

# Dynamische Simulation von Steuergeräten bei der Robert Bosch GmbH

Dipl.-Ing. Timo Schmidt<sup>1\*</sup>, Dr. Wolfgang Müller-Hirsch<sup>2</sup>

<sup>1</sup> Robert Bosch GmbH, Corporate Sector Research and Advance Engineering, Schwieberdingen

<sup>2</sup> Robert Bosch GmbH, Automotive Electronics, Schwieberdingen

## Zusammenfassung

Am Beispiel eines NKW-Motorsteuergeräts wird gezeigt, wie durch den Einsatz der numerischen Simulation Schwingungsversuche nachgebildet werden können. Durch Identifikation von Materialparametern der Elastomer-Entkopplungselemente wird ein Finite-Elemente-Modell in ANSYS<sup>®</sup> mit Messergebnissen aus Prüfstandserprobungen abgeglichen. Der Abgleich erfolgt dabei mit Hilfe der Optimierungssoftware optiSLang<sup>®</sup>. Ziel ist es, dem Ingenieur ein Werkzeug für die mechanische Vorauslegung von Steuergeräten bereit zu stellen, mit dem schon in einer frühen Phase des Produktentwicklungsprozesses schwingungsoptimierte Designs entwickelt werden können.

**Keywords:** Optimierung, Parameteridentifikation, FEM, Modalanalyse, Harmonische Analyse, Hyper-/Viskoelastizität

---

\* Kontakt: Dipl.-Ing. Timo Schmidt, Robert Bosch GmbH, CR/ARD1, Postfach 30 02 40, D-70442 Stuttgart, E-Mail: [Timo.Schmidt2@de.bosch.com](mailto:Timo.Schmidt2@de.bosch.com)

# 1 Einleitung

Das im Nachfolgenden vorgestellte Projekt erfolgt in Zusammenarbeit mit dem Geschäftsbereich Automotive Electronics. Die Ziele des Projekts sind folgendermaßen definiert:

1. Simulation des dynamischen Verhaltens des Steuergeräts
2. Identifikation von Modellparametern zum Abgleich von Versuch und Simulation
3. Auslegungswerkzeug für neue Steuergerätetypen

Abbildung 1 zeigt das NKW-Motorsteuergerät und eine Detaildarstellung der Elastomer-Entkopplungselemente. Das betrachtete System besteht aus Steuergerät (insb. mit Gehäuse und Kabelsteckern) und Entkopplungselementen. Die Leiterplatte und deren elektronische Bauteile werden für die Simulationen nur vereinfacht modelliert. Die Entkopplungselemente bestehen aus den Komponenten Dämpferaufnahme, Elastomerdämpfer und Führungshülse.

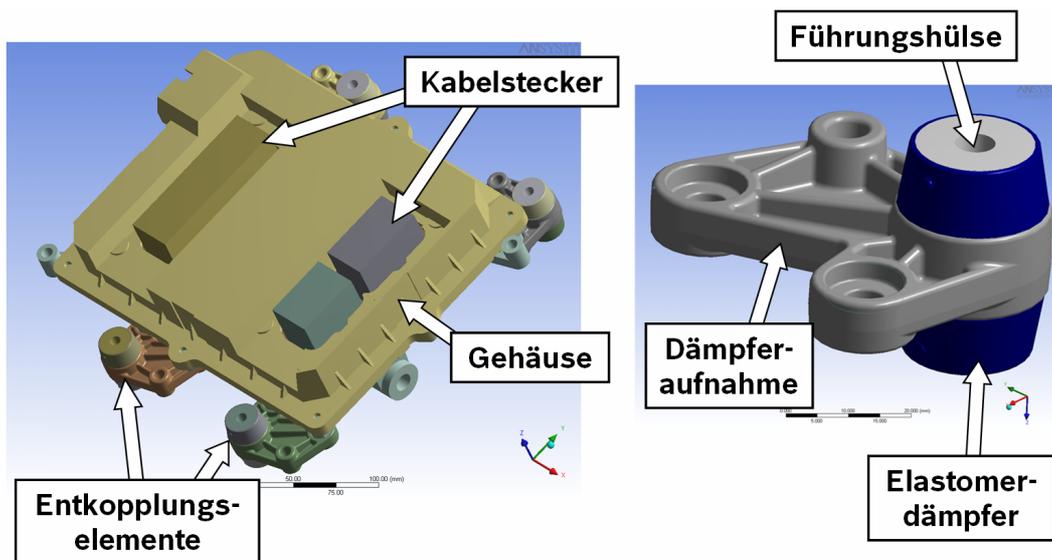


Abbildung 1: NKW-Motorsteuergerät

## 2 Experimentelle Resonanzanalyse

Die experimentelle Resonanzanalyse des Steuergeräts wird auf einem elektrodynamischen Schwingtisch durchgeführt. Dabei ist der Prüfling mittels einer Anschraubplatte auf dem Schwingtisch befestigt. Der Versuchsaufbau ist in Abbildung 2 dargestellt.

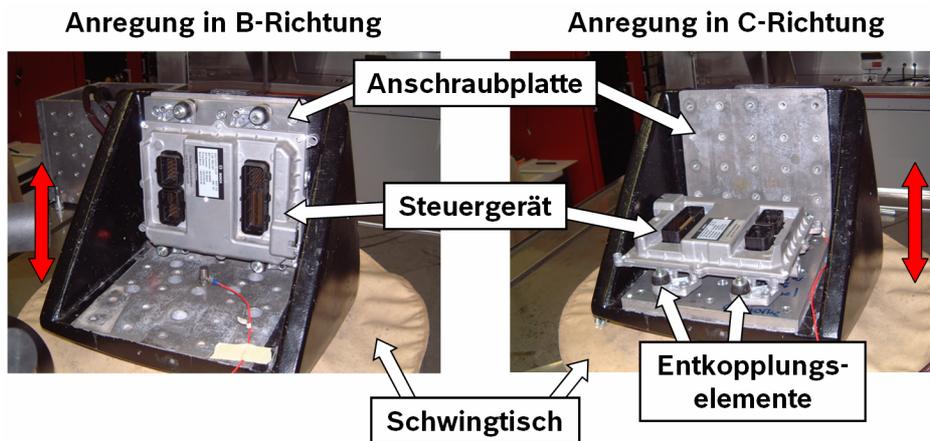


Abbildung 2: Versuchsaufbau

Die Anregung erfolgt mit konstanter Beschleunigungsamplitude, wobei ein Sweep mit linear steigender Frequenz durchfahren wird. Die Prüfrichtungen sind parallel (in-plane) zur Leiterplatte (B-Richtung) und senkrecht (out-of-plane) zur Leiterplatte (C-Richtung). Die zweite in-plane-Richtung (A) wird in dieser Resonanzmessung aufgrund des ähnlichen Verhaltens wie Richtung B für den Abgleich des Simulationsmodells nicht gemessen. Innerhalb des Entwicklungs- und Freigabeprozesses für neue Steuergerätypen werden jedoch alle drei Richtungen getestet. Die berührungslose Messung der Beschleunigungsverläufe an den fünf Messpunkten (Abbildung 3) erfolgt mittels eines Laservibrometers. Im Folgenden werden entsprechend Abbildung 3 die Koordinatenrichtungen mit x, y, z und deren äquivalente Anregungsrichtungen mit A, B, C bezeichnet.

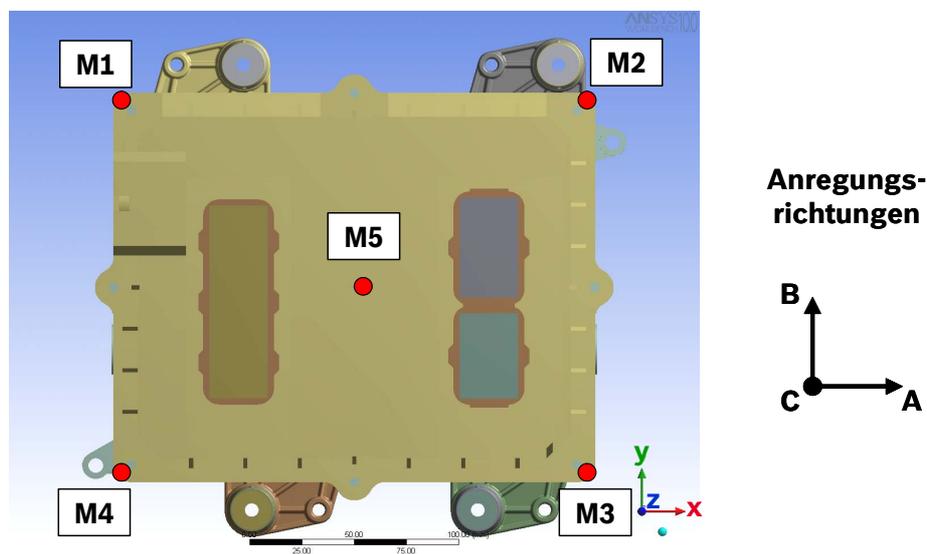


Abbildung 3: Messpunkte und Koordinatenrichtungen

Die Darstellungen der gemessenen Übertragungsfunktionen für die B- (Abbildung 4) und C-Richtung (Abbildung 5) visualisieren das dynamische Antwortverhalten des Systems. Die sechs Schwingformen des Systems im gemessenen Frequenzbe-

reich können eindeutig identifiziert werden (siehe auch Tabelle 1). Die Überhöhung des Antwortsignals in der Resonanz für die Moden 1 und 2 liegt dabei zwischen 5 und 8 (B-Richtung), für die Moden 4 und 5 zwischen 4 und 11 (C-Richtung). Die Moden 3 und 6 haben eher geringen Einfluss auf das Resonanzverhalten des Systems.

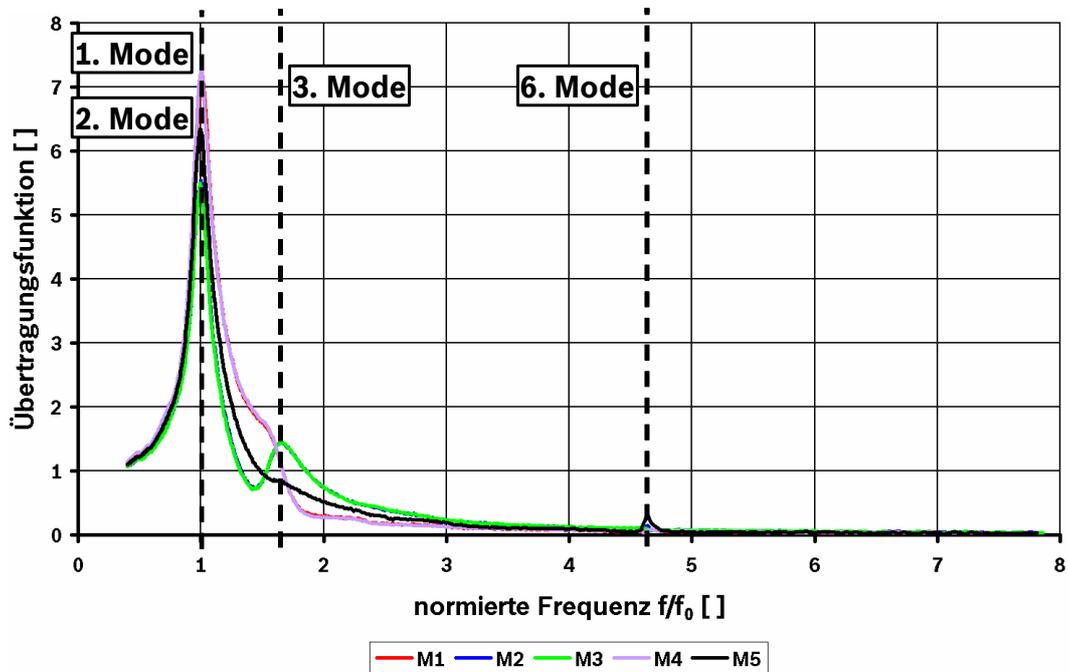


Abbildung 4: Übertragungsfunktion in B-Richtung

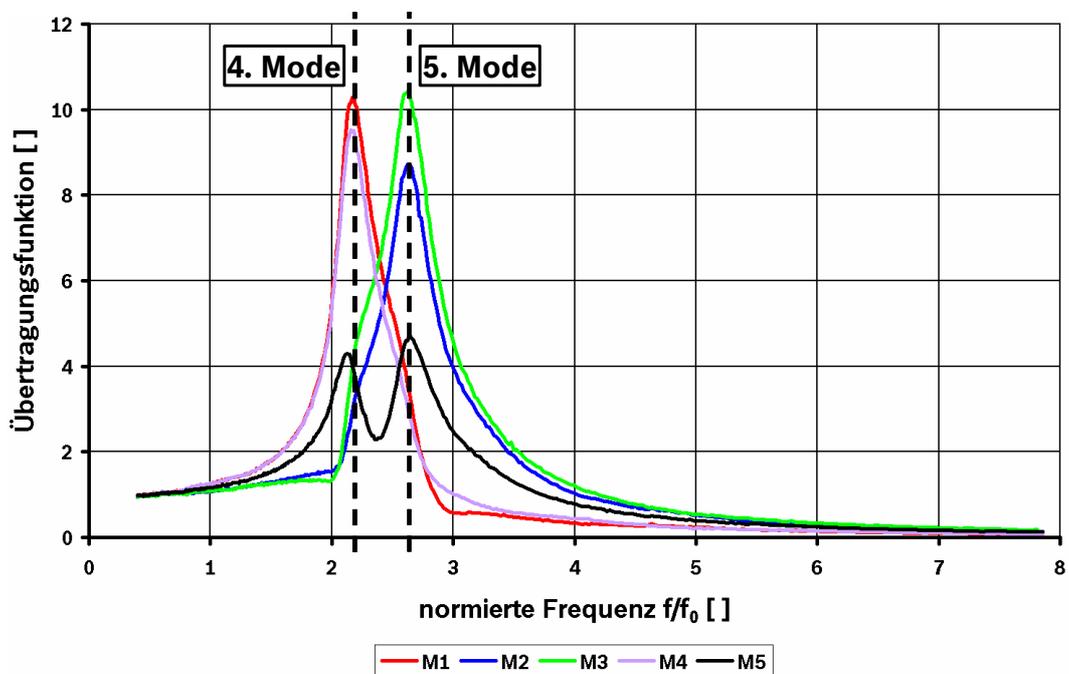


Abbildung 5: Übertragungsfunktion in C-Richtung

### 3 Simulationsmodelle

Für die dynamische Simulation des Steuergeräts werden in ANSYS® drei Modelle in unterschiedlichen Detaillierungsstufen aufgebaut.

Das Volumenmodell (Abbildung 6) beinhaltet die gesamte Geometrie, d. h. Gehäuse, Kabelstecker, Leiterplatte (vereinfacht) und Entkopplungselemente.

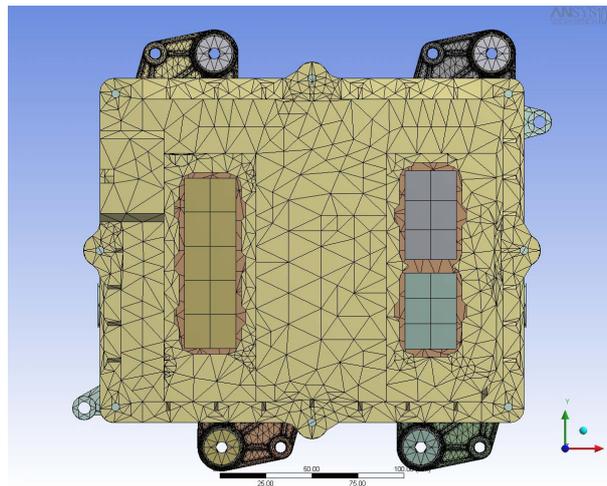


Abbildung 6: Volumenmodell mit gesamter Geometrie

In einem zweiten Modell wird das Gehäuse des Steuergeräts durch ein MATRIX27-Element, welches Massenmatrix und Trägheitstensor abbildet, modelliert (Abbildung 7). Die Tatsache, dass innerhalb des untersuchten Frequenzbereichs keine Strukturschwingungen, sondern reine Starrkörperbewegungen des Steuergeräts auftreten, rechtfertigt diese Vereinfachung. Die Geometrie der Elastomerdämpfer (D1-D4) wird weiterhin real modelliert und mittels Multi Point Constraints (MPC) an das MATRIX27-Element gekoppelt. Die Messpunkte (M1-M5) werden als masselose Knoten definiert.

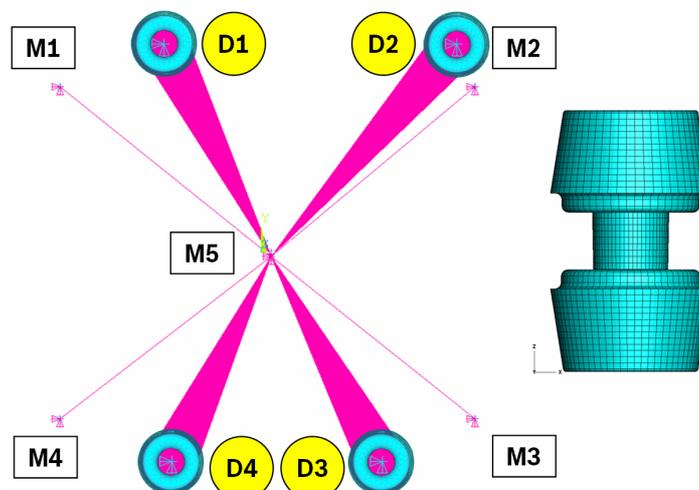


Abbildung 7: Starrkörpermodell mit Dämpfergeometrie

Das dritte Modell entspricht von seinem Aufbau dem zweiten, wobei zusätzlich die Elastomerdämpfer durch einfache Feder-Dämpfer-Elemente (COMBIN40) ersetzt werden (Abbildung 8).

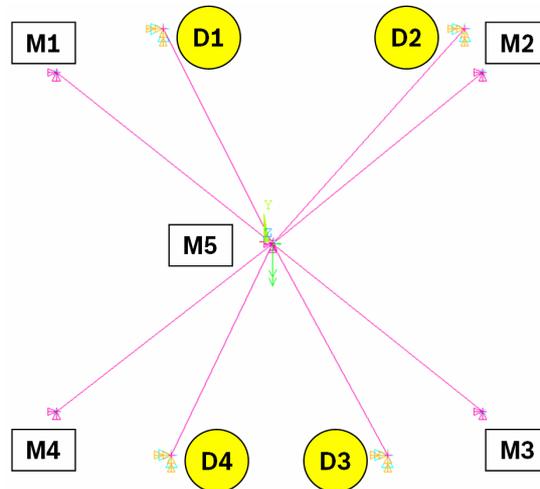


Abbildung 8: Starrkörpermodell mit Feder-Dämpfer-Elementen

## 4 Abgleich Versuch – Simulation

### 4.1 Modalanalyse des Volumenmodells

Aufgrund der erheblichen Anzahl an Freiheitsgraden des Volumenmodells ist der zeitliche Aufwand für eine harmonische Analyse im Frequenzbereich unverhältnismäßig hoch. Daher wird lediglich eine Modalanalyse durchgeführt, um die Eigenfrequenzen des Systems zu visualisieren. In Tabelle 1 und Abbildung 9 sind die sechs Moden inklusive ihrer entsprechenden Schwingformen dargestellt.

Tabelle 1: Schwingformen

Mode	Schwingform
1	Translation in x-Richtung
2	Translation in y-Richtung
3	Rotation um z-Achse
4	Translation in z-Richtung
5	Rotation um y-Achse
6	Rotation um x-Achse

Die simulierten Eigenfrequenzen stimmen dabei sehr gut mit den gemessenen Resonanzfrequenzen überein.

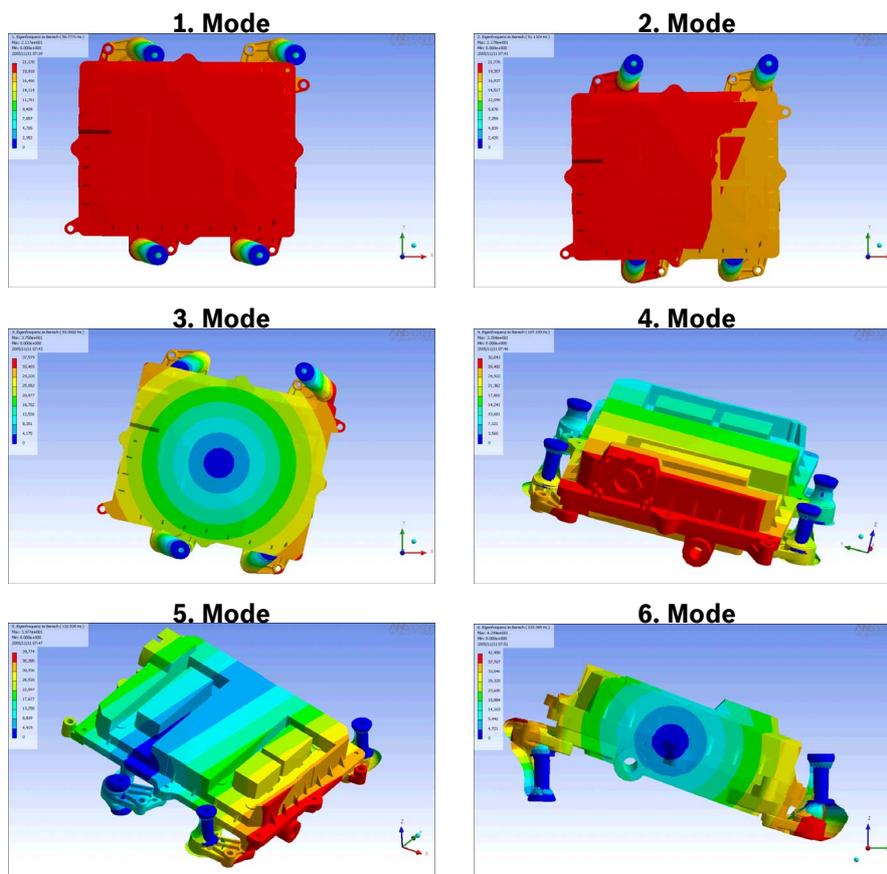


Abbildung 9: Schwingformen (überhöhte Darstellung)

## 4.2 Harmonische Analyse der Starrkörpermodelle

Für die harmonische Analyse werden anstatt des Volumenmodells die beiden Starrkörpermodelle mit Dämpfergeometrie bzw. Feder-Dämpfer-Elementen verwendet. Die Bewegungsgleichung mit harmonischer Anregung auf der rechten Seite ergibt sich hierbei zu

$$M\ddot{u} + C\dot{u} + Ku = F_0 \cdot \sin(\omega t) \quad (1)$$

mit

- $M$  Massenmatrix des Gesamtmodells
- $C$  Dämpfungsmatrix des Gesamtmodells
- $K$  Steifigkeitsmatrix des Gesamtmodells
- $F_0$  Amplitudenvektor der äußeren Kraftanregung
- $\ddot{u}$  Beschleunigungsvektor
- $\dot{u}$  Geschwindigkeitsvektor
- $u$  Verschiebungsvektor
- $\omega$  Kreisfrequenz der harmonischen Anregung
- $t$  Zeit.

## 4.2.1 Starrkörpermodell mit Dämpfergeometrie

Bei der Simulation des Starrkörpermodells mit Dämpfergeometrie ist es von entscheidender Bedeutung, die Montagevorspannung der Dämpfer mit zu berücksichtigen. Hierbei werden die beiden Elastomerdämpfer auf die Führungshülse bzw. die dazugehörige Stahlscheibe aufvulkanisiert. Für den Zusammenbau werden diese dann in die Dämpferaufnahme eingelegt und die Führungshülse mit der Stahlscheibe verstemmt. Dabei werden die Elastomerdämpfer um ca. 10 % ihrer Länge zusammengedrückt, wodurch Druckvorspannungen induziert werden (Abbildung 10).

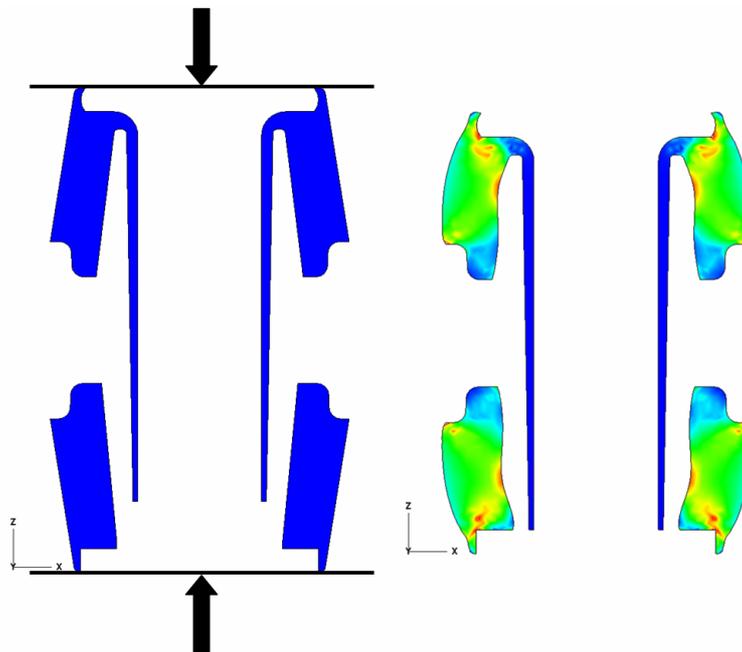


Abbildung 10: Montagevorspannung der Dämpfer (Schnittmodell)

In der Simulation wird hierfür ein nichtlinearer, statischer Rechenschritt mit hyperelastischer Materialdefinition vorgeschaltet. Im nachfolgenden Schritt wird das Modell dann mit konstanter Beschleunigungsamplitude an den Entkopplungselementen angeregt. Das Elastomermaterial wird dabei mit frequenzabhängigen, viskoelastischen Eigenschaften modelliert.

In Abbildung 11 und Abbildung 12 sind die Übertragungsfunktionen am Messpunkt 5 (Mitte) aus Versuch und Simulation vergleichend dargestellt. Sowohl Resonanzfrequenzen als auch Resonanzüberhöhungen stimmen sehr gut überein.

Trotz der sehr guten Beschreibung des dynamischen Verhaltens des Steuergeräts ist dieses Modell aufgrund der sehr langen Rechenzeiten nicht für den späteren Einsatz zur Optimierung der Anschraubpositionen geeignet. Aus diesem Grund verspricht die Reduzierung der Dämpfergeometrie auf einfache Feder-Dämpfer-Elemente erhebliche Rechenzeiterparnis, erfordert aber andererseits eine Be-

stimmung der Federsteifigkeiten und Dämpfungskonstanten mittels Parameteridentifikation (siehe Kapitel 4.2.2).

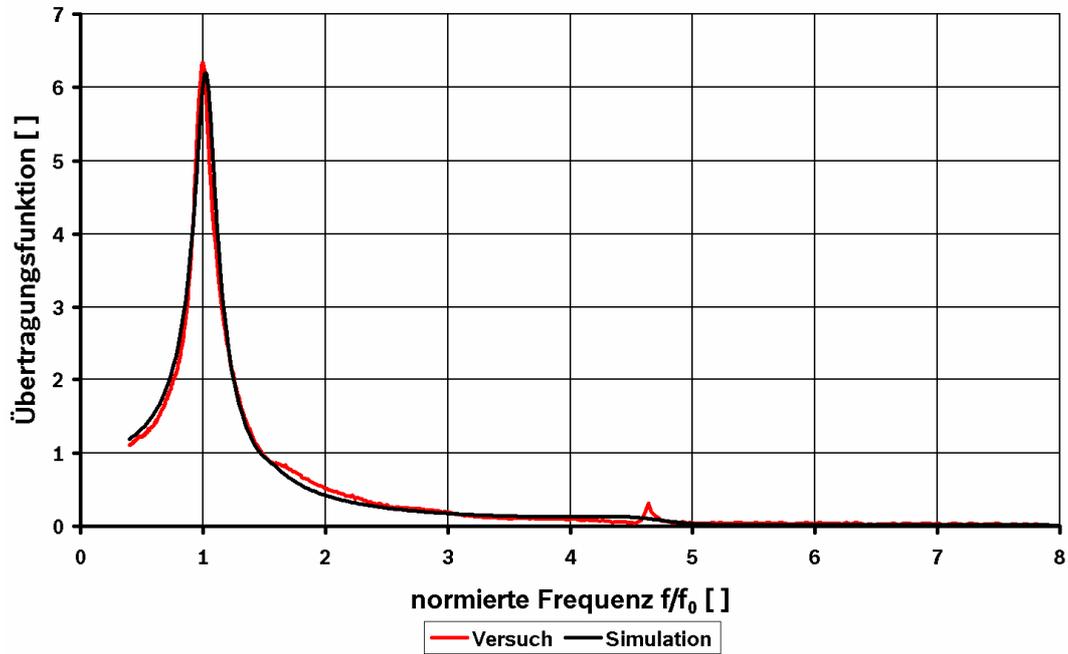


Abbildung 11: Übertragungsfunktion in B-Richtung (Messpunkt 5)

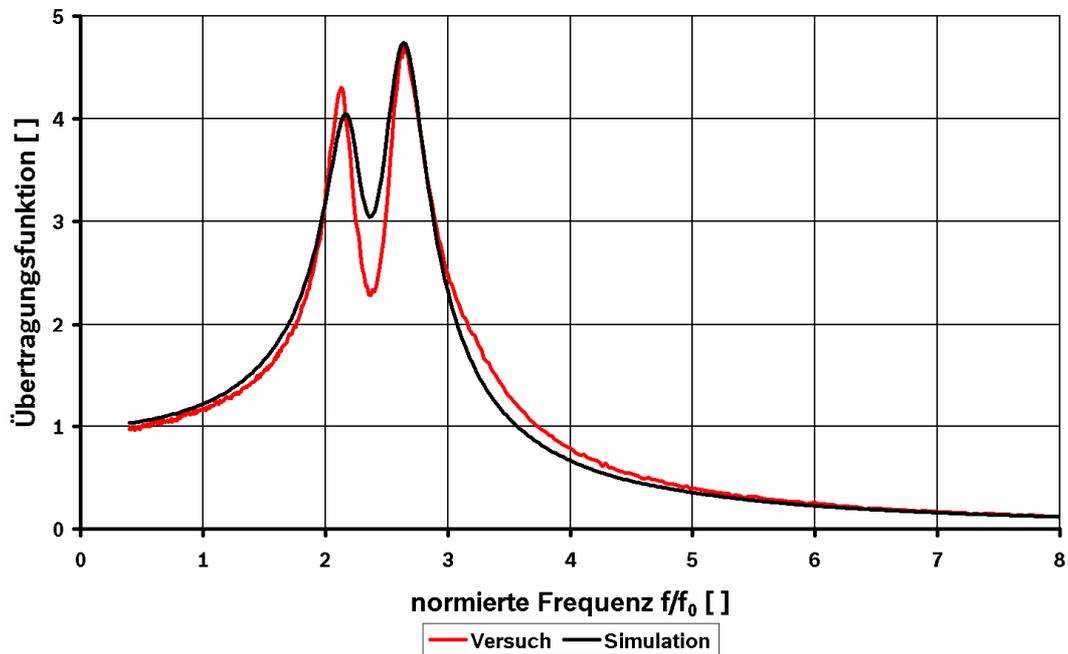


Abbildung 12: Übertragungsfunktion in C-Richtung (Messpunkt 5)

## 4.2.2 Starrkörpermodell mit Feder-Dämpfer-Elementen

Für die Bestimmung der Federsteifigkeiten und Dämpfungskonstanten des FE-Modells mittels Parameteridentifikation wird die Simulation des dynamischen Verhaltens in eine Optimierungsschleife integriert (Abbildung 13). Der Modellaufbau findet mit Hilfe eines parametrischen ANSYS®-APDL-Skripts statt. Die berechneten Simulationsergebnisse in Form der Output-Parameter werden von optiSLang® erfasst und das APDL-Skript entsprechend mit neuen Input-Parametern verändert.

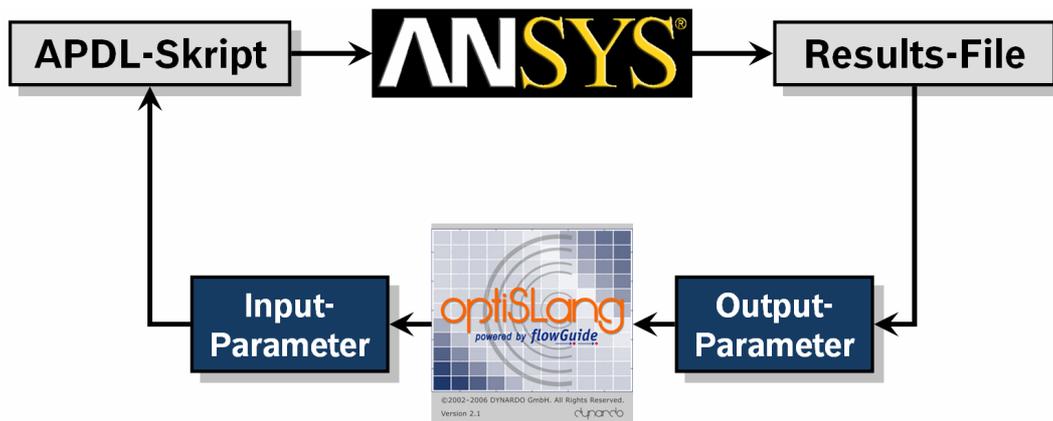


Abbildung 13: Optimierungsschleife

Die Zielfunktion zur Identifikation der Federsteifigkeiten  $K_{axial}$  und  $K_{radial}$  ist so definiert, dass der Abstand zwischen den Eigenfrequenzen aus Versuch und Simulation minimiert wird.

$$\text{OBJ}(K_{axial}, K_{radial}) = 1,0 \cdot \Delta f_{E1} + 1,0 \cdot \Delta f_{E2} + 0,5 \cdot \Delta f_{E3} + 1,0 \cdot \Delta f_{E4} + 1,0 \cdot \Delta f_{E5} + 0,5 \cdot \Delta f_{E6} \quad (2)$$

Dabei sind die Abstandsterme der dritten und sechsten Eigenfrequenzen aufgrund ihres gering resonanten Verhaltens bei translatorischer Anregung nur mit dem Faktor 0,5 gewichtet.

Für den Abgleich der Beschleunigungsamplituden aus Versuch und Simulation werden in einem zweiten Schritt die Dämpfungskonstanten  $C_{axial}$  und  $C_{radial}$  des Modells bestimmt. Die separate Identifikation ist zulässig, da der Einfluss der Dämpfungen auf die Eigenfrequenzen vernachlässigbar klein ist. Die Zielfunktion setzt sich dabei aus den Abstandstermen der Beschleunigung bei den Eigenfrequenzen 2, 4 und 5 zusammen.

$$\text{OBJ}(C_{axial}, C_{radial}) = 1,0 \cdot \Delta a_{B,E2} + 1,0 \cdot \Delta a_{C,E4} + 1,0 \cdot \Delta a_{C,E5} \quad (3)$$

Beide Parameteridentifikationen werden mittels des gradientenbasierten NLPQL-Algorithmus durchgeführt. Der Konvergenzverlauf der beiden Optimierungen ist in Abbildung 14 und Abbildung 15 dargestellt.

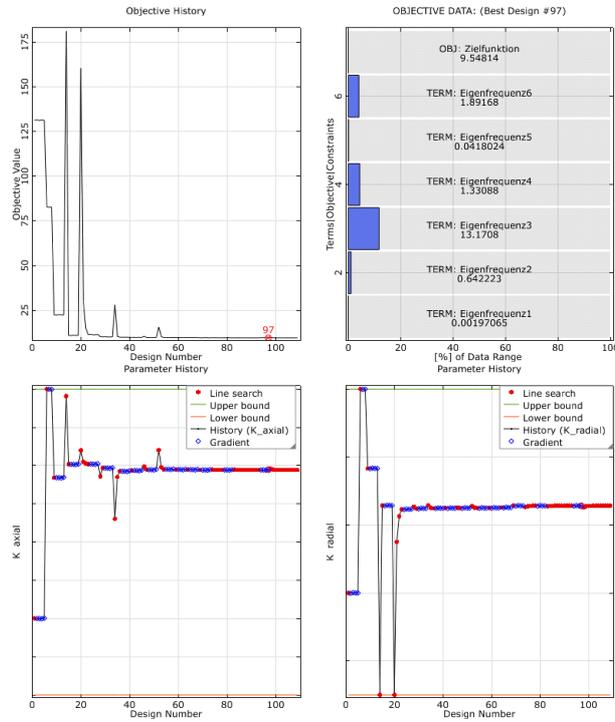


Abbildung 14: Parameteridentifikation der Federsteifigkeiten

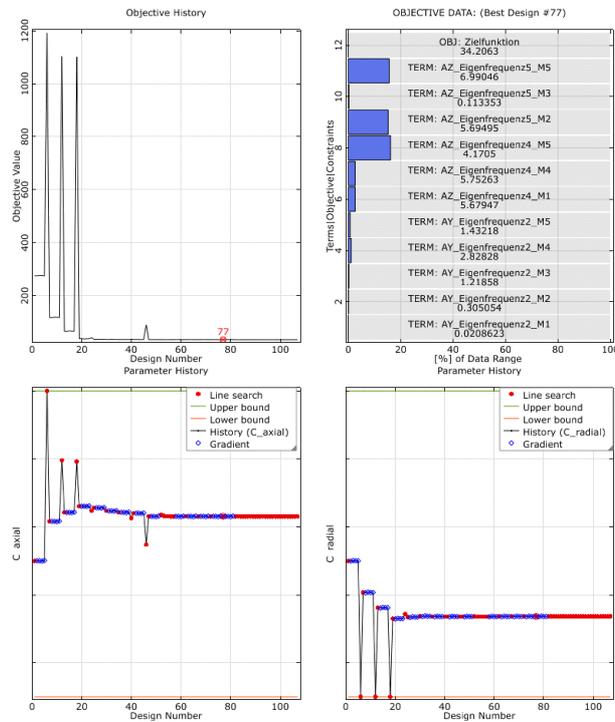


Abbildung 15: Parameteridentifikation der Dämpfungskonstanten

Die Abbildung 16 und Abbildung 17 zeigen im Vergleich die Übertragungsfunktionen am Messpunkt 5 aus Versuch und Simulation (Startdesign und Optimum). Deutlich wird, wie durch die Anpassung der axialen und radialen Steifigkeits- bzw. Dämpfungparameter eine sehr gute Überdeckung der Kurven aus Versuch und Simulation erreicht werden kann.

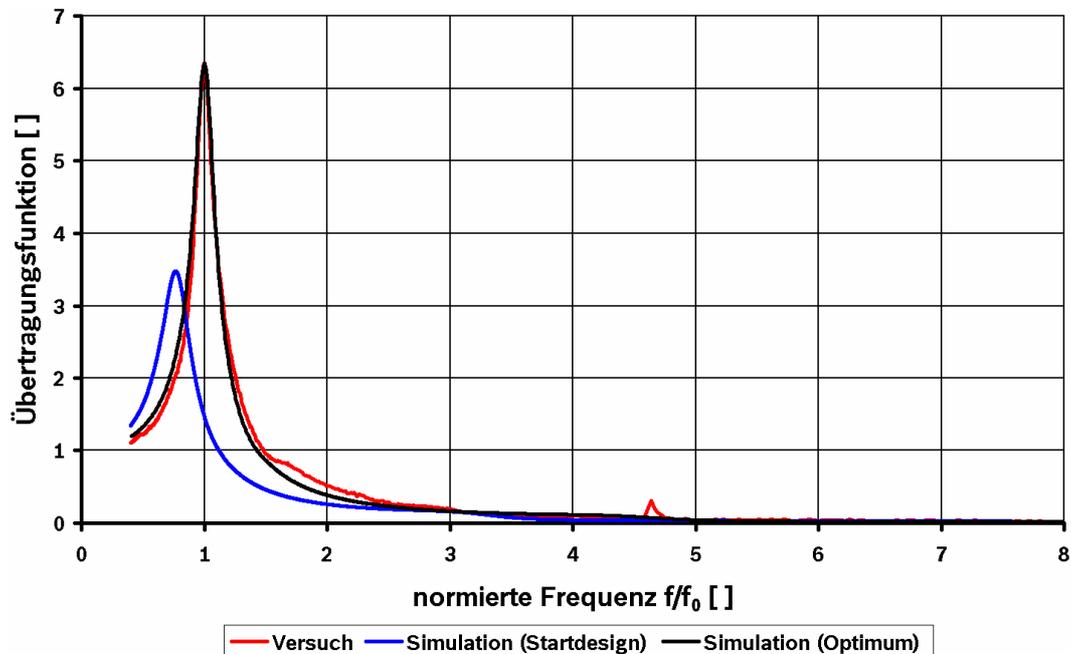


Abbildung 16: Übertragungsfunktion in B-Richtung (Messpunkt 5)

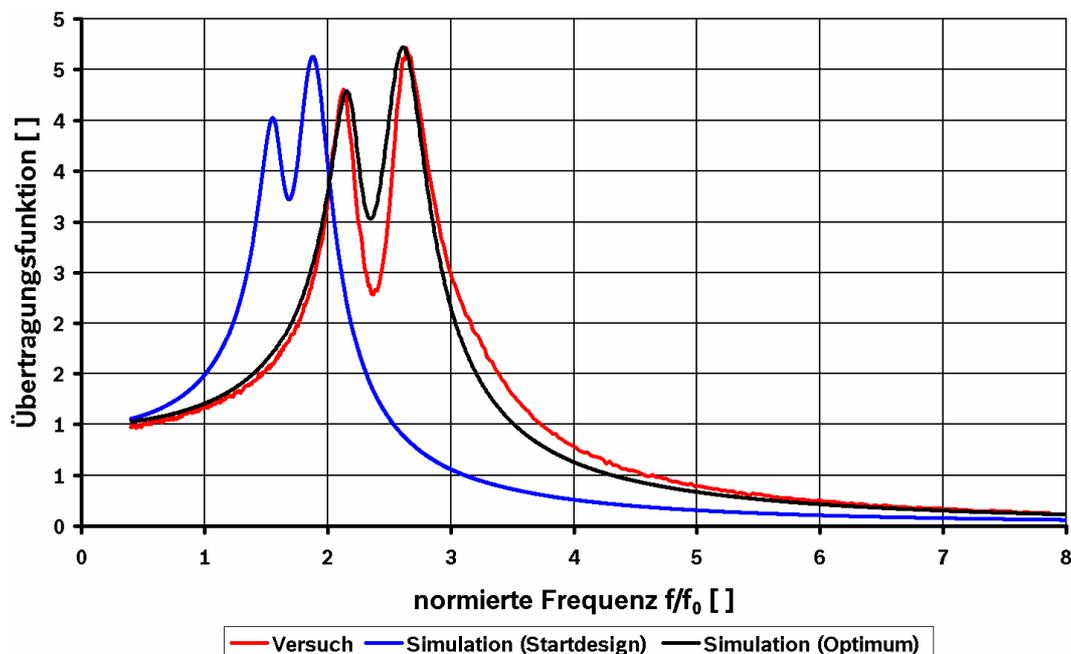


Abbildung 17: Übertragungsfunktion in C-Richtung (Messpunkt 5)

## 5 Optimierung der Anschraubpositionen

Das Ziel der Optimierung der Anschraubpositionen ist die Minimierung der Resonanz-Beschleunigungen in den Messpunkten. Dabei gilt es aber auch, zwei Restriktionen zu berücksichtigen. Zum einen dürfen in den Entkopplungselementen nur bestimmte, maximale Verschiebungen in axialer und radialer Richtung auftreten. Beim Überschreiten dieser Grenzwerte schlägt die Führungshülse in den Aufnehmern der Dämpfer hart an und führt somit zu immensen Anstiegen der Überhöhungen in den Resonanzen. Zum Zweiten sollte das System „gemischte“ modale Schwingformen aufweisen, d. h. die Moden sich aus gleichmäßigen Anteilen der Freiheitsgrade (X, Y, Z, ROTX, ROTY, ROTZ), den sogenannten Participation Factors, zusammensetzen (Abbildung 18).

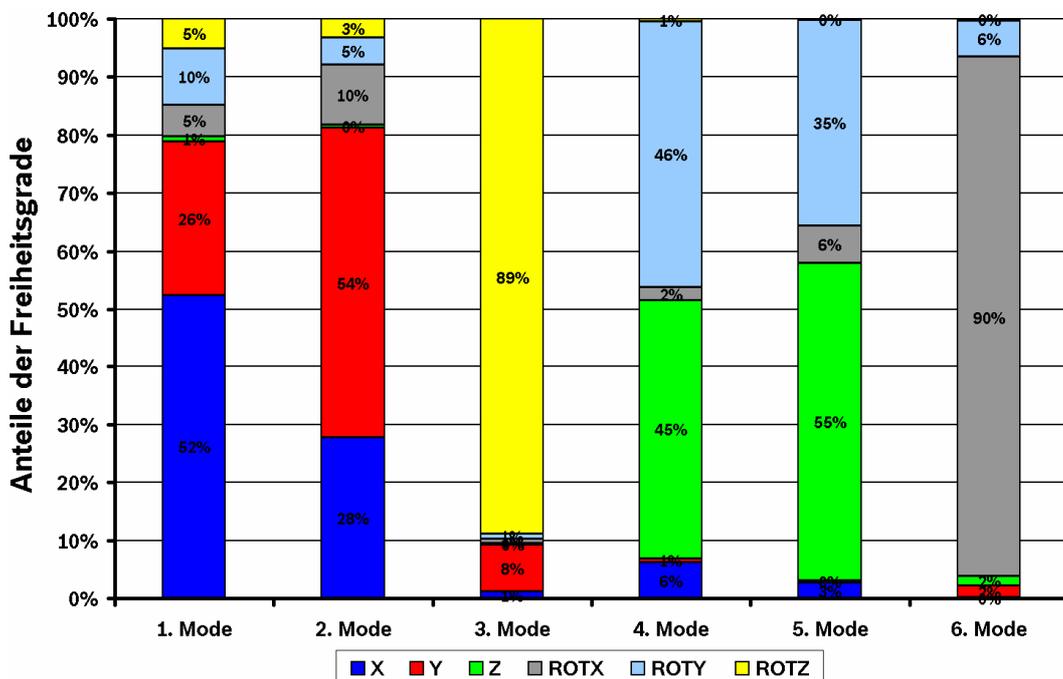


Abbildung 18: Participation Factors

### 5.1 Optimierung mit Evolutionären Algorithmen

Für die Optimierung der Anschraubpositionen, d. h. Bestimmung der optimalen x-Koordinaten der vier Dämpfer ( $x_{D1}$ ,  $x_{D2}$ ,  $x_{D3}$ ,  $x_{D4}$ ), mittels Evolutionären Algorithmen (EA) wird die Zielfunktion lediglich aus den auftretenden Beschleunigungen am Messpunkt 5 bei Anregung in A-, B- und C-Richtung zusammengesetzt.

$$\text{OBJ}(x_{D1}, x_{D2}, x_{D3}, x_{D4}) = 1,0 \cdot a_{A,M5} + 1,0 \cdot a_{B,M5} + 1,0 \cdot a_{C,M5} \quad (4)$$

Der Verlauf der Zielfunktion ist in Abbildung 19 dargestellt. Das beste Design Nr. 742 weist dabei eine Reduzierung der Beschleunigungen in z-Richtung am Messpunkt 5 um 13 % auf. Die Vernachlässigung der Messpunkte 1 bis 4 in der Zielfunktion führt in diesem Fall zu einer Verschlechterung des Systemverhaltens in den anderen beiden Richtungen (x und y).

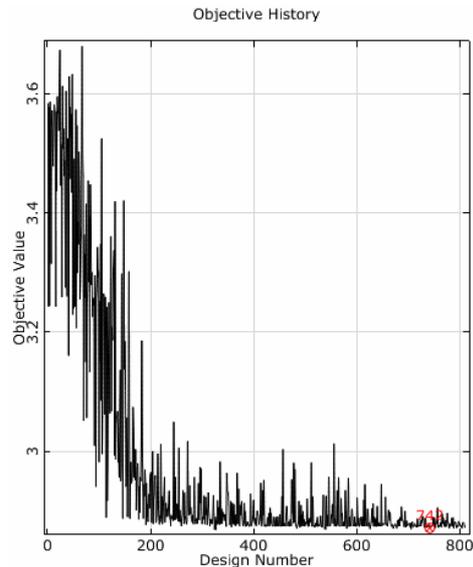


Abbildung 19: Verlauf der Zielfunktion bei EA-Optimierung

## 5.2 Pareto-Optimierung

Die Berücksichtigung mehrerer oder aller Messpunkte in der Optimierung führt zwangsläufig zu einer Fragestellung mit konkurrierenden Zielen. Daher macht es Sinn, das Problem in Form einer Mehrzieloptimierung zu formulieren.

### 5.2.1 Pareto-Optimierung mit zwei Zielfunktionen

Für die Optimierung mit zwei Zielfunktionen werden die Beschleunigungen an den Messpunkten 1 und 4 zu

$$\begin{aligned} \text{OBJ1}(x_{D1}, x_{D2}, x_{D3}, x_{D4}) = & 1,0 \cdot a_{A,M1} + 1,0 \cdot a_{B,M1} + 1,0 \cdot a_{C,M1} \\ & + 1,0 \cdot a_{A,M4} + 1,0 \cdot a_{B,M4} + 1,0 \cdot a_{C,M4} \end{aligned} \quad (5)$$

und die Beschleunigungen an den Messpunkten 2 und 3 zu

$$\begin{aligned} \text{OBJ2}(x_{D1}, x_{D2}, x_{D3}, x_{D4}) = & 1,0 \cdot a_{A,M2} + 1,0 \cdot a_{B,M2} + 1,0 \cdot a_{C,M2} \\ & + 1,0 \cdot a_{A,M3} + 1,0 \cdot a_{B,M3} + 1,0 \cdot a_{C,M3} \end{aligned} \quad (6)$$

zusammengefasst.

Die ermittelte Pareto-Front ist in Abbildung 20 dargestellt.

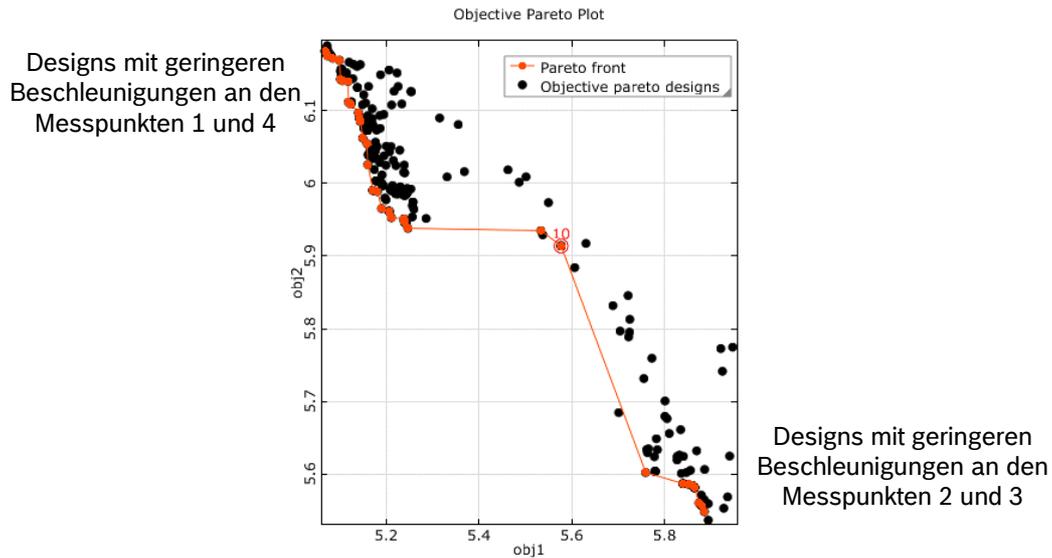


Abbildung 20: Pareto-Front bei zwei Zielfunktionen

## 5.2.2 Pareto-Optimierung mit drei Zielfunktionen

In diesem Fall ist das Optimierungsproblem eine Kombination der beiden vorherigen. Die Zielfunktionen 1 und 2 entsprechen denen aus 5.2.1. Zielfunktion 3 ist eine Kopie der Gleichung 4.

$$\begin{aligned} \text{OBJ1}(x_{D1}, x_{D2}, x_{D3}, x_{D4}) = & 1,0 \cdot a_{A,M1} + 1,0 \cdot a_{B,M1} + 1,0 \cdot a_{C,M1} \\ & + 1,0 \cdot a_{A,M4} + 1,0 \cdot a_{B,M4} + 1,0 \cdot a_{C,M4} \end{aligned} \quad (7)$$

$$\begin{aligned} \text{OBJ2}(x_{D1}, x_{D2}, x_{D3}, x_{D4}) = & 1,0 \cdot a_{A,M2} + 1,0 \cdot a_{B,M2} + 1,0 \cdot a_{C,M2} \\ & + 1,0 \cdot a_{A,M3} + 1,0 \cdot a_{B,M3} + 1,0 \cdot a_{C,M3} \end{aligned} \quad (8)$$

$$\text{OBJ3}(x_{D1}, x_{D2}, x_{D3}, x_{D4}) = 1,0 \cdot a_{A,M5} + 1,0 \cdot a_{B,M5} + 1,0 \cdot a_{C,M5} \quad (9)$$

Hierbei bilden die Pareto-Front-Designs eine dreidimensionale Fläche (Abbildung 21). Im Mittelpunkt der Fläche befinden sich die Designs, die allen drei Zielfunktionen gleichermaßen gerecht werden. Der Anwender hat somit die Möglichkeit, das aus seiner subjektiven Sicht „beste“ Design auszuwählen.

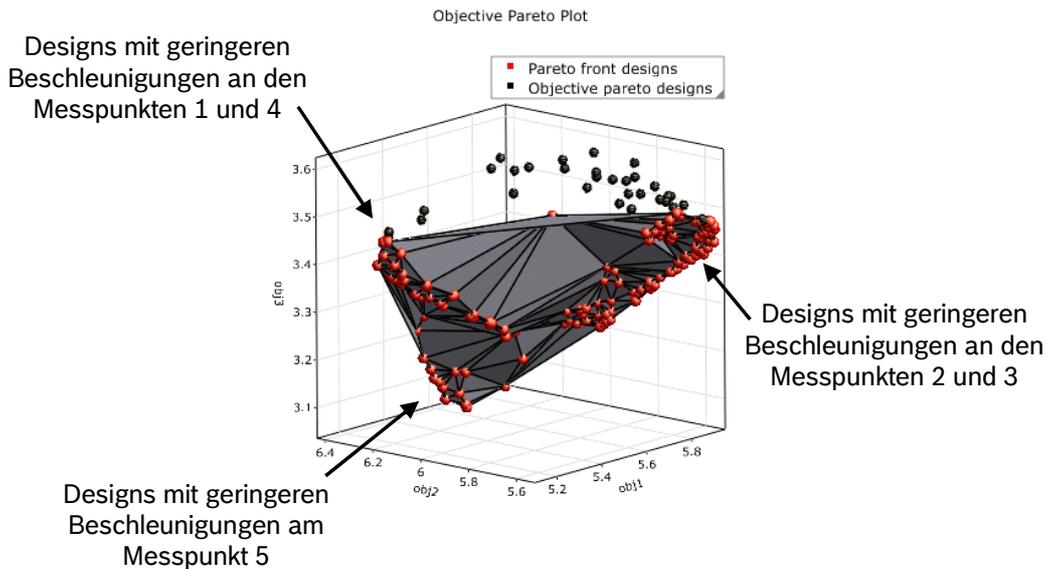


Abbildung 21: Pareto-Front bei drei Zielfunktionen

### 5.3 Vergleich der Optimierungsergebnisse

Abbildung 22 gibt einen Überblick zu den relativen Verbesserungen der optimalen Designs der drei Strategien gegenüber dem Ausgangsdesign. Die Ergebnisse der Optimierung mit Evolutionären Algorithmen zeigen, dass die Berücksichtigung der Beschleunigungen an nur einem Messpunkt nicht zielführend ist. Zwar können die Beschleunigungen in z-Richtung minimiert werden, jedoch ergeben sich dabei Verschlechterungen in den anderen beiden Richtungen (x und y).

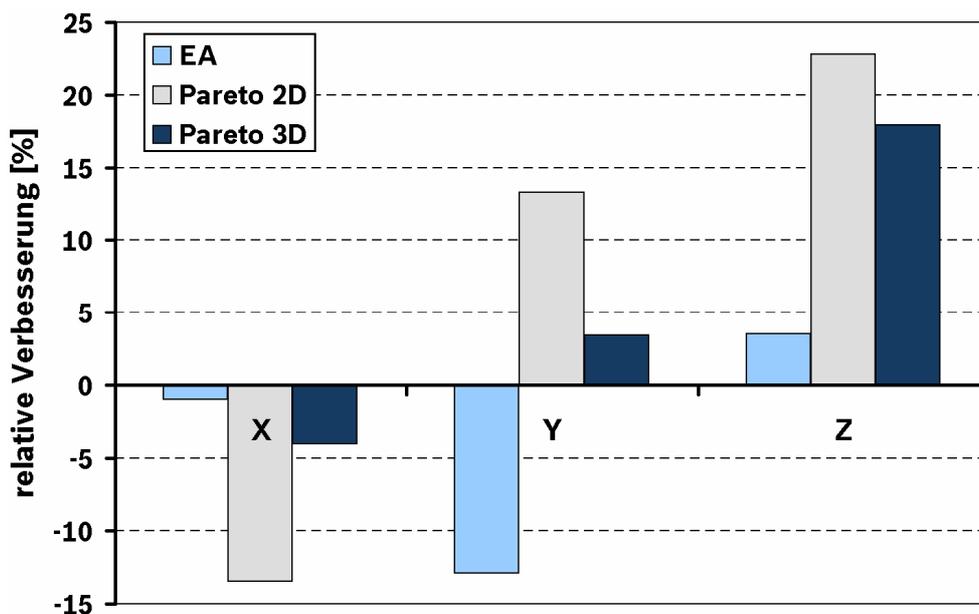


Abbildung 22: Vergleich der Optimierungsstrategien

Die Pareto-Optimierung mit zwei Zielfunktionen findet ein Design, das Verbesserungen von 13 % in y-Richtung und 23 % in z-Richtung aufweist, sich aber auch um 13 % in x-Richtung verschlechtert.

Die Pareto-Optimierung mit drei Zielfunktionen hingegen berücksichtigt die Beschleunigungen aller Messpunkte und trägt damit den konkurrierenden Zielen Rechnung. Die relative Gesamtverbesserung nach Tabelle 2 fällt zwar mit 17 % geringer aus als beim Design der 2D-Pareto-Optimierung, ist aber insgesamt ausgeglichener, da die Verschlechterung in x-Richtung nur 4 % beträgt.

Tabelle 2: Relative Gesamtverbesserung

Optimierung	relative Gesamtverbesserung [%]
EA	-10
Pareto 2D	23
Pareto 3D	17

## 6 Zusammenfassung

Am Beispiel eines NKW-Motorsteuergeräts wurde gezeigt, wie durch den Einsatz der numerischen Simulation Schwingungsversuche gut nachgebildet werden können.

Als Referenz für den Abgleich von Versuch und Simulation wurden die Übertragungsfunktionen des Systems an fünf Messpunkten in einer experimentellen Resonanzanalyse gemessen.

Für die dynamische Simulation des Steuergeräts wurden in ANSYS® drei Modelle in unterschiedlichen Detaillierungsstufen aufgebaut. Volumenmodell und Starrkörpermodell mit Dämpfergeometrie zeigten eine sehr gute Übereinstimmung mit den Versuchsergebnissen, waren aber aufgrund der erheblichen Rechenzeiten für die Optimierung der Anschraubpositionen nicht geeignet. Daher wurde ein Starrkörpermodell mit Feder-Dämpfer-Elementen modelliert und dessen axiale und radiale Steifigkeits- bzw. Dämpfungsparameter mit den Messergebnissen mittels Parameteridentifikation in optiSLang® abgeglichen.

Im Anschluss wurde beispielhaft für den zukünftigen Einsatz der Methode in der mechanischen Vorauslegung von Steuergeräten eine Optimierung der Anschraubpositionen mit unterschiedlichen Algorithmen durchgeführt. Hierbei lieferte die Pareto-Optimierung mit drei Zielfunktionen die besten Ergebnisse.

Es konnte gezeigt werden, wie schon in einer frühen Phase des Produktentwicklungsprozesses schwingungsoptimierte Designs für neue Steuergerätetypen entwickelt werden können. In Abbildung 23 ist die Vorgehensweise zur Vorauslegung von Steuergeräten dargestellt. Im Fall einer Übertragung des vorgestellten Entkopplungskonzepts auf neue Steuergerätetypen kann auf Basis der geometrischen Eigenschaften (Masse, Abmessungen) direkt eine Optimierung der Anschraubpositionen durchgeführt werden. Sollte hingegen

für zukünftige Entwicklungen ein Modifizierung der Entkopplungselemente, z. B. Ändern des Elastomermaterials oder der Dämpfergeometrie, notwendig werden, so ist der Entwicklungsingenieur nun in der Lage, die Analyse von Steuergeräten am Schwingtisch durch die dynamische Simulation unter Einbeziehung gemessener Elastomermaterialeigenschaften und realer Dämpfergeometrie abzubilden. Die Optimierung der Anschraubpositionen erfolgt dann wieder auf Basis eines abgeglichenen Starrkörpermodells mit Feder-Dämpfer-Elementen.

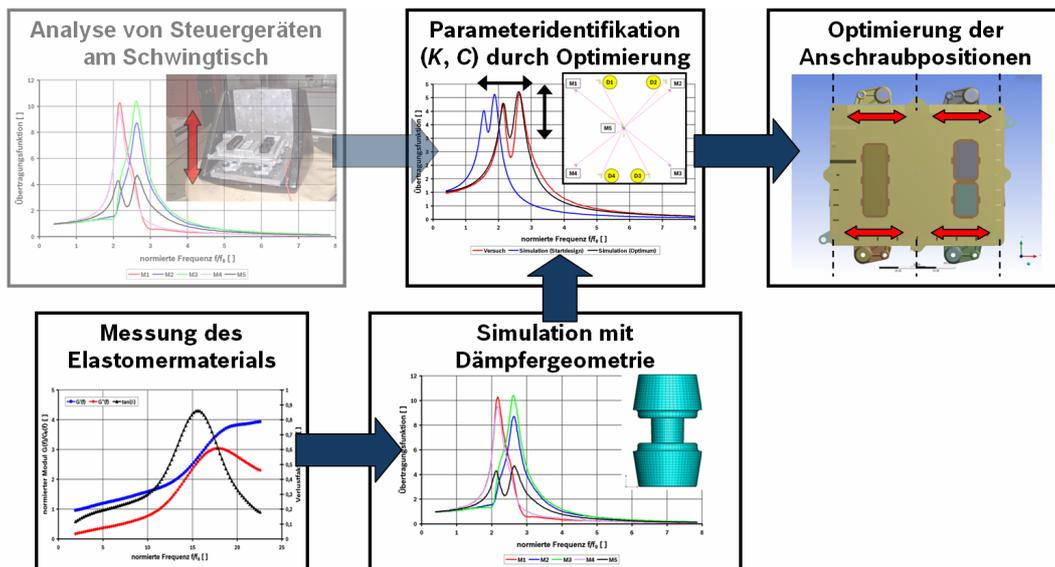


Abbildung 23: Vorausslegung von Steuergeräten

## Literatur

ABAQUS, INC.: ABAQUS Dokumentation Version 6.6. Providence, USA, 2006

ANSYS, INC.: ANSYS Dokumentation Version 10.0. Canonsburg, USA, 2006

DYNARDO DYNAMIC SOFTWARE AND ENGINEERING GMBH: optiSLang Dokumentation Version 2.1.2. Weimar, Deutschland, 2006