geräusch.

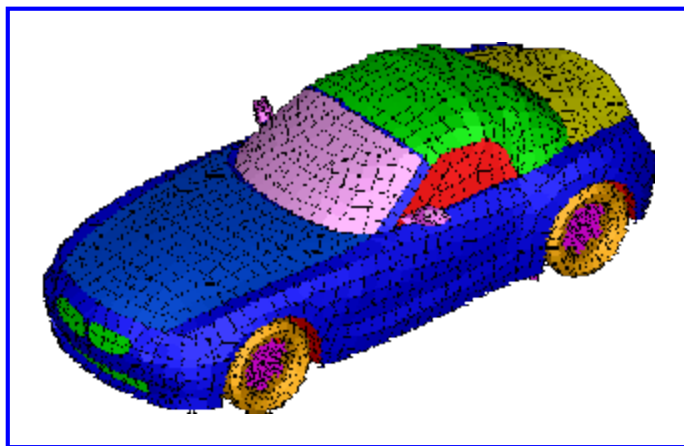
Für eine genauere Vorhersage werden die Beiträge kohärent interferierender Schallquellen wie z. B. Ansaug- und Schalldämpfermündungsschall phasentreu überlagert. Hierzu werden neben den Quellinformationen in einer Transferpfadanalyse zudem die Transferfunktionen (TFs) zwischen den Schallquellen und den Vorbeifahrtmikrofonen ermittelt.

Alternativ zur aufwendigen Messung von TFs können diese mittels der Boundary Element Methode (BEM) berechnet werden. Hierzu wird die Außenkontur des Fahrzeugs mit einer den akustischen Wellenlängen angemessenen Auflösung abgebildet (obere Abbildung). Der hier zu untersuchende Frequenzbereich bis maximal 300 [Hz] erlaubt dabei ein recht grobes Oberflächennetz.

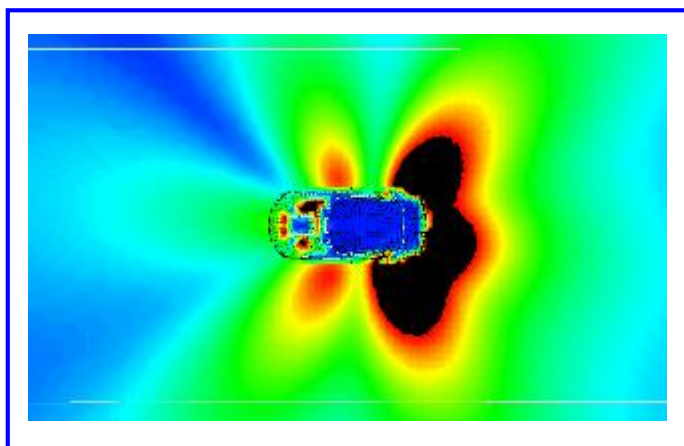
An den Quellpositionen werden Monopolquellen eingesetzt. Die BEM-Simulation liefert die Schallfeldverteilung auf der Fahrzeugoberfläche und im Außenraum (mittlere Abbildung). Die Auswertung des phasenbehafteten Schalldrucks an der Position der Vorbeifahrtmikrofone liefert die gesuchten TFs.

Die untere Abbildung zeigt den Vergleich von gemessenen und simulierten TFs an verschiedenen Vorbeifahrtmikrofonen. Die Frequenzgänge aus Messung und Simulation weisen sehr ähnliche Charakteristika auf. Die beobachteten geringfügigen Abweichungen in der Frequenzlage von Maxima und Minima sind unerheblich für die Bewertung von Terz- oder Summenpegeln.

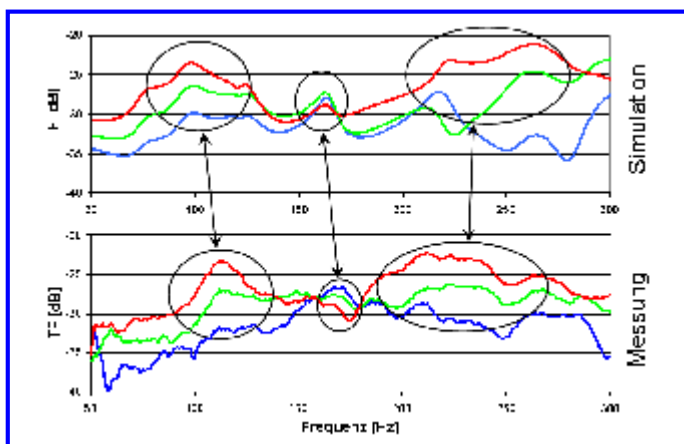
In Kombination mit Schallquell-, Weg- und Drehzahlverläufen werden die so berechneten TFs zur Vorhersage von Vorbeifahrtpegeln genutzt.



BEM-Modell des Fahrzeugs



horizontale Schallfeldverteilung bei Monopolanregung an der Schalldämpfermündung bei 115 [Hz]



Simulierte (oben) und gemessene (unten) Transferfunktionen von der Schalldämpfermündung zu Vorbeifahrtmikrofonen

Optimierung einer Lebensmittelmühle unter Berücksichtigung der Rotordynamik

Eine Lebensmittelmühle zeigte im Betrieb hohe Schwingungswerte. Zur Reduktion der Schwingungen wurde ein für dynamische Untersuchungen geeignetes FE-Modell der Mühle erstellt, welches den Elektromotor, den Mühlenrotor, das Mühlengehäuse, den Tisch sowie weitere Anbauten beinhaltet (oberes Bild).

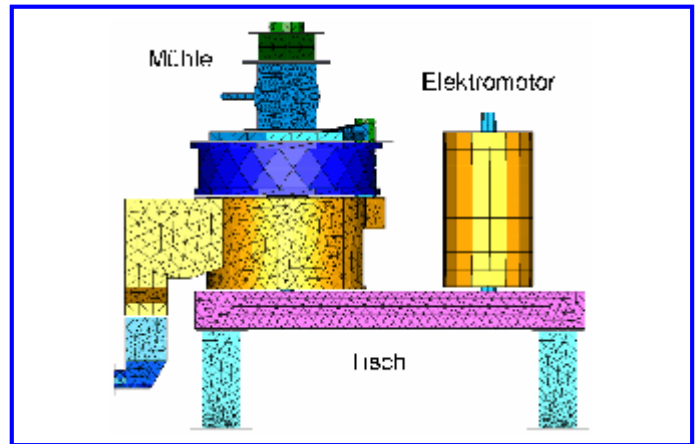
Um die rechnerisch nur schwer zugänglichen Koppelsteifigkeiten zu bestimmen, wurde auch eine experimentelle Modalanalyse durchgeführt. Aus der Korrelation der rechnerisch und experimentell ermittelten Modaldaten wurde ein aussagekräftiges Schwingungsmodell für die Lebensmittelmühle abgeleitet.

Das große polare Massenträgheitsmoment des Mühlenrotors führt zu einem starken gyroskopischen Einfluss der Rotordrehzahl auf die Eigenfrequenzen und Eigenformen der Mühle. Wie im mittleren Bild dargestellt werden die Eigenfrequenzen durch die Gyroskopie beim Ausgangsdesign so verschoben, dass sich gerade bei der Betriebsdrehzahl eine Resonanz ausbildet.

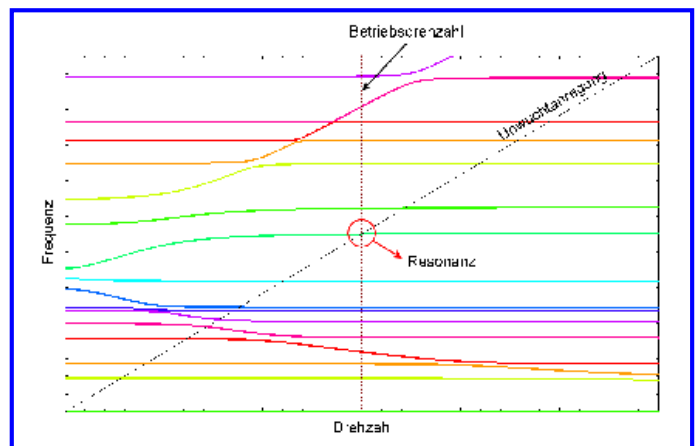
Die Betriebsschwingungen der Lebensmittelmühle wurden während Hoch- und Runterläufen sowie bei der Betriebsdrehzahl unter verschiedenen Lasten gemessen. Hierbei wurden die rotodynamischen Einflüsse verifiziert. Unabhängig von der Last werden die Schwingungen hauptsächlich durch die Unwucht des Mühlenrotors angefacht.

Aufbauend auf dem korrelierten Modell konnte eine Optimierung der Mühle mit dem Ziel minimaler Betriebsschwingungen erfolgen. Für das optimierte Design ist ein resonanzfreier Betrieb in der Umgebung der Betriebsdrehzahl gewährleistet (unteres Bild). Weiterhin wurde eine deutliche Verbesserung in den Durchlaufresonanzen beim An- und Abfahren erzielt.

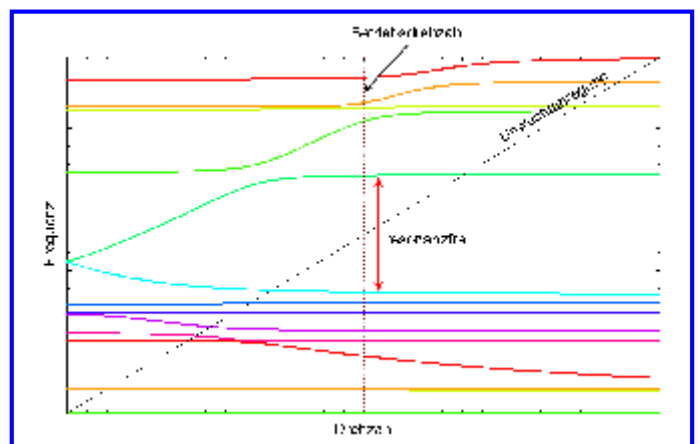
Die Wirksamkeit der Designoptimierung wurde über Betriebsschwingungsmessungen nachgewiesen.



FE-Modell der Lebensmittelmühle



Frequenzkarte für das Ausgangsdesign



Frequenzkarte für das optimierte Design

Rotordynamische Auslegung eines Turboantriebsstranges mit Lamellenkupplung

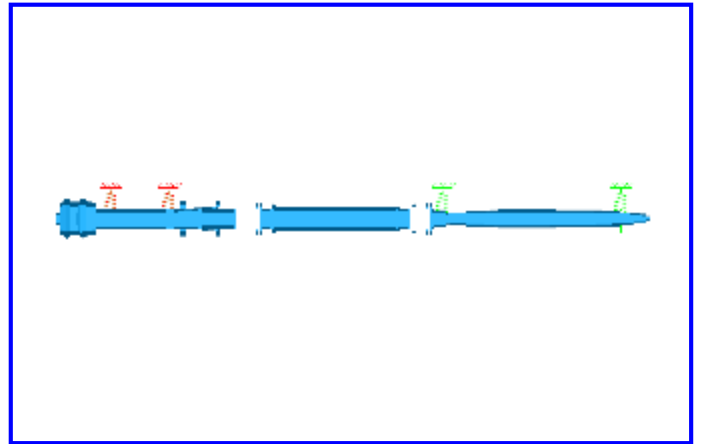
In einem neu konzipierten Turboantriebsstrang soll eine Lamellenkupplung zwischen Turbine und Turboverdichter eingesetzt werden. Bei der Kupplungsauslegung muss insbesondere der Einfluss auf das rotordynamische Verhalten des Gesamtstranges berücksichtigt werden.

Zur Analyse dieses Antriebsstranges wurde das von ISMB entwickelte Rotordynamikprogramm RODY eingesetzt. Dieses Analysetool erweitert die Funktionalitäten von I-DEAS Model Solution um die Einflüsse der Kreiselwirkung (Gyroskopie) und der drehzahlabhängigen und im Allgemeinen asymmetrischen Steifigkeits- und Dämpfungsmatrizen von Gleitlagern. Es werden Frequenz- und Dämpfungskarten (mittleres bzw. unteres Bild) der drehzahlabhängigen Eigenmoden erstellt. Zudem können Hochlaufkurven unterschiedlicher Erregermechanismen ausgewertet werden. Eigenschwingungs- und Betriebsschwingformen können innerhalb I-DEAS animiert und weiter analysiert werden.

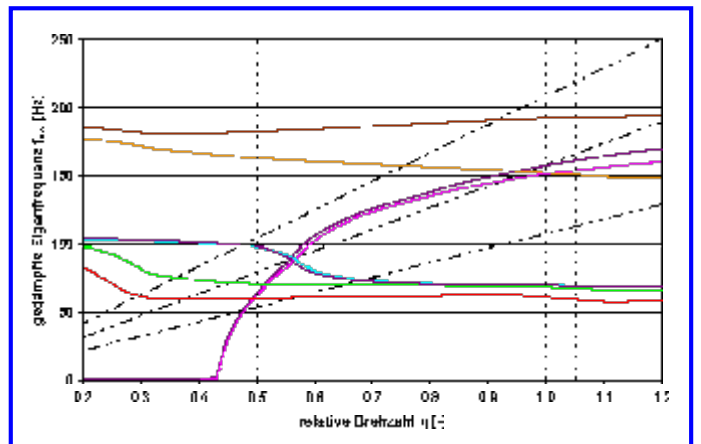
Zunächst wurden die Turbine und der Turboverdichter als Einzelkomponenten modelliert. Dabei konnten die Ergebnisse der seitens des Kunden ausgeführten rotordynamischen Untersuchungen der Einzelkomponenten exakt reproduziert werden.

Anschließend wurde das Modell um die Lamellenkupplung erweitert (oberes Bild). Es zeigte sich, dass die Kupplung bereits deutlich unterhalb ihrer ersten Biegekritischen einen nennenswerten Einfluss auf die Lage der Eigenfrequenzen, insbesondere aber auf das Dämpfungsverhalten des Gesamtstranges hat.

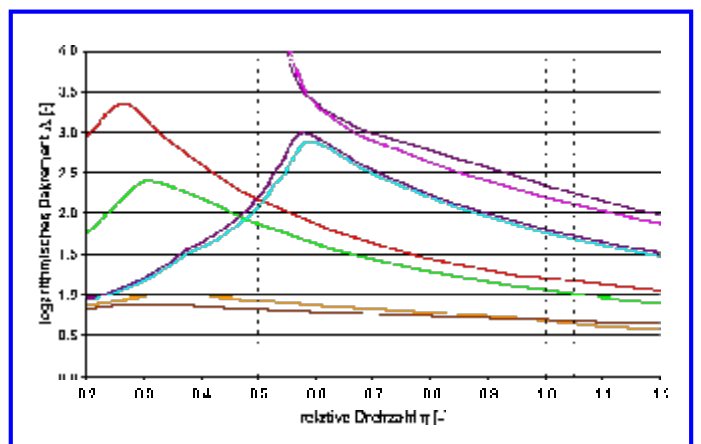
Durch eine gezielte Optimierung des Kupplungspacers und der Anschlussadapter konnte ein Kupplungsdesign ermittelt werden, bei welchem alle Transversalmoden des Gesamtstranges, deren Eigenfrequenzen in der Nähe der Betriebsdrehfrequenz liegen, ausreichend gedämpft werden. Zudem liegt keine Torsionsresonanz des Gesamtstranges im Betriebsdrehzahlbereich.



FE-Modell des Antriebsstranges
Turbine – Lamellenkupplung - Turboverdichter



Rotordynamische Frequenzkarte des Gesamtstranges
für das optimierte Kupplungsdesign



Rotordynamische Dämpfungskarte des Gesamtstranges
für das optimierte Kupplungsdesign

Optimierung einer Schwingförderanlage

Eine Schwingförderanlage soll zur Förderung und Trocknung von Schüttgut in der chemischen Industrie eingesetzt werden. Bei Prototypentests kam es zu Schwingungsbrüchen am Stehlager des Antriebmotors sowie in der Umgebung der Kraftübergabe von den Antriebspleueln an die Förderrinnen. Zudem war die Fördergeschwindigkeit des Schüttgutes stark ungleichmäßig verteilt.

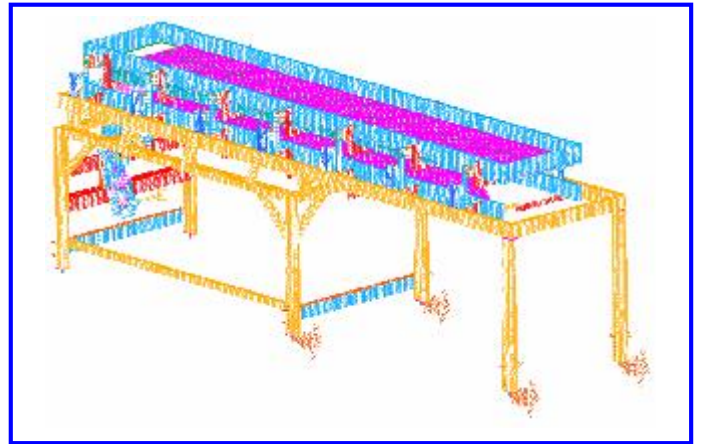
Für die Optimierung der Schwingförderanlage wurde ein detailliertes FE-Modell erstellt (oberes Bild), welches neben den Förderrinnen auch das Gestell inklusive Motorlagerung als elastische Strukturen beinhaltet.

Die rechnerische Modalanalyse am Prototypendesign zeigt, dass eine hauptsächlich durch das Gestell bedingte Resonanzstelle im angestrebten Betriebsfrequenzbereich liegt. Durch geeignete Versteifungsmaßnahmen am Gestell konnte diese Resonanzstelle deutlich über die maximale Betriebsfrequenz angehoben werden.

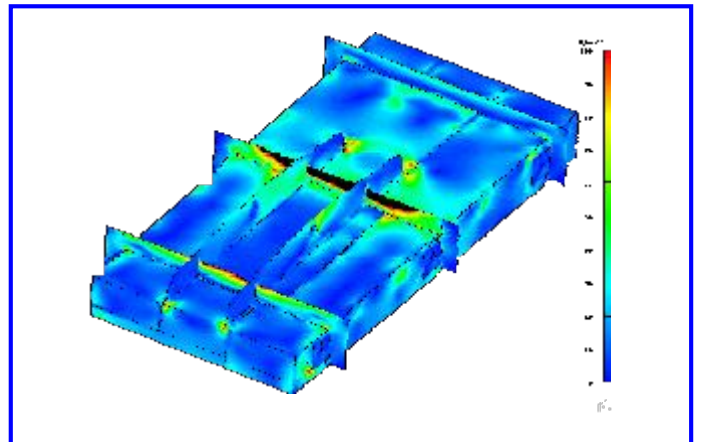
Die Betriebsfestigkeitsanalyse am Prototypendesign zeigt deutlich überhöhte Beanspruchungen in der Umgebung der Kraftübergabe auf die Förderrinnen (mittleres Bild). Die Vermeidung der Gestellresonanz führt bereits zu einer Reduktion der Beanspruchungen für die Förderrinnen. In Kombination mit lokalen Versteifungsmaßnahmen zur Vergleichmäßigung der Kraftübergabe von den Antriebspleueln an die Förderrinnen konnten die lokalen Beanspruchungen um den Faktor 4 reduziert werden (unteres Bild). Analog wurden die lokalen Beanspruchungen am Stehlager des Antriebmotors reduziert.

Die Betriebsschwingungsanalyse zeigt, dass diese Optimierungsmaßnahmen zudem zu einer homogenen Verteilung des Schüttgutes und zu einer gleichmäßigen Fördergeschwindigkeit führen. Die Fördergeschwindigkeit kann nun zudem kontinuierlich über die Drehzahl eingestellt werden.

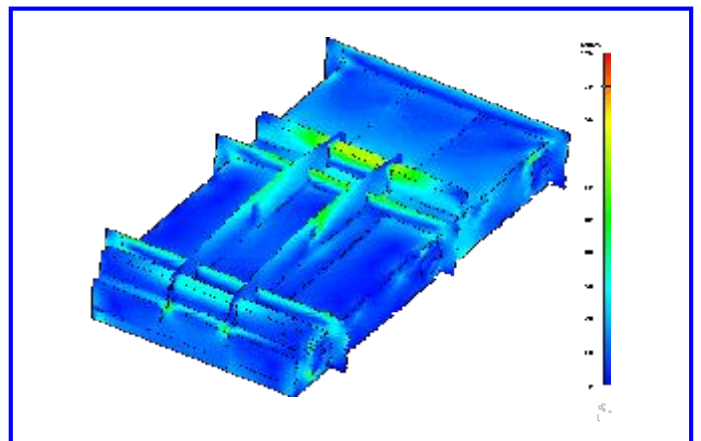
Kontrollmessungen bei der Inbetriebnahme der optimierten Schwingförderanlage bestätigten die Ergebnisse der rechnerischen Optimierung. Schäden traten nicht mehr auf.



FE-Modell des Prototypen der Schwingförderanlage



Prototypendesign: Beanspruchungen in der Umgebung der Kraftübergabe an die Förderrinnen (Unteransicht)



Optimiertes Design: Beanspruchungen in der Umgebung der Kraftübergabe an die Förderrinnen (Unteransicht)

DIABEAM: Ermittlung der Eigenfrequenzen von Membrankupplungen

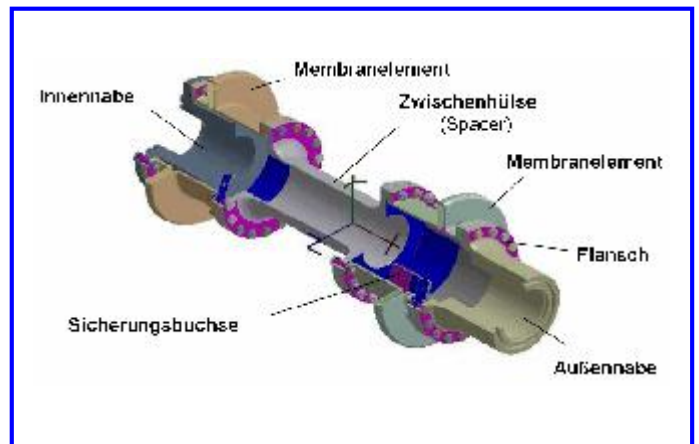
Turboantriebsstränge müssen so ausgelegt werden, dass die Strukturresonanzen genügend Abstand zur Betriebsdrehfrequenz haben. Bei der Auslegung solcher Antriebsstränge werden zunächst ausreichende Sicherheitsabstände für die Eigenfrequenzen der Einzelkomponenten wie Turbine, Verdichter und Kupplungen gefordert. Eine endgültige Beurteilung sollte jedoch am Gesamtstrang erfolgen.

Bei der Auslegung von Membrankupplungen sollten deshalb, möglichst schon während des Konstruktionsprozesses, die untersten Struktureigenfrequenzen zuverlässig ermittelt werden. Dazu wurde das Simulationsprogramm DIABEAM entwickelt. Es setzt beim Konstrukteur keine vertieften Kenntnisse der dem Programm zugrunde liegenden Methode der Finiten Elemente voraus.

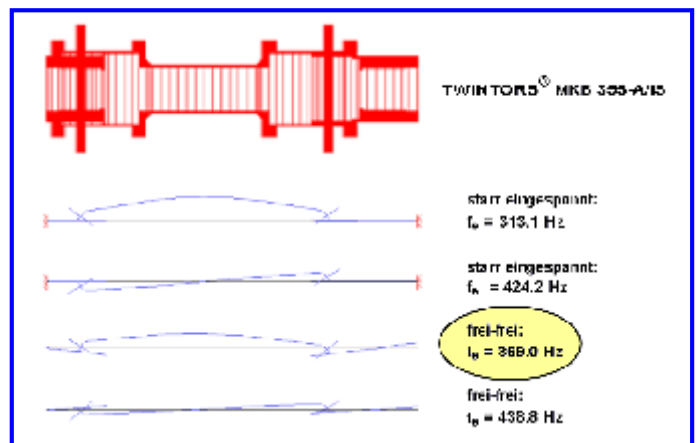
DIABEAM verwendet als Eingabegrößen die geometrischen Abmessungen wie Wellendurchmesser und -längen, Lager- und Gelenkstellen sowie den Typ der verwendeten Doppelmembran. Die zur Eigenfrequenzberechnung benötigten kinematischen Eingabeparameter für die Doppelmembranen sind in Datenbanken hinterlegt.

DIABEAM berechnet die niedrigsten Eigenfrequenzen für verschiedene Randbedingungen wie frei-frei, elastische und starre Lagerung und visualisiert die zugehörigen Eigenformen. Die erzeugten Grafiken können in Datenblätter oder Berichte übernommen werden. Dabei können sowohl Membrankupplungen als Einzelkomponenten wie auch gesamte Antriebsstränge simuliert werden.

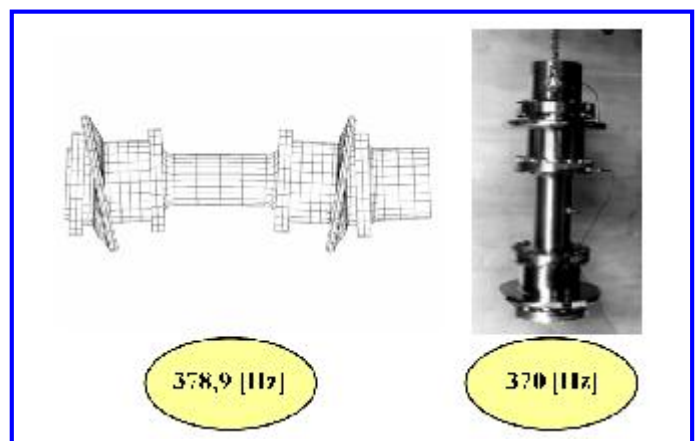
Die Vorhersagegenauigkeit von DIABEAM konnte mittels Vergleich mit Berechnungen mit dem FEM-Software-Paket I-DEAS sowie mit experimentell im Anschlagversuch ermittelten Eigenfrequenzen zu besser als 5 % abgeschätzt werden. Dies erlaubt eine zuverlässige Beurteilung des Eigenschwingungsverhaltens von Membrankupplungen.



TWINTORS® - Membrankupplung



Ausgabefenster von DIABEAM



Vergleich mit Volumen-FEM und Anschlagversuch

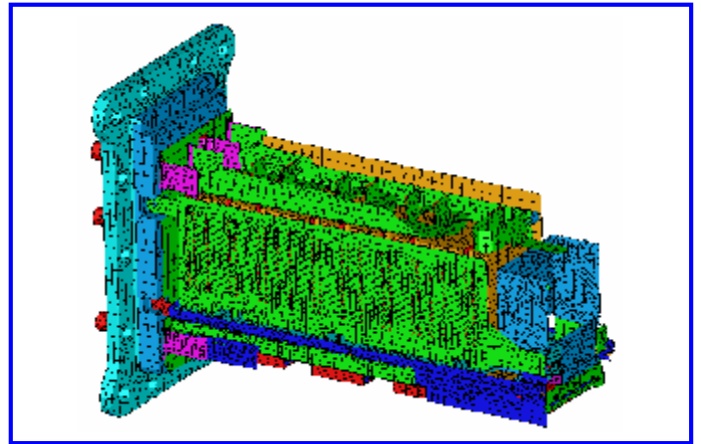
Betriebsfestigkeit eines Leistungselektronikmoduls

Ein Leistungselektronikmodul soll im Fahrzeug direkt an die Kupplungsglocke angeschraubt werden und sieht deshalb hohe Schwingungspegel. An einem ersten Prototyp soll rechnerisch und experimentell untersucht werden, ob die hohen Schwingungspegel zur Schädigung des Moduls führen können. Gegebenfalls sollen Maßnahmen entwickelt werden, um diese Schäden zu vermeiden.

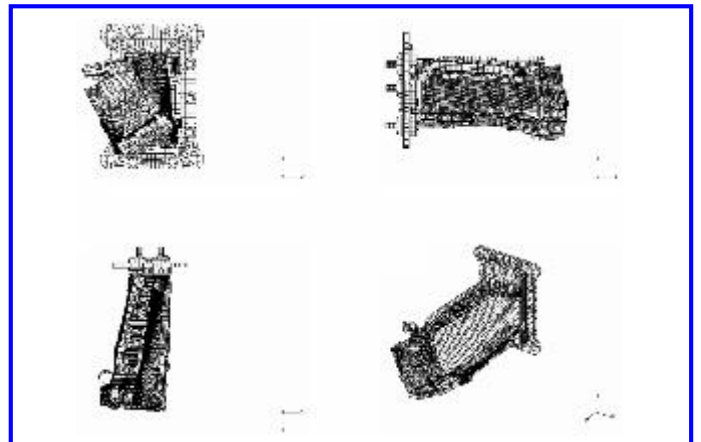
Die obere Abbildung zeigt das Schwingungsmodell des Leistungselektronikmoduls, das schrittweise aufgebaut wurde. Dabei wurden auf Bauteil- und Baugruppenebene Abgleiche mit Ergebnissen aus experimentellen Modalanalysen durchgeführt. Das Gesamtmodell reproduziert alle wesentlichen Eigenfrequenzen des Moduls bis 400 [Hz] mit einer Genauigkeit von unter 5 %. In der mittleren Abbildung ist beispielhaft die Eigenschwingungsform bei 127 [Hz] dargestellt.

Das Schwingungsmodell wurde verwendet, um die bei Fußpunkterregung auftretenden Beanspruchungen zu berechnen. Die Fußpunktbeschleunigungen wurden dabei aus Spezifikationen des Fahrzeugherstellers entnommen. Die untere Abbildung zeigt die Beanspruchungen in den Stromschienen bei Fußpunkterregung mit 127 [Hz] quer zum Elektronikmodul. Bei dieser und einigen weiteren Resonanzstellen liegen die Beanspruchungen in den Stromschienen sowie in einigen Lötverbindungen deutlich über der Wechselfestigkeit der verwendeten Werkstoffe. Dies bestätigte sich im Shaker-Test.

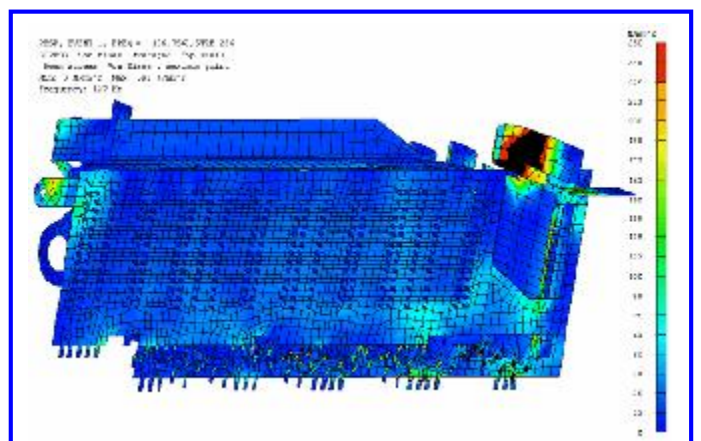
Aus dem Schwingungsmodell konnten Optimierungsmaßnahmen zur Reduktion der Beanspruchungen abgeleitet werden. Diese betrafen die Kopplung des Moduls an sein Gehäuse, die Anbindung der sich am Ende des Moduls befindenden Spule sowie die Kopplung zwischen den Stromschienen und der Frontplatte.



FE-Modell des Leistungselektronikmoduls ohne Gehäuse



kritische Eigenschwingungsform bei 127 [Hz]



Spannungen in den Stromschienen bei 127 [Hz]

Schwingungsanalyse eines Beladefeeders

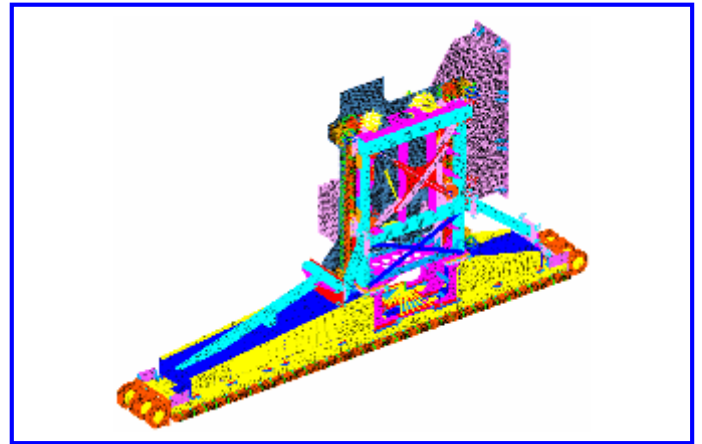
Der im oberen Bild dargestellte Beladefeeders wird zum Transport von Blechen in der Automobilindustrie eingesetzt. Mit einer Taktrate von bis zu $28 \text{ [min}^{-1}\text{]}$ wird dabei in jedem Transportzyklus ein Einzelblech etwa 250 [mm] angehoben und nach einem horizontalen Transport von bis zu 3 [m] wieder abgesetzt.

Der Prototyp zeigte mehrere Brüche in der Stahlschweißkonstruktion. Eine statische FE-Analyse unter Belastung von Trägheitskräften aufgrund der maximalen Beschleunigungen konnte die aufgetretenen Schäden jedoch nicht erklären.

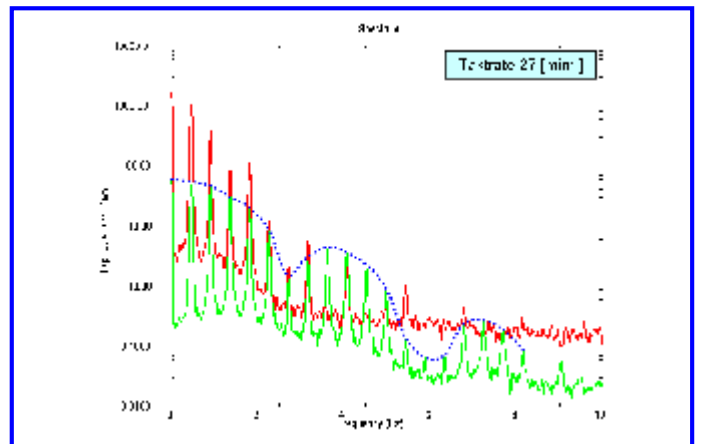
Betriebschwingungsmessungen zeigten, dass die unterste Eigenschwingungsform des Beladefeeders bei maximaler Taktrate resonanzartig zu Schwingwegen von bis zu 4 [mm] angefacht wird. Die zugehörige Eigenfrequenz liegt mit etwa $7,5 \text{ [Hz]}$ zwar deutlich über der Taktrate, ihre Eigenform wird aber aufgrund des stark nichtharmonischen Bewegungsablaufs trotzdem signifikant angeregt. Ein aus den Messungen abgeleitetes Anregungsspektrum ist beispielhaft in der mittleren Abbildung dargestellt. Neben der Taktfrequenz von ca. $0,5 \text{ [Hz]}$ erkennt man eine Vielzahl höherer Harmonischer. Diese sind in vertikaler Richtung besonders ausgeprägt. Abhängig von der gewählten Wegkurve treten zudem Nebenmaxima auf, wie durch die punktierte Kurve angedeutet.

Unter Berücksichtigung dieser dynamischen Zusatzbelastung konnte die Schadensursache geklärt werden. Im unteren Bild ist beispielhaft die dynamische Beanspruchung eines Profils dargestellt, das beim Prototyp-Test Risse aufwies.

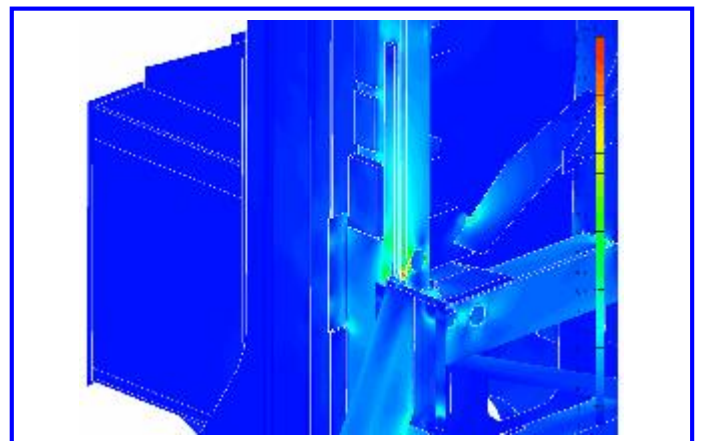
Aus den Analyseergebnissen wurden Optimierungsmaßnahmen abgeleitet. Zum einen wurde der Beladefeeders global versteift, um die unterste Eigenfrequenz anzuheben. Zum anderen wurden lokale Spannungsüberhöhungen durch gezielte Versteifungsmaßnahmen reduziert. Schließlich wurde auch das Fahrprofil angepasst, um störende Nebenmaxima im Anregungsspektrum zu vermeiden.



FE-Modell des Beladefeeders



Anregungsspektrum für die **Horizontal-** und **Vertikalfahrt** aus Betriebschwingungsmessungen abgeleitet



Lokale Strukturbeanspruchung für das Prototypen-Design

Thermische Bewertung eines Leistungselektronikmoduls

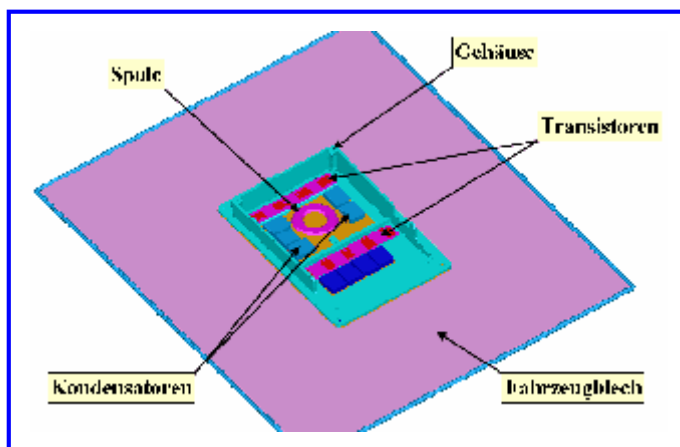
In einem Leistungselektronikmodul fallen hohe thermische Verlustleistungen in den elektronischen Bauelementen an. Diese sollen über ein Gehäuse abgeführt und über dessen Kühlrippen an die Umgebung abgegeben werden. Das Gehäuse kann zudem Wärme an das Fahrzeugblech abgeben. In einem frühen Entwicklungsstadium soll das Gehäusekonzept durch Simulationen überprüft werden.

Das im oberen Bild dargestellte thermische Modell berücksichtigt neben dem Gehäuse und den wesentlichen Elektronikbauteilen auch den an das Gehäuse angrenzenden Bereich des Fahrzeugblechs. Da das Modul nur kurzzeitig belastet wird, ist vor allem das Aufheizverhalten von Interesse.

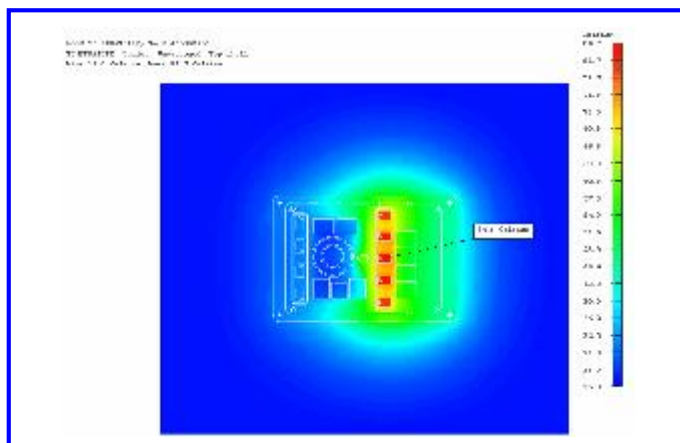
In Strömungssimulationen wurde die konvektive Wärmekopplung der Kühlrippen an die Umgebung bei verschiedenen Geschwindigkeiten und Einbausituationen im Fahrzeug ermittelt. Im ungünstigsten Fall ist das Gehäuse im Fahrzeugboden eingebaut und das Fahrzeug steht. Dann verschwinden sowohl die freie als auch die erzwungene Konvektion und die gesamte Wärme muss über Wärmestrahlung oder über das Fahrzeugblech abgegeben werden.

Im realen Betrieb wird das Modul höchstens etwa 4 [min] belastet. Die mittlere Abbildung zeigt die Temperaturverteilung über dem Leistungselektronikmodul und dem Fahrzeugblech für den kritischsten Betriebsmodus 4 [min] nach Anschalten des Moduls. Als Abbild der Wärmequellen bildet sich eine stark inhomogene Temperaturverteilung aus.

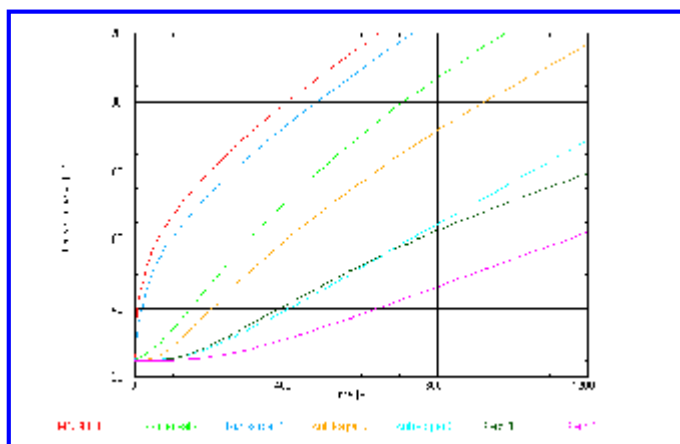
Die untere Abbildung zeigt den zeitabhängigen Temperaturverlauf an verschiedenen Auswertepositionen. Nach etwa 10 [min] wird für die am stärksten belasteten Bauelemente die kritische Bauteiltemperatur von 120 [°C] überschritten. Eine stationäre Temperaturverteilung wird aufgrund der schwachen Ankopplung des Moduls an die Umgebung erst sehr viel später erreicht. Die Untersuchung zeigt, dass das untersuchte Gehäuse für die thermischen Anforderungen überdimensioniert ist.



Thermisches Modell des Leistungselektronikmoduls



Temperaturverteilung nach 240 [s]



Temperaturverlauf an verschiedenen Positionen

Berechnung lastabhängiger Dämpfungs- und Steifigkeitsmatrizen von Gleitlagern

Im Vergleich zu Wälzlagern zeigen Gleitlager deutlich stärker eine nichtlineare Abhängigkeit von verschiedenen Betriebsparametern.

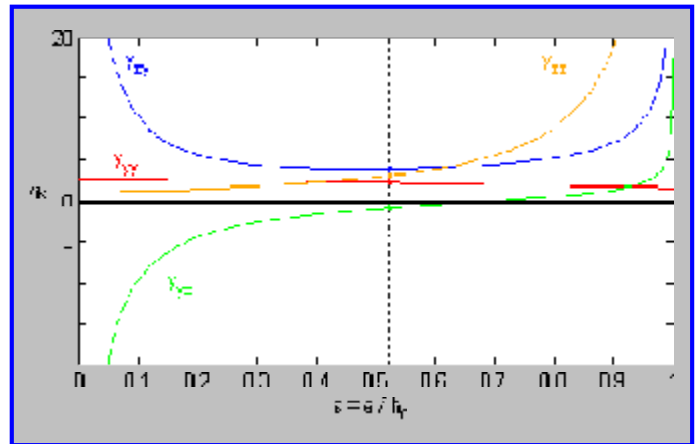
Mit Hilfe der Reynolds-Differentialgleichungen, welche die Grundlage der hydrodynamischen Schmierfilmtheorie bilden, wird der orts- und zeitabhängige Druckverlauf innerhalb des Lagers beschrieben. In wenigen Fällen wie beim kreiszylindrischen Kurzlager können diese Gleichungen bei sinnvoll gewählten Randbedingungen geschlossen gelöst werden. Damit lässt sich in Abhängig von verschiedenen Betriebsparametern wie Drehzahl der Welle, Viskosität des Schmierfilms und den geometrischen Abmessungen des Gleitlagers die statische „Ruheposition“ des Wellenzapfens innerhalb der Außenbohrung bestimmen.

Mit Hilfe der von ISMB in MATLAB entwickelten Software *ISMBear* kann nun dieser Betriebspunkt für verschiedene Parameter grafisch dargestellt und die linearisierten Steifigkeits- und Dämpfungsmatrizen ausgegeben werden.

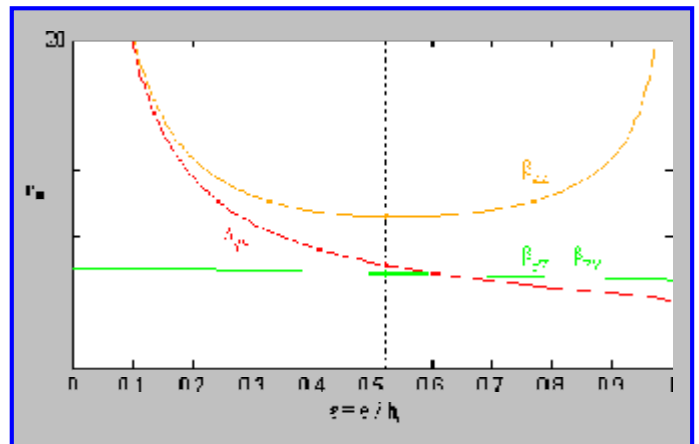
Bei veränderten Betriebsbedingungen, z. B. dem Hochlauf einer Anlage, bei dem sich die Drehzahl kontinuierlich ändert, folgt dementsprechend auch eine Steifigkeits- und Dämpfungsänderung des Gleitlagers.

ISMBear ist in der Lage, die Steifigkeits- und Dämpfungsmatrizen für sämtliche Betriebspunkte individuell zu berechnen. So lässt sich der Verlauf der Gleitlagereigenschaften über einem Hochlauf beschreiben.

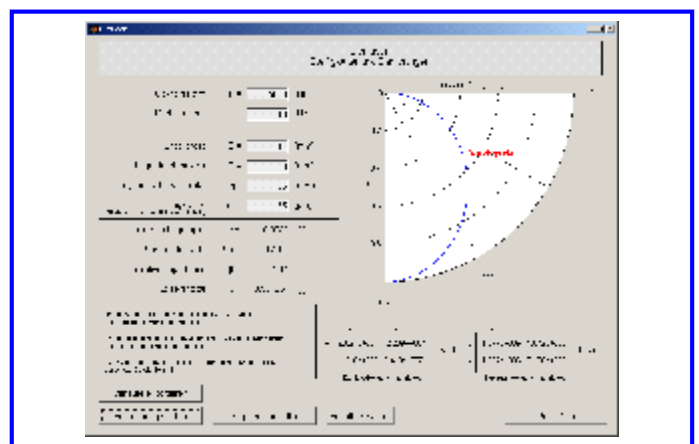
Diese Daten finden bei ISMB z. B. Eingang in Rotordynamiksimulationen, welche den Hochlauf einer Anlage nachbilden. Hierbei werden für jeden einzelnen Betriebspunkt während des Hochlaufs die aus *ISMBear* exportierten Steifigkeits- und Dämpfungsmatrizen aktualisiert, so dass das Verhalten eines Gleitlagers innerhalb dieser Simulation realitätsgetreu abgebildet wird.



Dimensionslose Steifigkeit über der statischen Verlagerung ϵ



Dimensionslose Dämpfung über der statischen Verlagerung ϵ



ISMBear visualisiert den von mehreren Parametern abhängigen Betriebspunkt des Gleitlagers

Helmholtz – Resonatoren zur Dämpfung der Druckpulsationen von Schraubenverdichtern

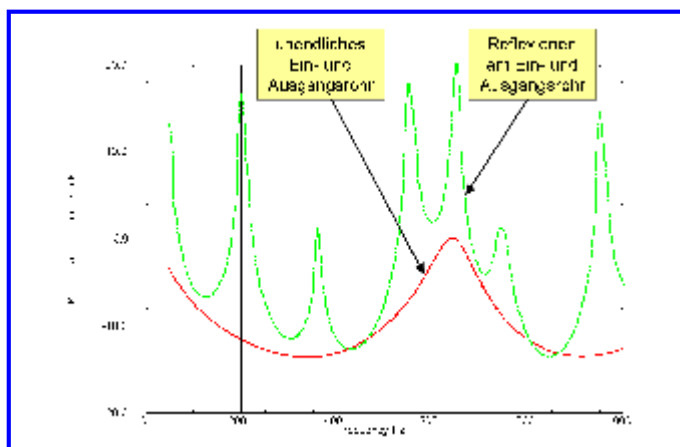
Am Ausgang von Schraubenverdichtern liegen funktionsbedingt hohe Druckpulsationen vor. Diese können in nachgeschalteten Bauteilen sehr hohe Lärmpegel erzeugen. Es sollte deshalb ein Schalldämpfer entwickelt werden, der die Druckpulsationen in den nachgeschalteten Bauteilen möglichst effektiv unterdrückt.

Hierzu wurden verschiedene Schalldämpfertypen auf ihre Eignung geprüft.

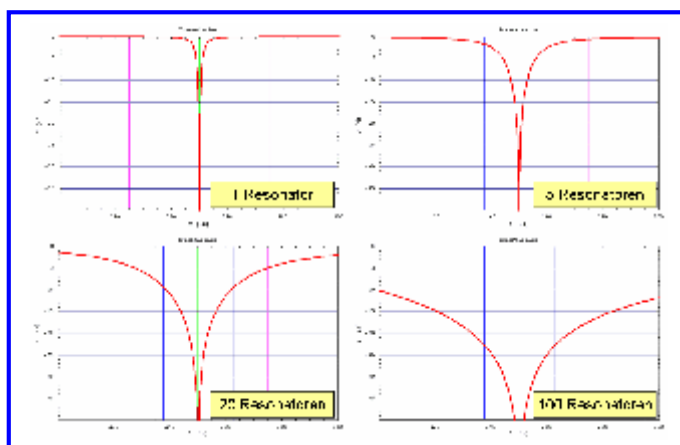
Der minimale Rohrdurchmesser ist durch die Strömungsverhältnisse, der Bauraum durch die weiteren Komponenten vorgegeben. Unter Berücksichtigung dieser Randbedingungen kann mit einfachen Reflexionsschalldämpfern eine Durchgangsdämpfung von maximal 14 [dB] erzielt werden, wie in der oberen Abbildung gezeigt. Zudem können Reflexionen am Eingangs- oder Ausgangsrohr zu zusätzlichen Resonanzüberhöhungen führen.

Da das Frequenzspektrum der Druckpulsationen nur diskrete Frequenzen enthält, sind Helmholtz-Resonatoren unter optimaler Ausnutzung des Bauraums besonders gut zur Schallunterdrückung geeignet. Die mittlere Abbildung zeigt die Durchgangsdämpfung bei verschiedener Anzahl von Resonatoren. Während ein einzelner Resonator nur in unmittelbarer Umgebung der Resonanzfrequenz wirkt, erhöht sich die Resonanzbreite mit zunehmender Anzahl der Resonatoren deutlich.

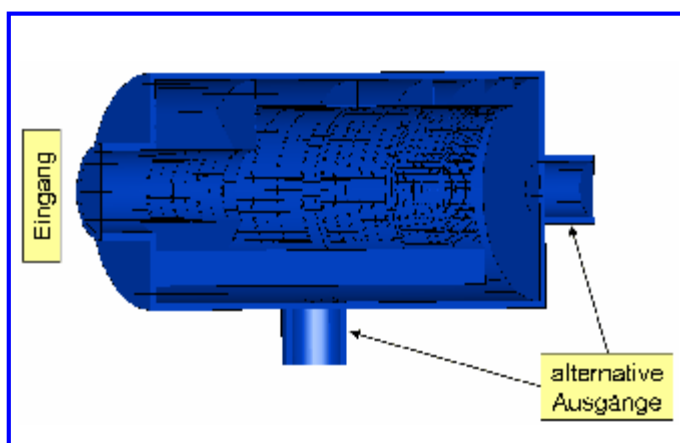
In der unteren Abbildung ist der entwickelte Multi-Helmholtz-Resonator als Schnitt dargestellt. In der linken Bauteilhälfte sind Resonatoren für die Grundordnung vorgesehen, in der rechten Hälfte weitere Resonatoren für die höheren Harmonischen. Mit diesem Design werden Durchgangsdämpfungen von über 20 [dB] in der Umgebung der Grundordnung sowie der folgenden drei Harmonischen erzielt.



Durchgangsdämpfung für einen Reflexionsschalldämpfer



Durchgangsdämpfung für Helmholtz-Resonatoren



Optimiertes Design

Kettenbremse: Optimierung von Bremszeit und Betriebsfestigkeit

Kettenbremsen von Motorsägen zeigen teilweise deutlich unterschiedliches Bremsverhalten hinsichtlich der mittleren Bremszeit und deren Streuung. Es wurde ermittelt, welche Parameter hauptsächlich die Bremszeiten und deren Streuungen beeinflussen.

Dazu wurde ein mechanisches Ersatzmodell mit vier Freiheitsgraden entwickelt:

- Hebelmechanismus mit Bremsband
- Kupplungstrommel mit Kette
- Kurbeltrieb (vorne) mit Fliehkraftkupplung
- hinterer Kurbeltrieb

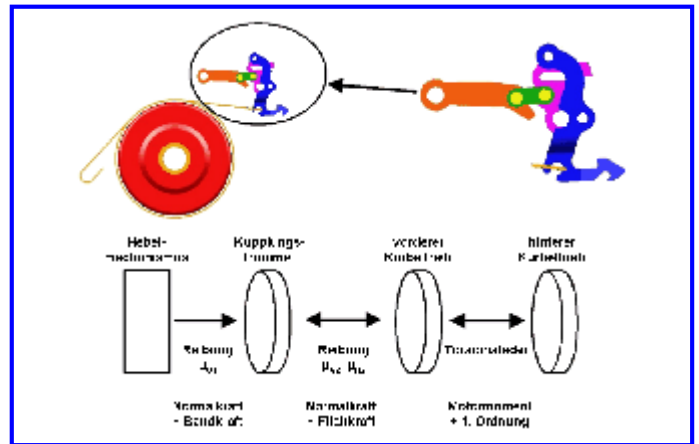
Lösungen der Bewegungsgleichungen sind gedämpfte, nichtlineare Schwingungen für den Hebelmechanismus. Die Nichtlinearität rührt dabei hauptsächlich vom Straffen des Bremsbandes her.

Für die Kette gibt es zwei qualitativ unterschiedliche Lösungsverläufe. Kurz nach Auslösen des Bremsmechanismus entscheidet sich, ob nur Kupplungstrommel und Kette abgebremst werden (\rightarrow kurze Bremszeiten) oder aber der gesamte Kurbeltrieb bis zur Abkoppeldrehzahl an die Kupplungstrommel angekoppelt bleibt (\rightarrow lange Bremszeiten). Dieses bistabile Verhalten wird durch mehrere Parameter bestimmt. Wesentlich sind neben den Reibkoeffizienten auch die geometrischen Hebelverhältnisse.

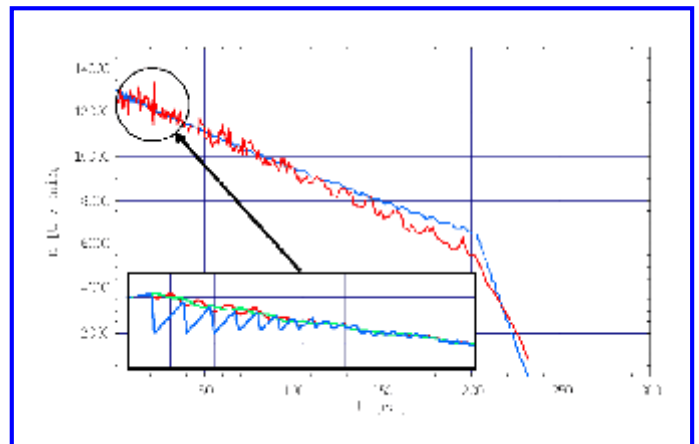
Ausgehend von einem Prototyp konnten durch geometrische Optimierung des Hebelmechanismus und der Bremsbandgeometrie die Bremszeit, die Bremszeitstreuung und die dynamischen Belastungen der Bauteile für die Serienmaschine erheblich reduziert werden.

Rechts ist für den Prototyp und die Serienmaschine der gemessene Drehzahlverlauf der Kette (rot) dem simulierten Verlauf (blau) gegenübergestellt. Im Zoom sind jeweils die simulierten zeitlichen Lösungen der Freiheitsgrade unmittelbar nach Auslösen des Hebelmechanismus dargestellt.

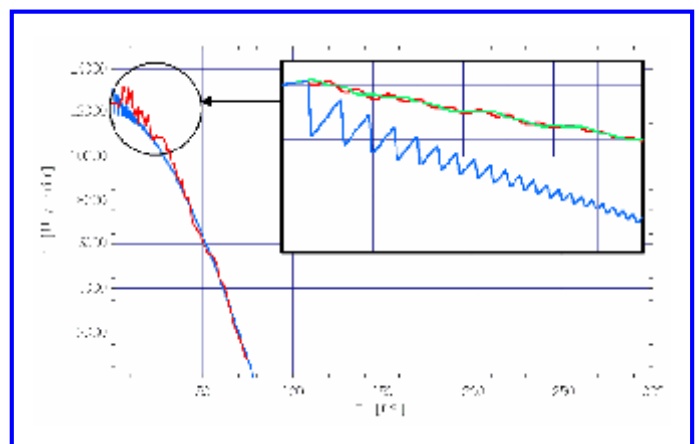
Die Bremszeiten der Serienmaschine ließen sich somit auf 80 [ms] begrenzen, gleichzeitig konnte die maximal auftretende Spannung um 20 % verringert werden.



Kettenbremse als Vier-Massen-Modell



Simulation und Messung am Prototyp



Simulation und Messung an Serienmaschine

IC-Prüfstand: Optimierung der Betriebsfestigkeit von Kontaktfedern

In einem Prüfstand für ICs werden Kontaktfedern eingesetzt, um eine zuverlässige elektrische Kontaktierung zu gewährleisten. Beim Design der Kontaktfedern sind mehrere Randbedingungen zu beachten:

- Der während des Tests über die Federn aufgebrachte Kontaktdruck darf einen vorgegebenen Minimalwert nicht unterschreiten.
- Nach der Messung werden die Federn um einen vorgegebenen Weg geöffnet und geben die ICs frei.
- Für die Federn steht zudem nur ein sehr eingegrenzter Bauraum zur Verfügung.

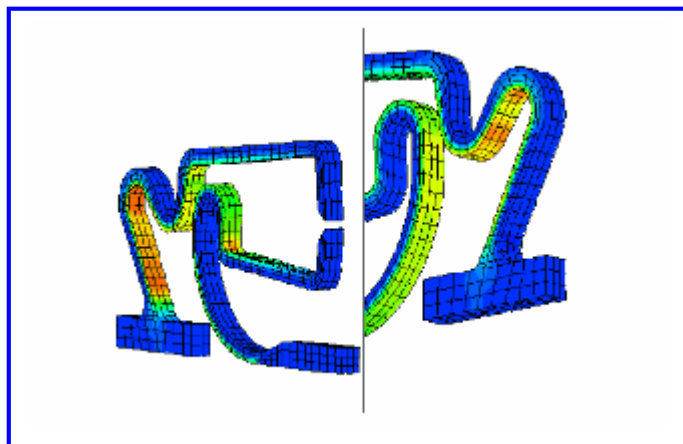
Beim Ausgangsdesign (obere Abbildung) traten nach etwa 10^5 (obere Feder) bzw. $3 \cdot 10^5$ (untere Feder) Lastspielwechseln Brüche auf. Die angestrebte Mindestlastspielzahl lag dagegen bei $5 \cdot 10^6$.

Durch Vergleich der für das Ausgangsdesign auftretenden Mittelspannungen und Spannungsausschläge mit Literaturdaten wurde ein auf den speziellen Anwendungsfall zugeschnittenes Smith-Bach-Diagramm erstellt (untere Abbildung).

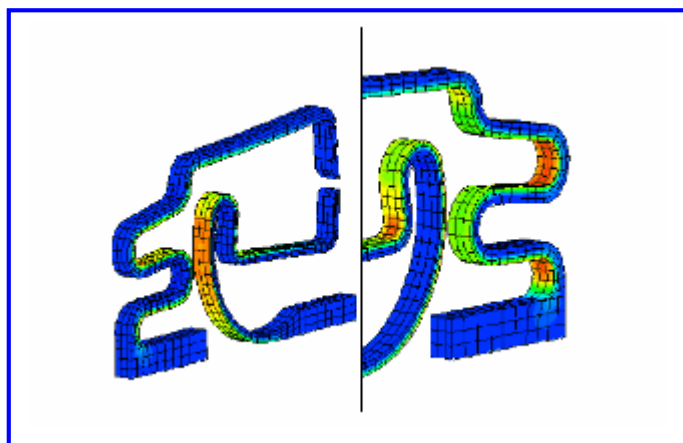
Schwerpunkt der geometrischen Optimierung des Federdesigns war die Minimierung der Spannungsausschläge, da diese den größten Einfluss auf die ertragbare Lastspielzahl haben. Gleichzeitig wurde auch versucht, die Mittelspannungen so gering wie möglich zu halten.

Beim optimierten Design (mittlere Abbildung) konnten die Spannungsausschläge um etwa 55% für die obere Feder und etwa 70% für die untere Feder reduziert werden. Die Mittelspannungen nahmen dabei hingegen nur um 15% (obere Feder) bzw. 25% (untere Feder) zu.

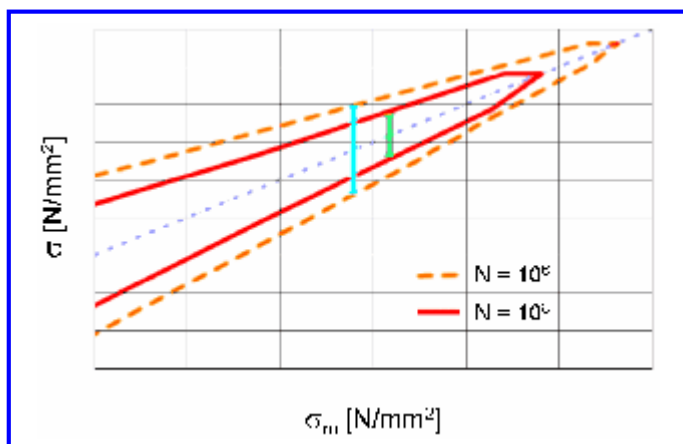
Die ertragbare Lastspielzahl liegt damit bei beiden Federtypen deutlich über dem angestrebten Wert von $5 \cdot 10^6$. Dies bestätigte sich auch in Betriebsfestigkeitsversuchen.



Ausgangsdesign



optimiertes Design



Smith-Bach-Diagramm für *Ausgangsdesign* und *Redesign*

Schalldämpferakustik

Schalldämpfer werden eingesetzt, um Schallemissionen von Motoren zu mindern. Sie selbst stellen aber auch akustische Übertragungsglieder dar, die durch Hohlraumeigenschaften und Partialschwingungen der Oberfläche die Schallemission ungünstig beeinflussen können. Dies äußert sich im Mündungsschall und in der Schallemission über Körperschall.

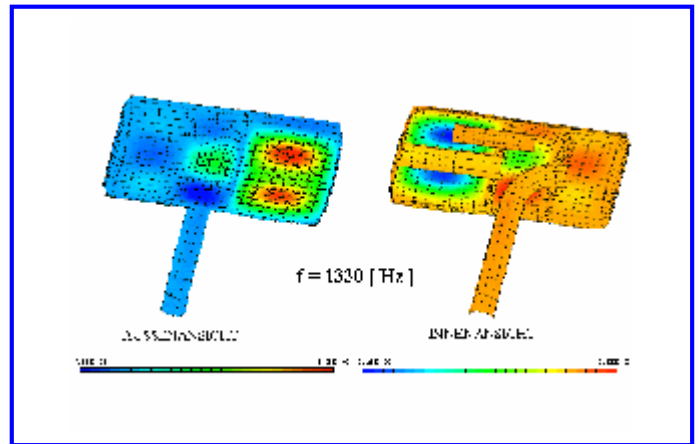
Für den Schalldämpfer eines Pickups wurde untersucht, wie sich die Gesamtschalleistung zwischen Körperschall und Mündungsschall aufteilt und wodurch die Schallabstrahlung beeinflusst werden kann. Insbesondere war von Interesse, inwiefern sich eine Schallreduzierung durch Verwendung von Basaltsteinwolle erzielen lässt

Im oberen Bild ist eine Oberflächeneigenform bei 1330 [Hz] dargestellt. Bei motorseitiger Anregung des Abgases wird Schall unter anderem über diese Eigenform abgestrahlt (mittleres Bild). Die Aufteilung der Schallabstrahlung in Körperschall und Mündungsschall ist für diese Resonanzfrequenz im unteren Bild erkennbar.

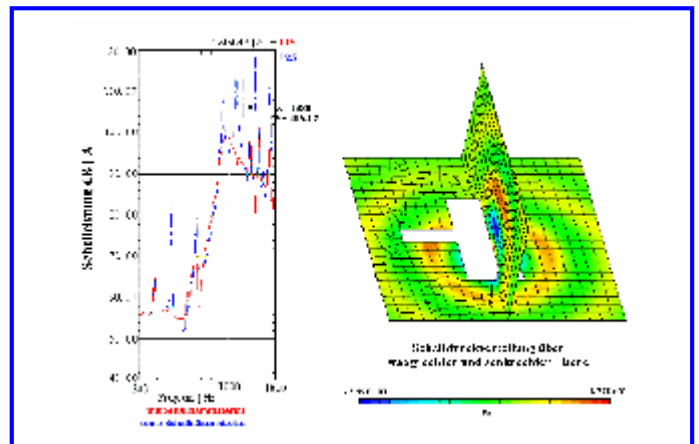
Während oberhalb von 1 [kHz] ein hoher Anteil der Schalleistung über die Oberfläche abgestrahlt wird, erfolgt die Schallabstrahlung unterhalb von 1 [kHz] fast ausschließlich über die Mündung.

Dieser Aspekt muss bei Maßnahmen zur Reduzierung der Schallabstrahlung berücksichtigt werden. Der untere Frequenzbereich kann durch die geometrische Gestaltung der Schalldämpferkammern beeinflusst werden, während sich der höherfrequente Bereich durch Versteifungsmaßnahmen (Sicken, Rippen) der Oberfläche verbessern lässt.

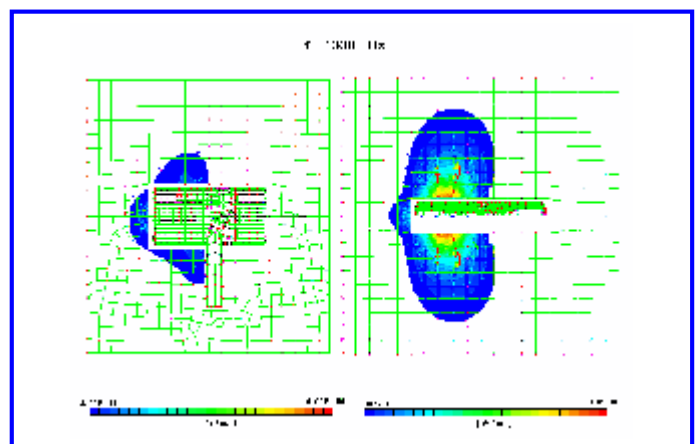
Der Einbau von Basaltsteinwolle an den inneren Stirnflächen führt zur Reduzierung der Schallabstrahlung um 10 [dB]. Diese Maßnahme wirkt allerdings nicht bei Resonanzfrequenzen, deren Eigenformen eine hohe Beteiligung der Mantelfläche aufweisen.



Struktur-Eigenform



Schalleistungsabstrahlung und Schalldruckverteilung



Schallintensitätsverteilung

IC-Temperierung: Auslegung einer Heizplatte

Während des Funktionstests von ICs soll deren Temperatur möglichst konstant gehalten werden. Die ICs werden dazu thermisch auf eine Platte kontaktiert. Diese Platte wird mit Luft bei regelbarer Einlasstemperatur durchströmt.

Vor dem Aufbau eines ersten Prototyps soll über Simulationen ein optimales Design der Strömungskanäle in der Platte ermittelt werden. Die thermischen Analysen geben zudem Aufschlüsse über die erreichbare Homogenität, Regelbarkeit und Trägheit des Systems.

Durch die Simulation konnte der hinsichtlich Temperaturhomogenität optimale Querschnitt der Strömungskanäle ermittelt werden. Für eine möglichst gute Temperaturhomogenität sollten für beide Plattenhälften unabhängige, spiralförmige Strömungskanäle eingesetzt werden (obere Abbildung).

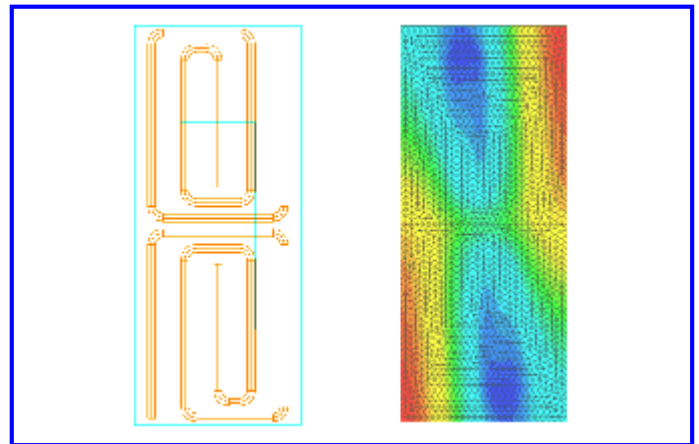
Wird die Platte mit einer homogenen Wärmelast von 10 [W] beaufschlagt, so ist die Differenz zwischen maximaler und minimaler Temperatur auf der Platte kleiner als 0,1 [K] (oberes Bild).

Wird die Wärmelast von 10 [W] nur im Innenbereich bzw. nur im Außenbereich der Platte appliziert, so steigt diese Differenz auf 0,4 [K] bzw. 0,2 [K] an (mittleres Bild).

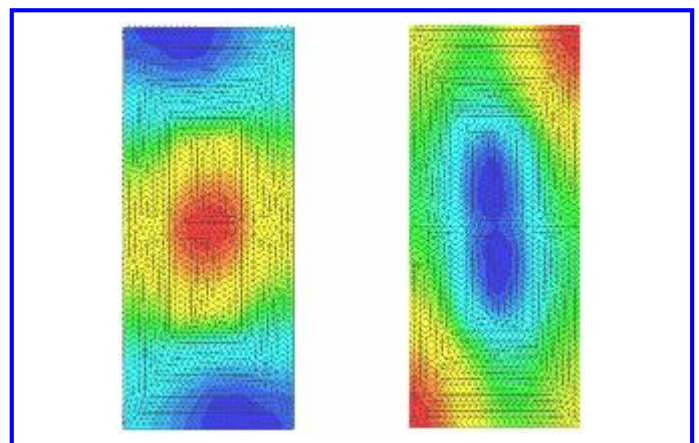
Um in diesen Fällen eine weitere Homogenisierung zu erreichen, müssten für diese Teilbereiche getrennte Strömungskanäle mit separat geregelten Einlasstemperaturen verwendet werden.

Schließlich liefert die Simulation auch Aufschlüsse über das zeitliche Verhalten der Heizplatte. Es wurde z.B. der Fall betrachtet, dass die Temperatur der Heizplatte von +120 [°C] auf -60 [°C] verändert werden soll. Dazu wird die Heizplatte mit Luft bei -120 [°C] durchströmt.

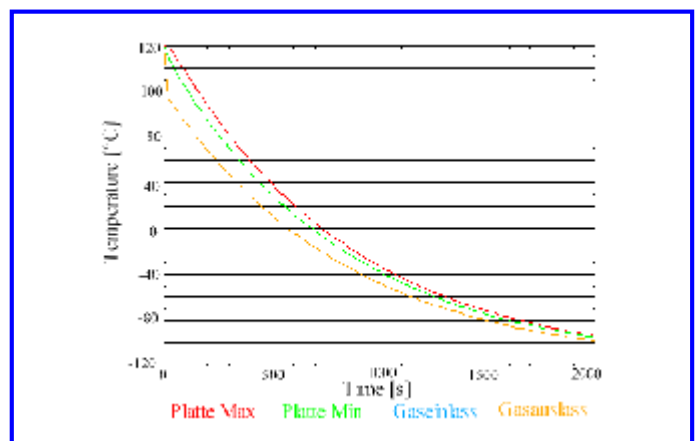
Die untere Abbildung zeigt den zeitlichen Temperaturverlauf an verschiedenen Positionen auf der Heizplatte. Die Solltemperatur von -60 [°C] wird in diesem Fall nach etwa 20 [min] erreicht und, da die Gaseinlasstemperatur hier unreguliert ist, im weiteren Verlauf unterschritten.



Temperaturverlauf bei homogener Wärmelast ($\Delta T=0,1$ [K])



Temperaturverlauf bei inhomogener Wärmelast innen (links $\Delta T=0,4$ [K]) und außen (rechts $\Delta T=0,2$ [K])



Temperaturverlauf beim Abkühlen

Minimierung der Humanschwingungen bei Motorsägen

Schwingungen am Haltegriff einer Motorsäge (oberes Bild) können sich schwerwiegend auf den menschlichen Organismus (Arme, Handgelenke und Finger) des Bedieners auswirken. Das Eigenschwingungsverhalten des Haltegriffs sowie die Erregermechanismen spielen dabei zentrale Rollen.

Bei der untersuchten Motorsäge ist der Haltegriff über Gummipuffer am Motorgehäuse befestigt. Die Kette läuft über das Schwert, das mit dem Motorgehäuse verschraubt ist. Durch dynamische Motor- und Kettenkräfte hervorgerufene Schwingungen wirken, mehr oder weniger stark durch den Haltegriff reduziert, auf den Bediener ein.

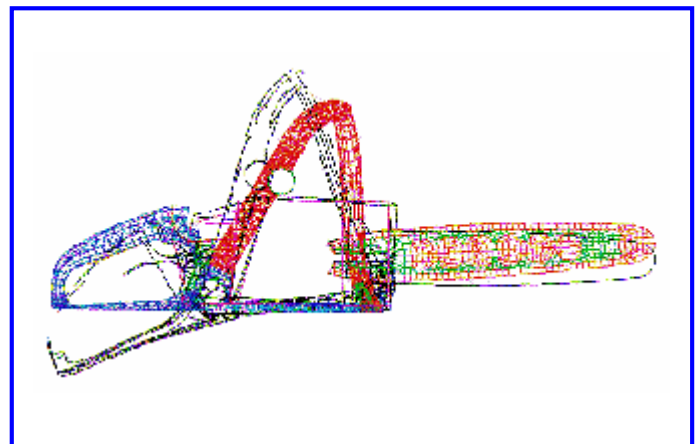
Das mittlere Bild zeigt die Eigenschwingungsform der Motorsäge bei 74 [Hz]. Motor und Schwert kippen um Quer- und Hochachse, der Haltegriff kippt dagegen und verformt sich. Motor- und Kettenkräfte führen in dieser Eigenschwingungsform im Drehzahlbereich um 9000 [min^{-1}] zu erhöhten Beschleunigungen am Haltegriff. Resonanzbedingte Erhöhungen findet man auch bei 56 [Hz], 62 [Hz], 68 [Hz] und 84 [Hz].

Die niedrigste Erregerordnung des eingesetzten Zweitaktmotors ($EO=1$) bildet sich bei der Betriebsschwingungsanalyse (unteres Bild) deutlich auf dem Beschleunigungssignal am Haltegriff ab. Des Weiteren werden im hinsichtlich Humanschwingungen kritischen Frequenzbereich (0 bis 100 [Hz]) auch subharmonische Ordnungen angeregt. Oberhalb von 7500 [min^{-1}] tritt abrupt die Erregerordnung $EO=1/2$ auf. Mit der Drehzahl steigende Erregerintensitäten führen dann bei 9400 [min^{-1}] zur typischen Frequenzsplitting mit Resonanzen bei 62 und 84 [Hz].

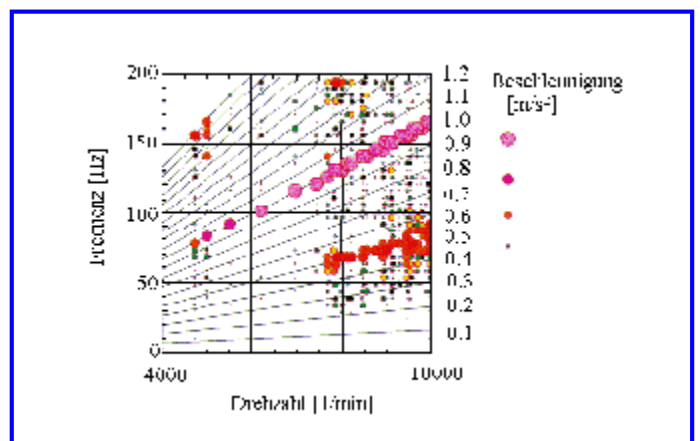
Ein mittels der Chaostheorie formuliertes Ersatzmodell beschreibt dieses Phänomen. Über eine Variation der Modellparameter wurden konstruktive Maßnahmen zur Vermeidung der Schwingungen entwickelt. Die Amplituden im Frequenzbereich der Humanschwingungen konnten dadurch um ca. 60 % reduziert werden.



Haltegriff einer Motorsäge



Eigenschwingungsform bei 74 [Hz]



Campbell - Diagramm

Optimierung eines Integralgetriebes hinsichtlich Deformationen und Festigkeit

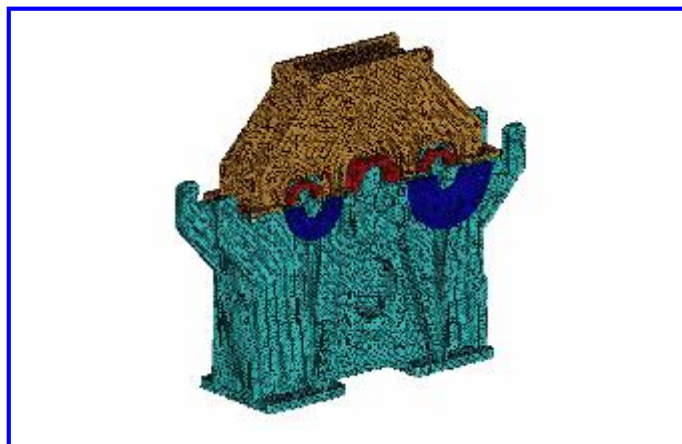
Integralgetriebe stellen die Kernkomponente von sogenannten Mehrwellenradialverdichtern und Mehrwellenradialexpandern dar. Bauartbedingt werden die Gehäuse der Verdichter- bzw. Expanderstufen (Spiralgehäuse) direkt an das Getriebegehäuse angeflanscht. Die Verdichter- bzw. Expanderlaufräder sind starr mit den Ritzelwellen verbunden und besitzen keine eigene Lagerung. Das Getriebegehäuse muss somit neben den Lagerkräften auch die Gewichtskräfte der Spiralgehäuse und die z. B. aufgrund thermischer Verspannungen entstehenden Rohrleitungskräfte aufnehmen.

In einer FE-Analyse wurde ein Getriebegehäuse hinsichtlich Bauteilfestigkeit und Deformationsverhalten optimiert. In der Deformationsanalyse werden die Relativbewegungen zwischen verschiedenen Lagerstühlen sowie zwischen den Lagerstühlen und den zugehörigen Verdichterschnittanschlüssen berechnet.

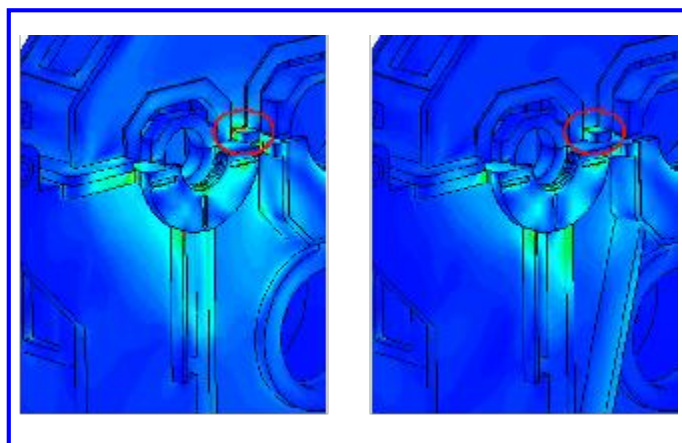
Die obere Abbildung zeigt das FE-Modell des Getriebegehäuses. Die mittlere Abbildung zeigt den Spannungsverlauf des Gehäuses für den kritischsten Lastfall. Die maximalen Spannungen treten nahe der Trennfuge zwischen Gehäuseunter- und Gehäuseoberteil auf und sind in der Abbildung rot markiert. Die untere Abbildung zeigt den Grad der Deformationen des Gehäuses (Draufsicht).

Durch das Einbringen zusätzlicher Rippen konnte das Spannungsmaximum um mehr als 40% reduziert werden, die maximalen Deformationen konnten partiell um bis zu 30% reduziert werden.

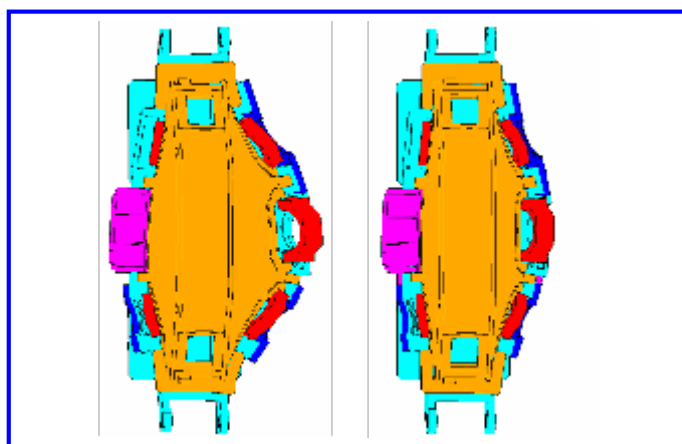
Als weiteres Ergebnis der Gehäusesimulation können die statischen und dynamischen Steifigkeiten der Lagerstühle ermittelt werden.



FE-Modell des Getriebegehäuses (optimiertes Design)



Spannungsverteilung für Ausgangsdesign (links) und optimiertes Design (rechts)



Verformungen für Ausgangsdesign (links) und optimiertes Design (rechts)

Thermische Vorauslegung eines Temperaturreglers für ICs

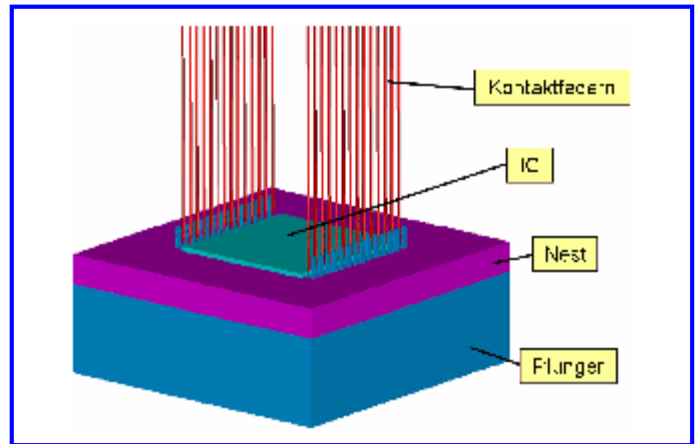
In einem Funktionstester sollen ICs mit einer Genauigkeit von 0,5 [K] temperiert werden. Es soll untersucht werden, ob und unter welchen Voraussetzungen ein entsprechendes Regelsystem realisiert werden kann. Der prinzipielle mechanische Aufbau beinhaltet, wie in der oberen Abbildung dargestellt, einen heiz- und kühlbaren Plunger, ein gegen den Plunger verschiebbares Nest zur Aufnahme des ICs sowie Kontaktfedern zur elektrischen Kontaktierung des ICs mit dem elektronischen Test-Equipment.

Für den Plunger und das Nest sind prinzipiell verschiedene Materialien und Abmessungen möglich, die den thermischen Erfordernissen angepasst werden können. Die Länge der Kontaktfedern ist für verschiedene IC-Tests unterschiedlich. Die dem IC abgewandten Enden der Kontaktfedern befinden sich näherungsweise bei Umgebungstemperatur.

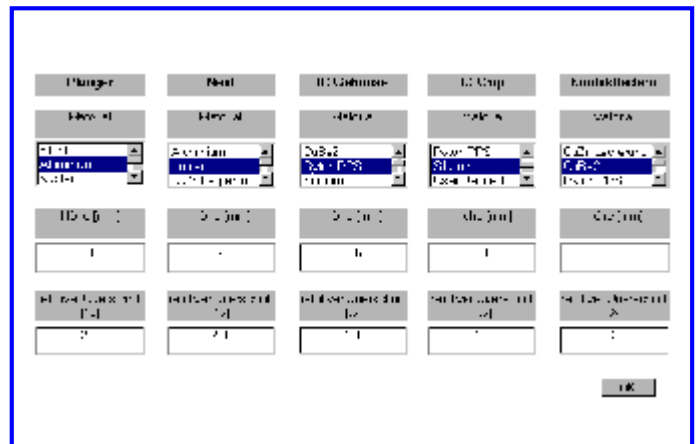
Erste Voruntersuchungen zeigten, dass das thermische Verhalten des Reglers sehr stark von den Wärmeübergängen zwischen Plunger und Nest, zwischen Nest und IC sowie durch die Länge der Kontaktfedern bestimmt wird. Vorteilhaft wirken sich gezielte Beschichtungen von Nest und Plunger sowie ein Anströmen der Kontaktfedern mit temperierter Luft aus.

Für die thermische Grobauslegung des Temperaturreglers durch den Konstrukteur wurde ein auf MATLAB aufbauendes Anwenderprogramm entwickelt. Der Anwender gibt in verschiedenen Eingabemenüs (mittlere Abbildung) geometrische Abmessungen, Materialdaten und Materialzuordnungen, Daten zu den Kontaktpaarungen sowie thermische Randbedingungen wie Wärmelasten, Temperaturrandbedingungen und die Strömungsbedingungen für die Kontaktfedern ein.

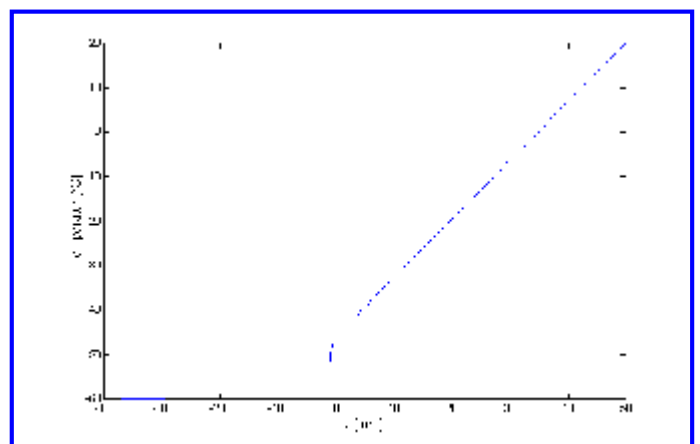
Das Programm baut aus diesen Eingaben ein Finite Differenzen Modell auf. Als Ausgaben erhält der Anwender die Temperaturverläufe (untere Abbildung) sowie die Verteilung der thermischen Widerstände.



Prinzipieller mechanischer Aufbau des Temperaturreglers



Eingabemaske für Bauteilabmessungen und Materialzuordnungen



Ausgabefenster: Temperaturverlauf entlang der Höhe

Bremsenquietschen einer PKW-Scheibenbremse

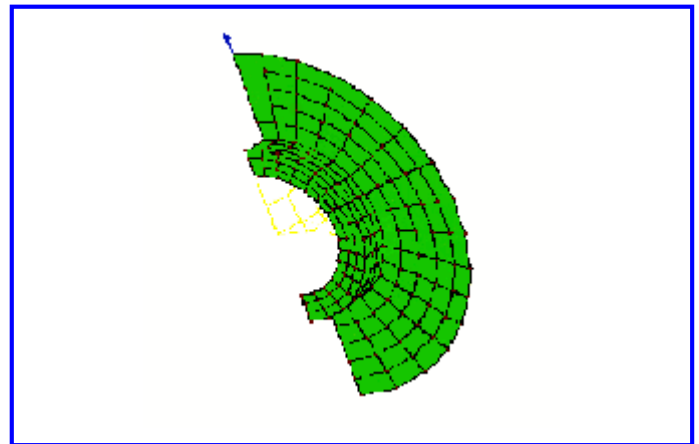
Wird ein mit Scheibenbremsen ausgestattetetes Fahrzeug abgebremst, so können vor allem im unteren Geschwindigkeitsbereich lästige Quietschgeräusche entstehen. Durch nichtlineare Schwingungsberechnungen können die Ursachen für das Bremsenquietschen ermittelt und der Einfluss unterschiedlicher Parameter untersucht werden.

Hierzu wurde die Scheibenbremse eines Pkws zunächst in MATHEMATICA durch 30 Freiheitsgrade abgebildet. In diesem Modell wurden die nichtlinearen Reibschwingungseffekte zwischen den beiden Bremsklötzen und der Scheibe quantifiziert und detaillierte Parameterstudien durchgeführt.

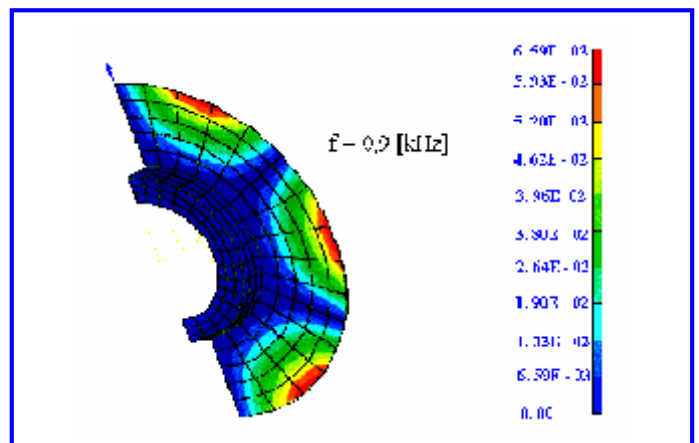
Die Ergebnisse dieser Simulationen wurden dann als Eingaben für ein FE-Modell (oberes Bild) genutzt, welches seinerseits die Modaldaten (mittleres Bild) der eingebauten Bremsscheibe als Eingaben für eine nachgeschaltete Akustiksimulation (BEM) liefert.

Die Akustiksimulation mittels I-DEAS Vibro-Acoustics liefert schließlich das akustische Abstrahlverhalten der Bremsscheibe (unteres Bild). Die berechnete Abstrahlcharakteristik konnte unter anderem dazu genutzt werden, um am Prüfstand die optimale Lage der Mikrophone zum Detektieren des Quietschens zu bestimmen.

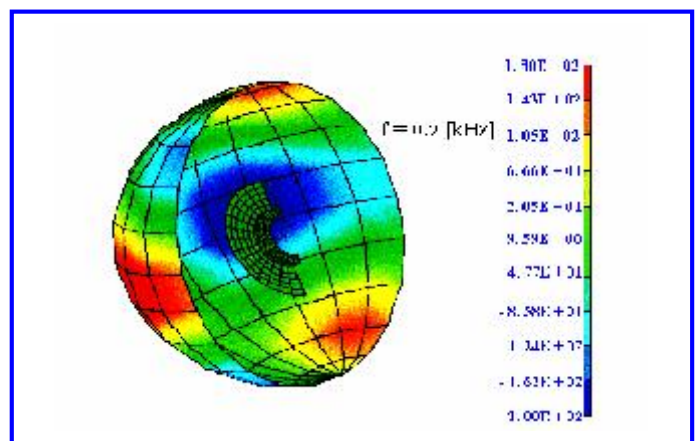
Die parametrische Untersuchung des Bremsenquietschenphänomens zeigte, dass neben den Reibkraft- und Bremskraftverläufen auch die Geometrie und die Ankopplung der Bremsklötze auf dem Sattel entscheiden, ob eine Scheibenbremse zum Quietschen neigt. Im vorliegenden Fall konnte rechnerisch nachgewiesen werden, dass Scheibeneigenfrequenzen bei 0,9 [kHz] (mittleres Bild) und 2,9 [kHz] das Quietschen auslösen. Dies wurde experimentell durch Schalldruckmessungen bestätigt.



FE-Modell



Struktur - Eigenform



Schallabstrahlung

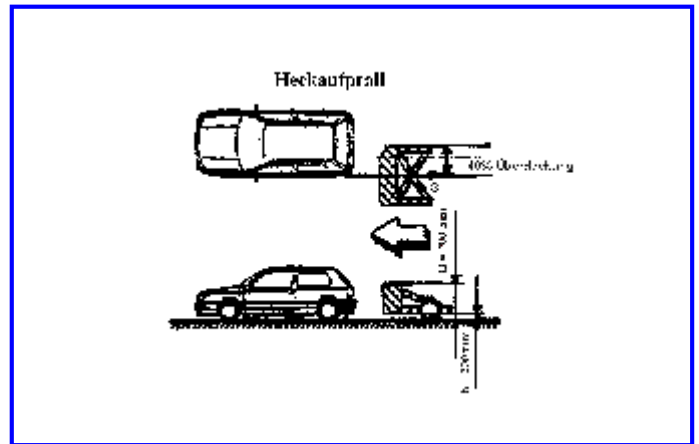
Stoßfängeroptimierung

Die Einstufung von Pkws in Versicherungsklassen hat große Auswirkungen auf das Kaufverhalten der Kunden. Zur Einstufung in eine günstige Versicherungsklasse muss ein Pkw-Modell bestimmte Kriterien erfüllen. Ein Kriterium betrifft das Schadensbild bei einem Heckaufprall. Hierbei soll möglichst nur der Stoßfänger beschädigt werden. Das Qualitätskriterium für den hinteren Stoßfänger wird über das Schadensausmaß bei einem 40 % überlappenden Heckaufprall (oberes Bild) definiert.

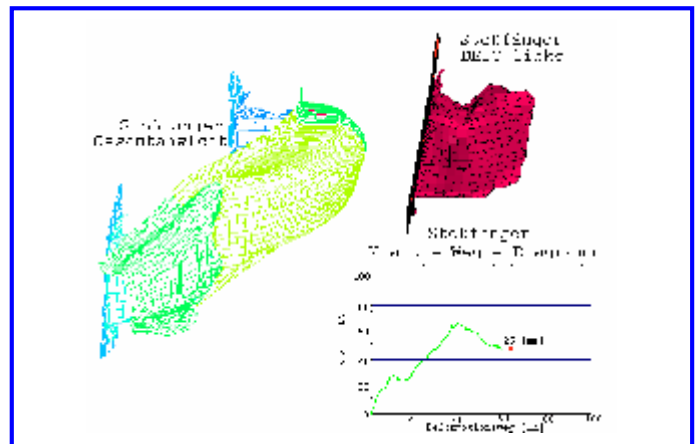
Die kinetische Energie wird beim Aufprallvorgang vollständig in Verformungsenergie umgesetzt. Zur Minimierung der Verformungswege einerseits und zur Verhinderung der Überlastung des Holmes andererseits, sollte die Kraft über dem Verformungsweg möglichst steil bis auf ca. 80 [kN] ansteigen und diesen Wert bis zur Maximalverformung halten. Dabei soll sich der Stoßfänger möglichst translatorisch verformen, um zusätzliche Schäden durch Kippen des Stoßfängerprofils zu vermeiden.

Die im mittleren Bild dargestellte Konstruktion genügt diesen Anforderungen nicht. Das Deformationselement knickt bei einer Verformung von 40 [mm] seitlich ein. Infolge dessen fällt die Kraft stark ab und die obere Stoßfängerkante schlägt an die Heckpartie des Pkws an. Die dargestellten Ergebnisse aus den Crashsimulationen (PAM-CRASH) stimmen mit experimentell ermittelten Ergebnissen aus Crash-Tests überein.

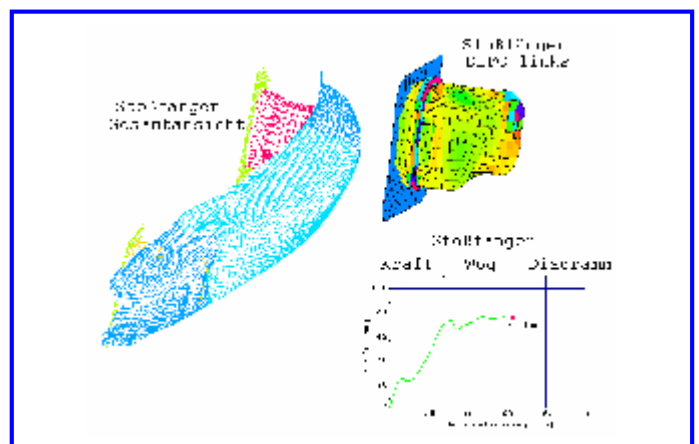
Ausgehend von diesen Ergebnissen wurde ein Deformationselement entwickelt, das den gewünschten Anforderungen entspricht (unteres Bild). Ein Wegknicken des Stoßfängers kann dadurch vollständig verhindert werden. Ab 30 [mm] bleibt die Verformungskraft beinahe konstant bei einem Wert von etwa 78 [kN]. Das Deformationselement wird aus einem Rohr nach dem Innen-Hochdruck-Verfahren (IHV) erzeugt. Beim Aufprall schiebt sich das Rohr zusammen und nimmt dabei die gesamte Stoßenergie auf.



Heckaufprall



Ausgangssituation



Optimierte Variante

Verhinderung von Riefenbildung beim Glaspolieren

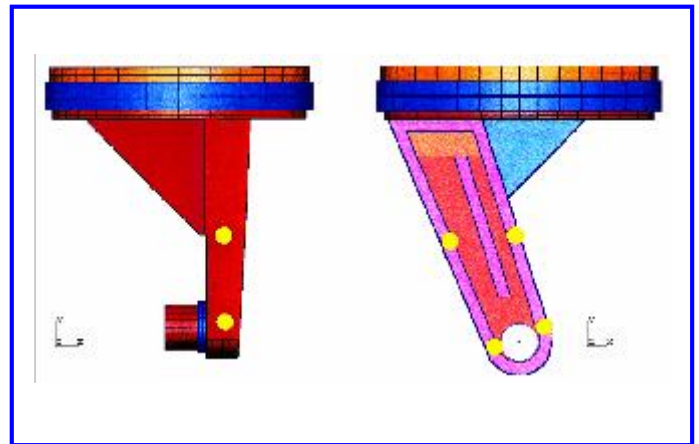
Riefenbildung im Brillenglas, hervorgerufen durch den Bearbeitungsprozess „Polieren“ war der Anlass, das Betriebschwingverhalten einer Glaspoliermaschine zu untersuchen. Das obere Bild zeigt den Teller, der den Antriebsmotor trägt. Die Werkzeugwelle (unten) wird über einen innerhalb des Schwenkarms laufenden Zahnriemen angetrieben. Die gelben Markierungen zeigen die Messstellen am Schwenkarm.

Die Motorunwucht, das Riemenflattern und der Werkzeugeingriff führen zu resonanzartiger Anregung des Schwenkarms. Im mittleren Bild (FE-Ergebnisse) sind die Torsion bei 495 [Hz] und die Biegung des Schwenkarms bei 547 [Hz] dargestellt, zwei wesentlich für die Riefenbildung verantwortliche Eigenschwingungsformen.

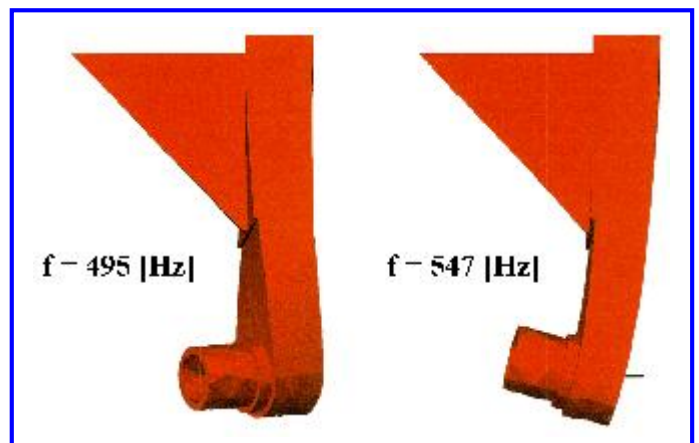
Beim Polieren stellen sich die im Campbell-Diagramm (unten) dargestellten, gemessenen Betriebsschwingamplituden ein. Die parallel zur Drehzahlachse laufenden Kreise markieren die Eigenfrequenzen der Poliermaschine, die schräg nach oben verlaufenden Strahlen widerspiegeln die Erregerordnungen.

Unter bestimmten Betriebsbedingungen wandern beim Polieren die Eigenfrequenzen von Torsion und Biegung des Schwenkarms näher zusammen. Dies kann fallweise zu so hohen Schwingamplituden führen, dass die Grenze für die dynamische Stabilität des Werkzeug / Werkstück - Kontaktes überschritten wird und es zur Riefenbildung im Glas kommt.

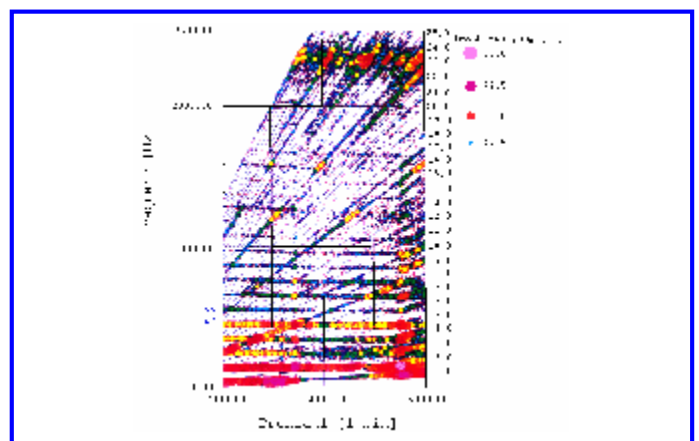
Durch ein Druckgussprofil mit beidseitiger Verstrebung zum Zweck der Torsionsversteifung des Arms, einer günstigeren Zahnriemenführung und einer Minimierung der Motorunwucht konnte die Riefenbildung beim Glaspolieren zuverlässig unterbunden werden. Die optimierte Zahnriemenführung konnte auch die Auswirkung der elektromagnetischen Motorkräfte der Erregerordnung $EO=8$ auf das Werkzeug gering halten. Alle Poliermaschinen wurden schließlich diesen Änderungen unterworfen.



Messpunkte am Schwenkarm



2te und 3te Eigenschwingform des Schwenkarms



Campbell-Diagramm: Hochlauf mit ungewichtetem Motor

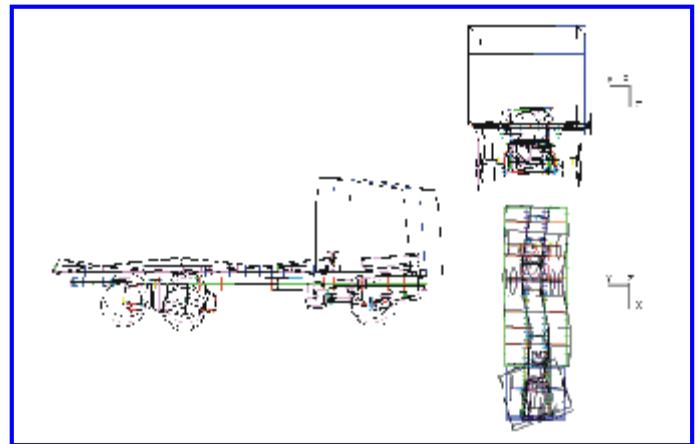
Fahrerhausschwingungen bei langen LKWs

Schwingungen des Fahrerhauses können bei Lkws mit Pritsche fallweise zu erheblichen Einbußen im Fahrkomfort führen. Für einen Lkw mit langem Pritschenaufbau wurde dies messtechnisch und rechnerisch untersucht. Mittels Korrelationstechniken konnte das Eigenschwingungsverhalten des Gesamtfahrzeugs für verschiedene Belastungszustände bis zu etwa 20 [Hz] ermittelt werden.

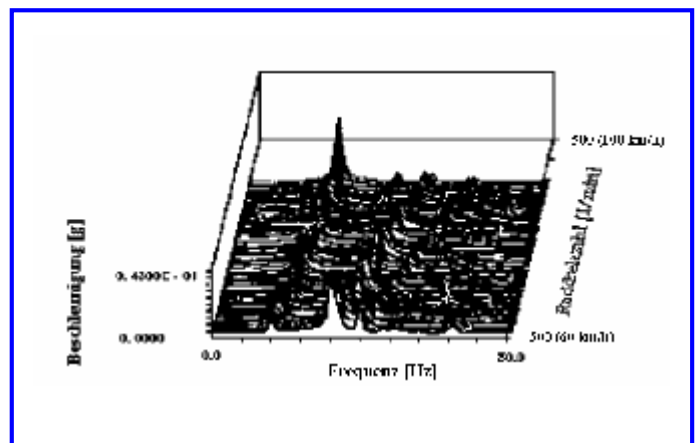
Neben Nicken und Wanken des Fahrerhauses, die sich über entsprechende Gestaltung der hinteren Fahrerhauslagerung minimieren lassen, sind maßgeblich Giereigenformen an den Fahrerhausschwingungen beteiligt. Diese lassen sich nur mit äußerst hohem technischen Aufwand beeinflussen. Das obere Bild zeigt eine dieser Giereigenformen. Bei 9,6 [Hz] tritt diese in der 1ten Erregerordnung im oberen Geschwindigkeitsbereich auf, in der 2ten Erregerordnung wird sie aber auch im unteren Geschwindigkeitsbereich angeregt.

Im mittleren Bild ist das Beschleunigungssignal an der Sitzkonsole als Wasserfalldiagramm dargestellt. Hierin sind sowohl die beiden EOs als auch die Resonanzüberhöhungen im Bereich zwischen 7 und 12 [Hz] deutlich zu erkennen. Hierbei handelt es sich um Gierschwingungen, die besonders stark im voll beladenen Zustand (26 [t]) auftreten. Das Gieren des Fahrerhauses ist dabei stark mit der lateralen Biegung des Pritschenaufbaus gekoppelt. Erst diagonale Versteifungen des Pritschenunterbaus (unteres Bild) führen zu einer deutlichen Reduzierung der Schwingamplituden im 10 [Hz]-Bereich.

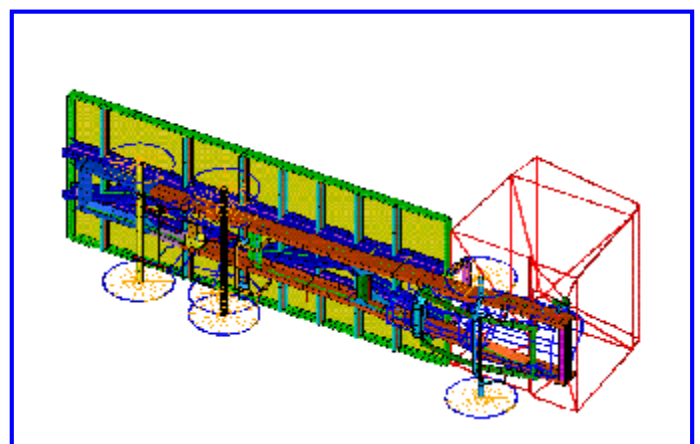
Es ist zu erwarten, dass die aufgezeigten Gierschwingungen eine generelle Eigenschaft langer Lkws mit Pritschenaufbauten sind und dass dies besonders im voll beladenen Zustand zu unzulässig hohen Fahrerhausschwingungen führt. Steigende Komfortansprüche erfordern daher die Entwicklung prinzipieller Konzepte zur Entkopplung von Pritschenaufbau und Fahrzeugrahmen.



Lateralbiegung der Pritsche und Gieren des Fahrerhauses



Beschleunigung an der Sitzkonsole (Querrichtung)



Gesamtfahrzeug mit versteiftem Pritschenunterbau

Mehrkörpersimulationen an einer Stechhilfe

Das dynamische Verhalten einer Stechhilfe für Diabetiker sollte hinsichtlich Stechdynamik, Betriebsfestigkeit und Schallabstrahlung optimiert werden.

Die obere Abbildung zeigt einen Schnitt durch die untersuchte Stechhilfe. Die Antriebsfedern sind nicht dargestellt.

Zunächst wurden FE-Modelle der Stechhilfekomponenten erstellt und unbekannte Materialparameter über den Abgleich mit experimentellen Modaldaten ermittelt. Die korrelierten Komponentenmodelle wurden anschließend zu einem MKS-Gesamtmodell zusammengesetzt.

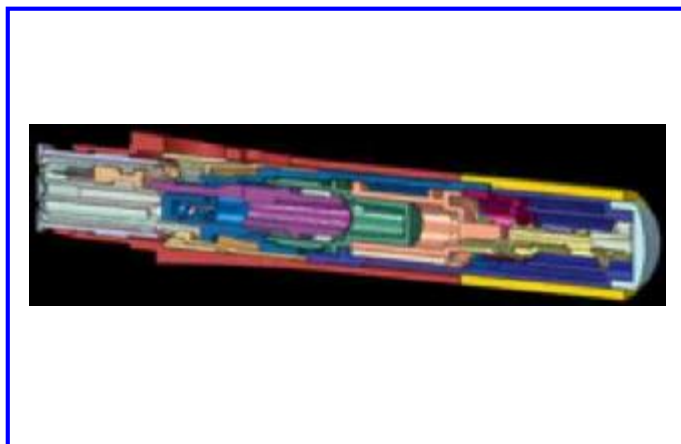
Mittels ABAQUS/Explicit erfolgten dynamische Simulationen des Stechvorgangs. Zusammen mit detaillierten Messungen der Bauteilbewegungen wurden nun unbekannte Koppelparameter bestimmt und damit das MKS-Gesamtmodell korreliert. Weiterhin wurden Modellparameter erarbeitet, die den Einfluss der menschlichen Haut auf den Stechvorgang charakterisieren und diese mit Messungen abgeglichen.

Beispielhaft ist in der mittleren Abbildung der simulierte und gemessene zeitliche Geschwindigkeitsverlauf des Stechvorgangs verglichen. Dieser zeigt eine große Übereinstimmung zwischen Simulation und Messung.

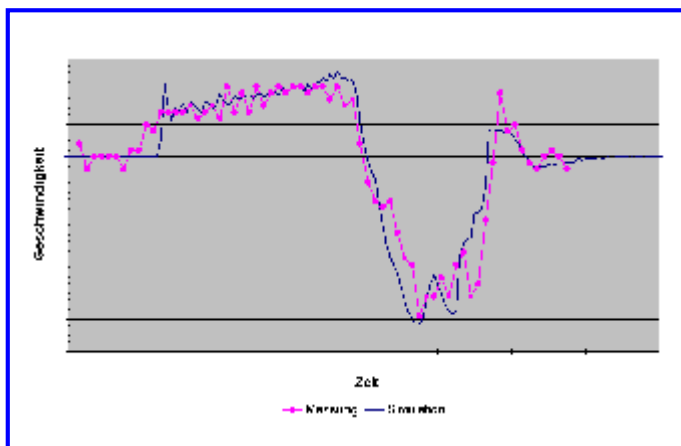
Mit dem korrelierten Gesamtmodell wurde der komplette Stechvorgang unter verschiedenen Randbedingungen simuliert.

Die MKS-Simulationen wurden dazu genutzt, Komponentenbewegungen im Detail zu analysieren. Über Submodelltechnik wurde der zeitliche Verlauf der Bauteilbeanspruchungen belasteter Komponenten ermittelt (unteres Bild). Zusätzlich wurde die Schallabstrahlung der Stechhilfe simuliert.

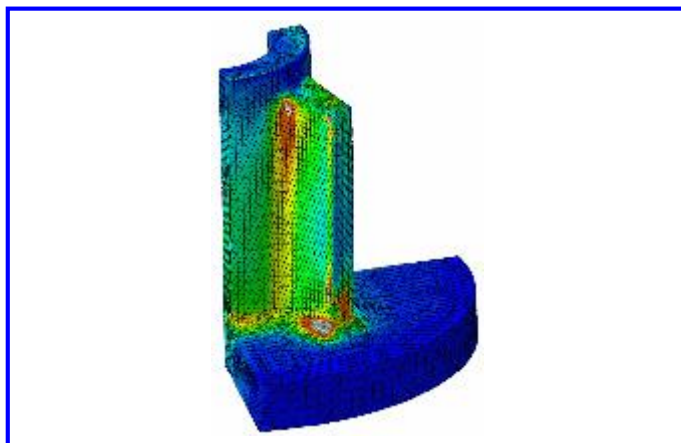
Anhand der Simulationsergebnisse wurden gezielte Optimierungsmaßnahmen hinsichtlich Stechdynamik, Betriebsfestigkeit und Schallreduktion erarbeitet, welche über Messungen bestätigt wurden.



Schnittansicht der untersuchten Stechhilfe



Vergleich zwischen *gemessener* und *simulierter* Bauteilgeschwindigkeit



Spannungsverteilung eines Submodellausschnitts zu einem definierten Zeitpunkt

NKW-Antriebseinheit

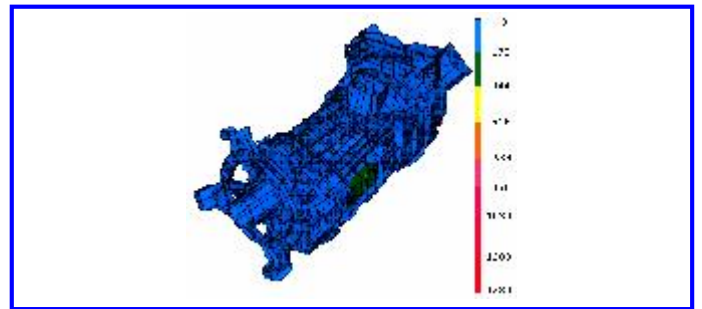
Bei der Antriebseinheit Motor-Getriebe-Elektrobremse (Retarder) von Nutzkraftfahrzeugen traten immer wieder durch Schwingungen verursachte Brüche in den Verbindungselementen wie Kupplungsglocke und Retarderstern auf. Dies wird durch das Zusammenwirken der verschiedenartigen Komponenten bedingt.

Zur Klärung der Ursachen dieser Brüche wurde ein Modell entwickelt, welches das gesamte Getriebe einschließlich der Anbauteile abbildet. Die Modellgrenzen bilden die Starrkörper für den Antriebsmotor und den elektromagnetisch arbeitenden Retarder. Mit diesem FE-Modell konnten die kritischen Eigenschwingungsformen für die dargestellte Antriebseinheit berechnet werden.

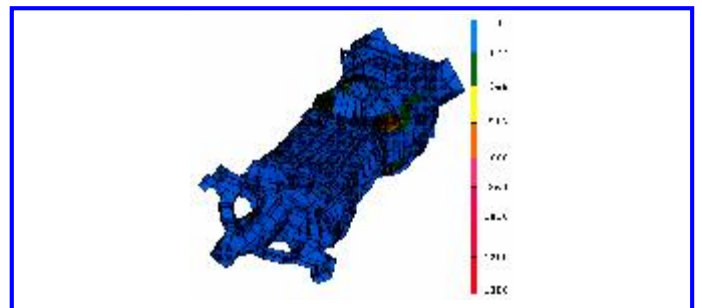
Im Bereich der Kupplungsglocke werden die Brüche durch Resonanzüberhöhungen der 1ten horizontalen Biegeeigenform hervorgerufen. Die horizontale Biegung wird über Lagerreaktionen angeregt, die in den verschiedenen Gangstufen sehr unterschiedlich zur Anregung beitragen. Durch weichere Übergänge (Rundung statt Stufe) konnte die Kupplungsglocke betriebssicher ausgelegt werden.

Die Brüche im Retarderstern wurden durch Resonanzschwingungen in Form eines diagonalen Retarderkippens hervorgerufen. Der Grund hierfür lag in der sehr ungleichmäßigen Steifigkeitsverteilung der Retardersternarme. Eine gleichmäßigere Steifigkeitsverteilung am Retarderstern konnte durch zusätzliche Rippen erreicht werden. Durch diese Maßnahme konnten die Brüche im Retarderstern verhindert werden.

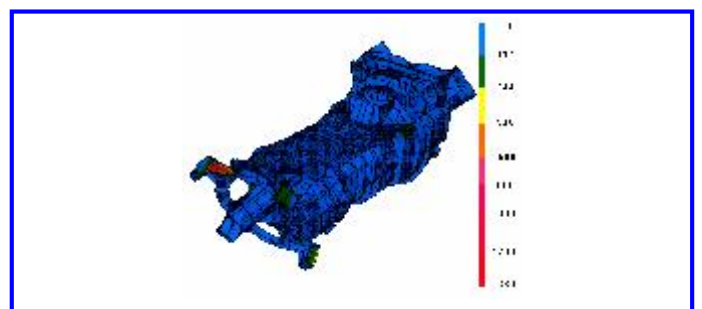
Die zunächst angenommene Vorstellung, dass Vertikalschwingungen zu den oben beschriebenen Brüchen führen könnten, wurde bei diesen Untersuchungen nicht bestätigt. Dies wurde auch durch Ergebnisse aus DMS-Messungen untermauert. Somit spielen die Torsion und die vertikale Biegung gegenüber der lateralen Biegung eine untergeordnete Rolle hinsichtlich der Betriebsfestigkeit des untersuchten Antriebstranges.



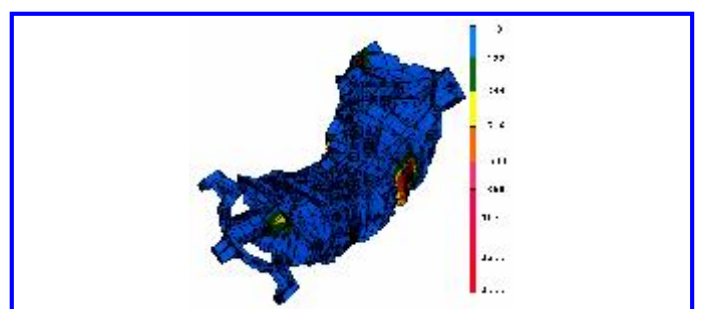
Torsion und Biegung überlagert



1. Horizontale Biegung



Retarder (diagonales Kippen)



2. Vertikale Biegung

Nichtlineare Dynamik eines Kompressorantriebs

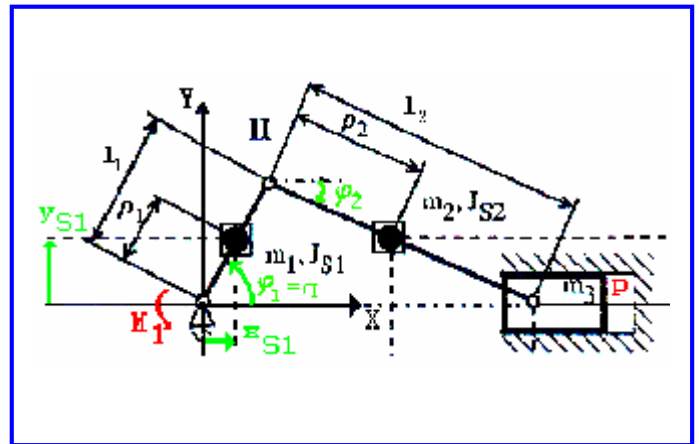
Zur prinzipiellen Beurteilung von Schwingungen einer Kompressorstufe wird das im oberen Bild schematisch dargestellte Starrkörpermodell verwendet. Hierbei bleiben die elastischen Eigenschaften des Antriebs unberücksichtigt. Dadurch lassen sich die kinematischen Beziehungen zwischen Kurbel (1), Pleuel (2) und Kolben (3) auf einen Freiheitsgrad q reduzieren, der die Kurbelwellendrehung beschreibt.

Alle Massenparameter können somit auf ein drehwinkelabhängiges Massenträgheitsmoment $J_{red}(q)$ reduziert werden. Im mittleren Bild ist beispielhaft der Verlauf von $J_{red}(q)$ für zwei Umdrehungen der Kurbelwelle dargestellt. Das veränderliche Massenträgheitsmoment geht in die reduzierte Bewegungsgleichung mit der ersten Ableitung $J'_{red}(q)$ und dem Quadrat der Drehzahl \dot{q} ein. Dies bedingt die Ausbildung von Harmonischen der Drehzahl.

Der Antrieb der Kompressorstufe erfolgt über ein konstantes Kurbelwellenmoment M_1 . Zusätzlich wird die Verdichtung und Entspannung im Zylinderraum berücksichtigt. Das Ansaugen und Ausstoßen des Gases bleibt unberücksichtigt.

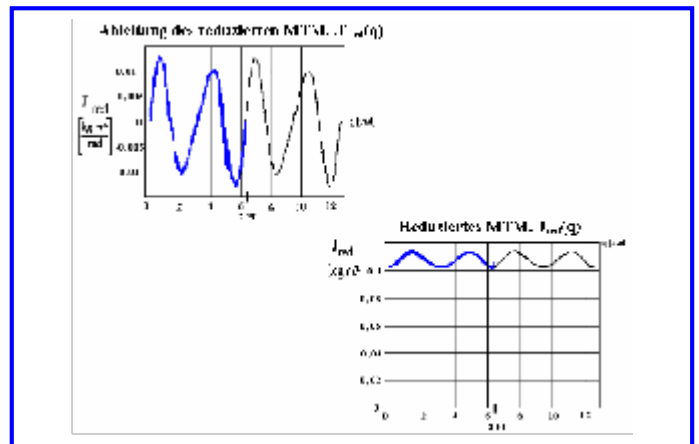
Unter diesen Voraussetzungen wird die nichtlineare Bewegungsgleichung aufgestellt und gelöst. Im lastfreien Fall stellen sich Winkelgeschwindigkeitsverläufe ein, wie im unteren Bild links gezeigt. Dem konstantem Umlauf sind Drehschwingungen überlagert. Die resultierenden Winkelbeschleunigungen sind stark durch die 1te und 2te Erregerordnung geprägt. Die 2te Erregerordnung liefert im unteren Drehzahlbereich wesentlich kleinere Amplituden als die 1te Erregerordnung.

Im Fall eines konstanten äußeren Momentes M_1 wird der Kompressor beschleunigt. Hierbei steigt mit zunehmender Drehzahl die Schwingungsamplitude der 2ten Erregerordnung gegenüber der 1ten. Dies ist durch den quadratischen Term in der Bewegungsgleichung bedingt.



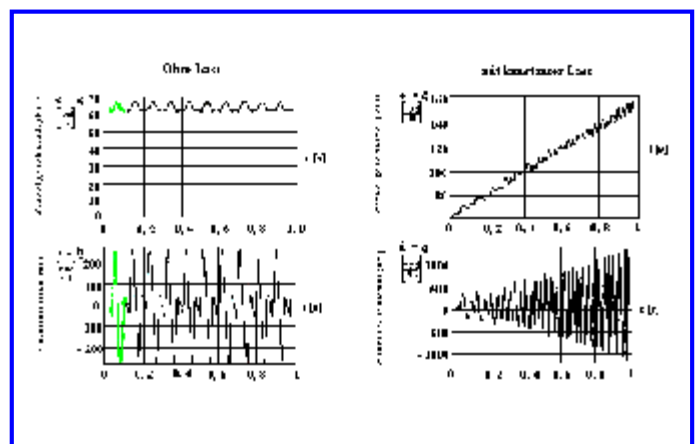
Prinzipische Skizze und Koordinatenfestlegung

$$J_{red}(q) = \sum_{i=1}^n [m_i (x_{Si}^2(q) + y_{Si}^2(q)) + J_{Si} \phi_i^2(q)]$$



Veränderliches Massenträgheitsmoment

$$J_{red}(q) \ddot{q} + \frac{1}{2} J'_{red}(q) \dot{q}^2 = Q_{red}$$



Winkelgeschwindigkeit und Winkelbeschleunigung

Acoustic Emission Signal-Messungen

Die Schreib-/Leseköpfe einer Festplatte fliegen in sehr geringer Höhe (0,2 [µm]) auf einem aerodynamischen Luftpolster über die Platte. Bei transienten Vorgängen wie z. B. Hochlauf und Auslauf der Spindel kommt es dabei gelegentlich zum Aufschlagen des Kopfes auf die Platte. Dieser Vorgang führt je nach Stärke des Aufpralls zu Headcrashes.

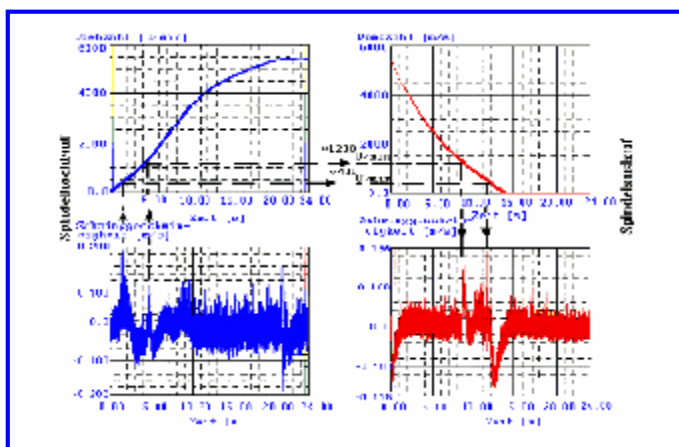
Headcrashtester, basierend auf einer einzelnen, in einen Prüfstand eingespannten Platte, haben den wesentlichen Nachteil, den realen mechanischen Randbedingungen eines Festplattenspeichers nicht genügend Rechnung zu tragen.

Mit der hier vorgestellten Methode kann der Vorgang des Abhebens und Aufsetzens der Köpfe auf der Platte in Festplattenumgebung als Abnahmekontrolle getestet werden. Hierzu werden die Körperschallschwingungen des Festplattengehäuses über einen Sensor (B&K 8314) erfasst und bis in den 100 [kHz]-Bereich als **Acoustic Emission Signal** ausgewertet. Damit lässt sich das Abheben und Aufsetzen der Köpfe exakt detektieren (oberes Bild).

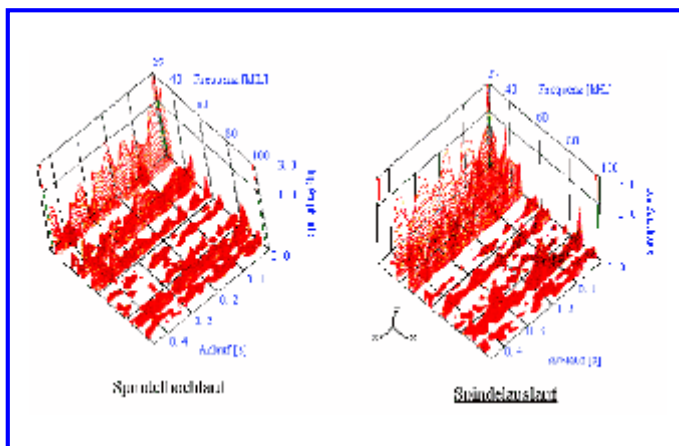
Die Auswertung der Zeitsignale liefert bei Anwendung des Maximum Entropie-Verfahrens mit I-DEAS Test zeitvariante Spektralanalysen dieser transienten Vorgänge. Die Ergebnisse sind zeitabhängige Spektren, wie im mittleren Bild dargestellt. Man erkennt hierbei deutlich die höhere dynamische Energie beim Aufsetzen der Köpfe im 80 [kHz]-Bereich gegenüber dem Abheben. Für den 37 [kHz]- und 47 [kHz]-Bereich gilt dies ebenfalls (unteres Bild).

Begleitende FE-Berechnungen zeigten, dass die dabei auftretenden Frequenzen die Eigenschwingungen wie Nicken und Vertikalhub der Schreib-/Leseköpfe repräsentieren.

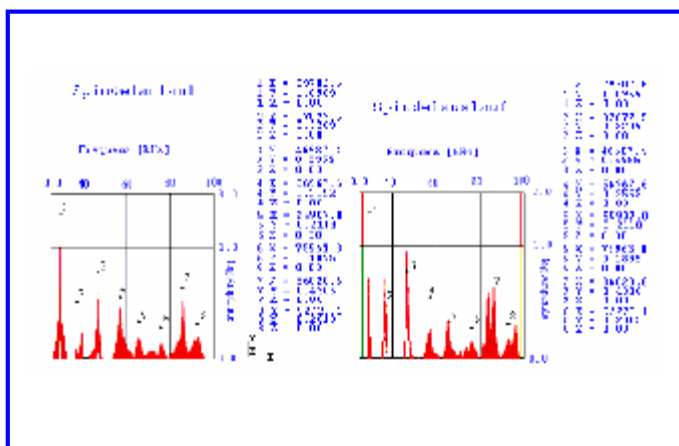
Hierbei konnte festgestellt werden, dass Partikel, deren Durchmesser etwa 80 % bis 120 % der Flughöhe des Kopfes entspricht, bevorzugt Headcrashes auslösen.



Korrelation von Drehzahl und AES im Zeitbereich



Wasserfalldiagramm des AES



Frequenzdarstellung des AES

Spindelantrieb eines Festplattenspeichers

Der Spindelantrieb eines Festplattenspeichers zeigte ein auffälliges Geräuschverhalten, das auf eine Anregung durch elektromagnetische Kräfte hindeutete.

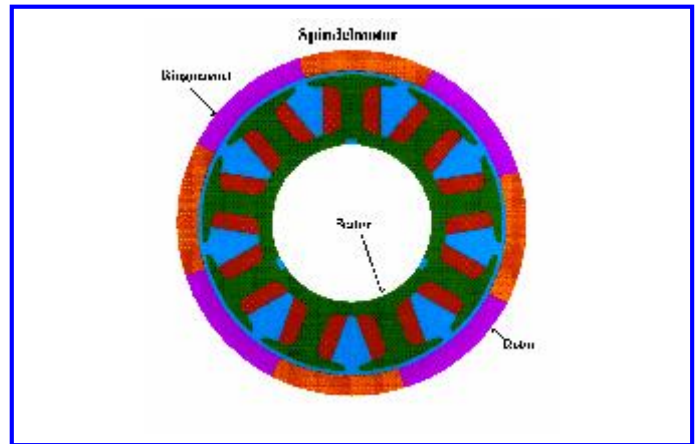
Der Rotor des Spindelmotors trägt einen Ringmagneten mit 8-fach wechselnder Polung (oberes Bild). Ein magnetischer Rückschlussring grenzt das Magnetfeld nach außen ab.

Der Stator besteht aus einem Ankerblechpaket (grün) und den elektrischen Wicklungen (rot). Innen ist der Stator mit einer fest stehenden Welle verklebt. Die 9 räumlich angeordneten Ankerwicklungen sind so geschaltet, dass sie elektrisch wie 3 Spulen wirken.

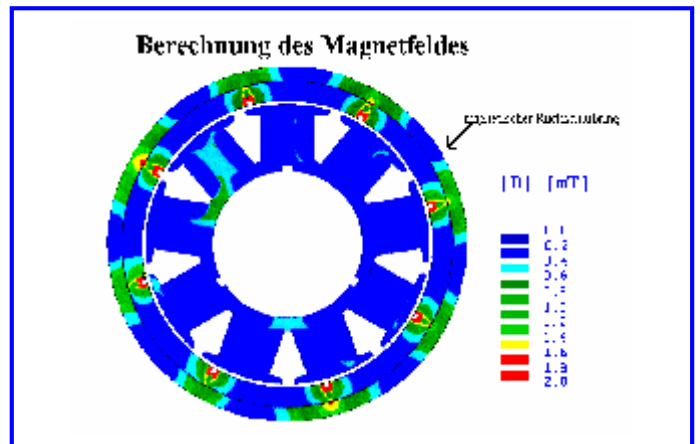
Das Magnetfeld des Rotors schließt sich abhängig von der Rotorposition über das Statorblech (mittleres Bild). Bei drehendem Rotor führen Magnetfeldverdrängungen zu Wechselwirkungskräften zwischen Stator und Rotor. Die Umfangskomponente dieser Kräfte stellt den Motorantrieb dar. Die ebenfalls vorhandene Radialkomponente kann mechanische Schwingungen und damit auch Geräusche verursachen.

Auf die Spindeldrehzahl bezogen treten diese Schwingungen in ganzzahligen Vielfachen der Erregerordnung 8 (Anzahl der Pole) auf. Im Campbell-Diagramm (unteres Bild) sind links diese Erregerordnungen für den Körperschall und rechts für den Luftschall deutlich zu erkennen. Die 24te Erregerordnung (3×8) trifft bei stationärer Betriebsdrehzahl ($5400 \text{ [min}^{-1}\text{]}$) auf Eigenschwingungen der Struktur, die dadurch zu Resonanzen angefacht werden. Die Anregung dieser Resonanzen erfolgt durch Interaktionen der ersten Biegeeigenform der Statorwelle mit Resonanzen des Gehäuses.

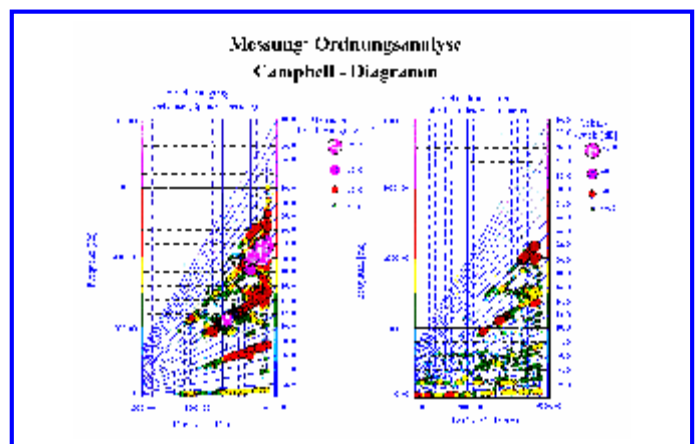
Durch Einhalten einer definierten Reihenfolge bei der Verschraubung des Gehäuses und durch eine Entkopplung von Stator und Statorwelle konnten diese Schwingungserscheinungen beseitigt werden.



Spindelmotor

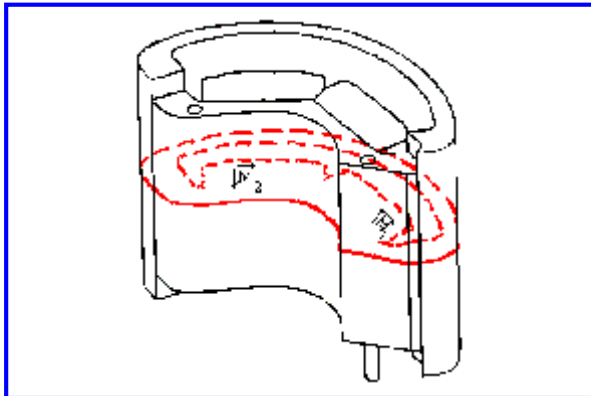


Berechnung des Magnetfeldes



Messung: Ordnungsanalyse Campbell-Diagramm

Positioniermotor eines Festplattenspeichers

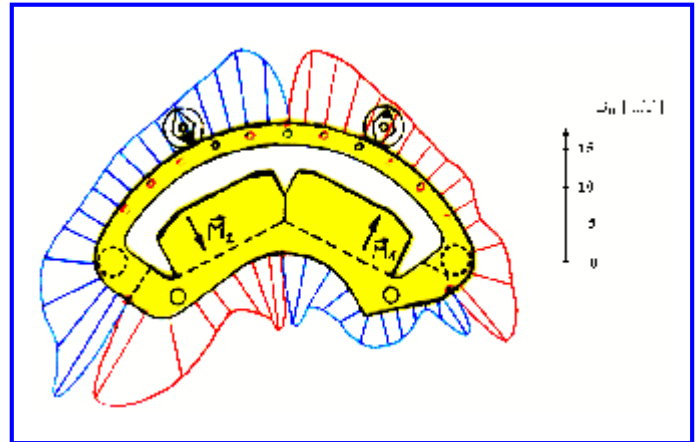


Positioniermotor

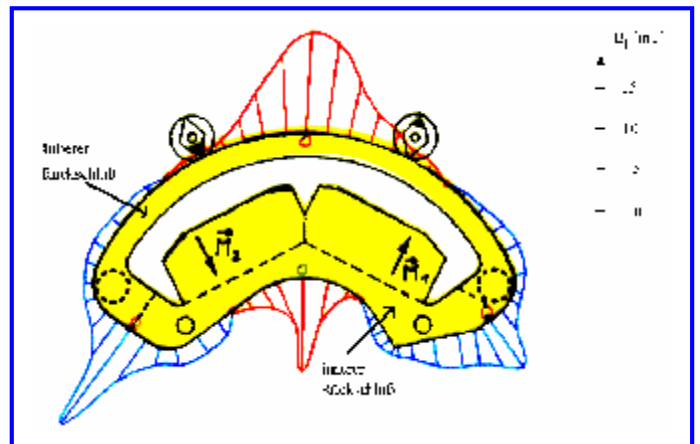
Das magnetische Feld eines Positioniermotors trägt wesentlich zur Performance einer Festplatte bei. Bei ungünstiger Auslegung dieser Baugruppe (Bild oben links), werden dem Positionierer Störkräfte aufgeprägt, die zu Schwingungs- und Stabilitätsproblemen bei Festplatten führen.

Für den vorliegenden Positioniermotor wurde das äußere Feld mittels einer Hallsonde vermessen (Bild oben rechts und mittleres Bild). Die magnetischen Feldgrößen im Innern des Materials wurden über eine Magnetfeldberechnung (ANSYS) bestimmt (unteres Bild). Das Magnetfeld im Außenraum zeigt an den Schnittstellen der beiden Rückschlusshälften starke Überhöhungen. Dadurch wird der Wirkungsgrad des Motors herabgesetzt. An verschiedenen Stellen des magnetischen Rückschlusses wird Sättigung erreicht.

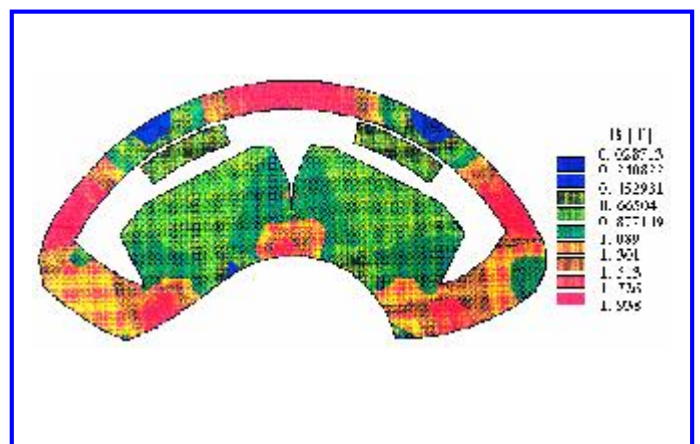
Bedingt dadurch und durch die äußere Konturführung der Magnete weichen die Magnetfelder im Luftspalt sowohl in der Mitte des Motors als auch an dessen Rändern stark von der gewünschten Radialrichtung ab. Der Positionierer und der Motor erfahren dadurch hohe Störkräfte. Besonders auf den äußeren und inneren Spuren der Magnetplatte führt dies zu hoher Schwingungsanregung und fallweise zur Instabilität des Positioniervorgangs. Durch weitere Verschraubung des Motors im Gehäuse und eine etwas abgewandelte Form der Magnete konnte dieses Verhalten verbessert werden.



Messung des Magnetfeldes (Normalkomponente)



Messung des Magnetfeldes (Tangentialkomponente)



Berechnung des Magnetfeldes