



---

# Simulationstechnik am Beispiel des ZMS –

## Die Stecknadel im Heuhaufen finden

Alexander Fidlin  
Roland Seebacher



## Einleitung

Immer kürzer werdende Entwicklungszeiten neuer Fahrzeugmodelle (Bild 1) sowie zunehmende Kosteneinsparungen in der Entwicklungsphase seitens der Automobilindustrie erfordern auch ein Umdenken bei der Produktentwicklung der Zulieferindustrie.

Konkret bedeutet dies, dass immer weniger Versuchsträger aufgebaut werden und der Zulieferindustrie zur Verfügung stehen. Gerade bei der Entwicklung und Optimierung von Drehschwingungsdämpfern gibt es immer weniger praktische Versuchsmöglichkeiten, was zur Folge hat, dass der Einsatz der Simulationstechnik zunehmend an Bedeutung gewinnt.

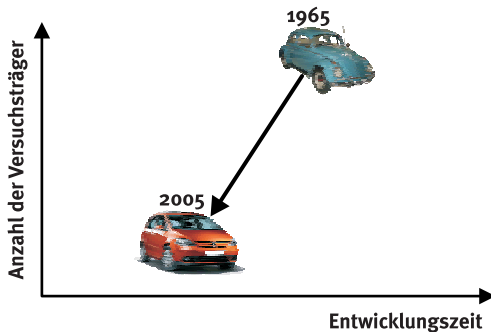


Bild 1 Änderungen im Entwicklungsprozess

Steigende Komfortansprüche (Bild 2) bei gleichzeitig immer stärker werdenden Verbrennungsmotoren stellen die Entwicklung von Drehschwingungsdämpfern vor immer schwierigere Aufgaben. Um die steigenden Motormomente bei gleichem Bauraum abzudecken, müssen die Kennlinien steiler werden. Da höhere Motormo-

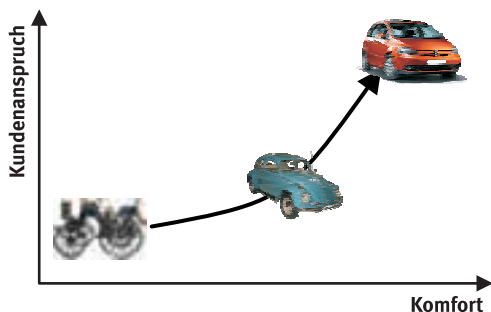


Bild 2 Entwicklung des Komfortanspruchs

mente außerdem größere Ungleichförmigkeiten bewirken, muss der Dämpfer sogar noch mehr leisten, um die Schwingungen im Antriebsstrang gering zu halten.

Die Grenzen des physikalisch Machbaren sind im Grunde nur noch durch den Einsatz der Simulationstechnik erreichbar und durch innovative Konzepte erweiterbar.

Zwar hatte die Simulationstechnik bisher schon einen großen Anteil an der Entwicklung und Optimierung von Drehschwingungsdämpfern, ihr Einsatz war jedoch meist problemorientiert. Da das Konzept schon feststand, war der Spielraum für die Umsetzung von Verbesserungsvorschlägen oft sehr klein.

Ziel ist es deshalb, die Simulationstechnik sowohl in der Vorentwicklung als auch in einer sehr frühen Phase der Serienentwicklung einzubinden und die Produkte von Anfang an simulationstechnisch zu optimieren.

## ZMS als Element zur Verbesserung des Schwingungskomforts

Gerade zum Thema Komfortanspruch hat LuK in den 80er Jahren einen entscheidenden Beitrag geleistet. Mit dem Zweimassenschwungrad (ZMS) gelang es, die Drehschwingungen des Verbrennungsmotors erfolgreich vom restlichen Antriebsstrang zu isolieren (Bild 3). Lästige Rasselgeräusche konnten beseitigt und das Karosseriebrummen erheblich verbessert werden. Dadurch wurde es auch möglich, mit sehr niedriger Motordrehzahl zu fahren und somit Kraftstoff zu sparen.

Natürlich stellt das Fahren mit veränderlicher Drehzahl die wichtigste und dominierende Fahr-situation dar. Dennoch gibt es zahlreiche weitere Betriebspunkte, die zu beachten sind. So muss zunächst der Motor gestartet und am Ende der Fahrt oder an der Ampel wieder gestoppt werden. Die Fahrt selbst beginnt mit dem Anfahrvorgang. Durch Änderung der Stellung des Gaspedals sowie durch Gangwechsel werden Laständerungen im Antriebsstrang hervorgerufen, oder es wird ohne Last im Schubetrieb gefahren. Das sind nur einige zusätzliche Fahrzustände, bei denen

ebenfalls ein hoher Komfortanspruch besteht. Bild 4 zeigt die Verläufe von Drehzahlen und Drehzahlgleichförmigkeiten der wichtigsten Fahrzustände.

Um diesen immer höheren Komfortansprüchen gerecht zu werden, wurde bei LuK zur Optimierung der Drehschwingungsdämpfer eine neue Methode entwickelt. Das primäre Ziel ist hierbei, das ZMS unter Berücksichtigung aller Betriebszustände und unter Berücksichtigung aller relevanten Parameter

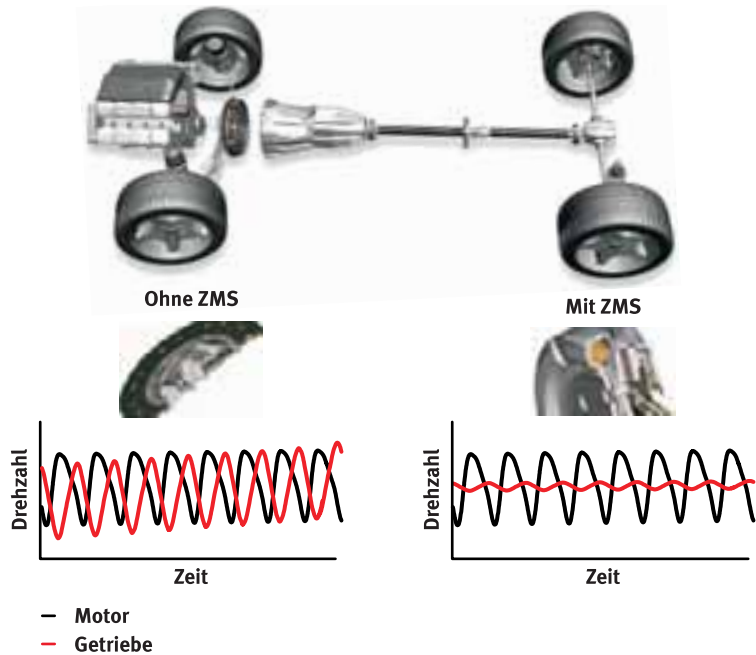


Bild 3 Einfluss des ZMS auf den Komfortanspruch

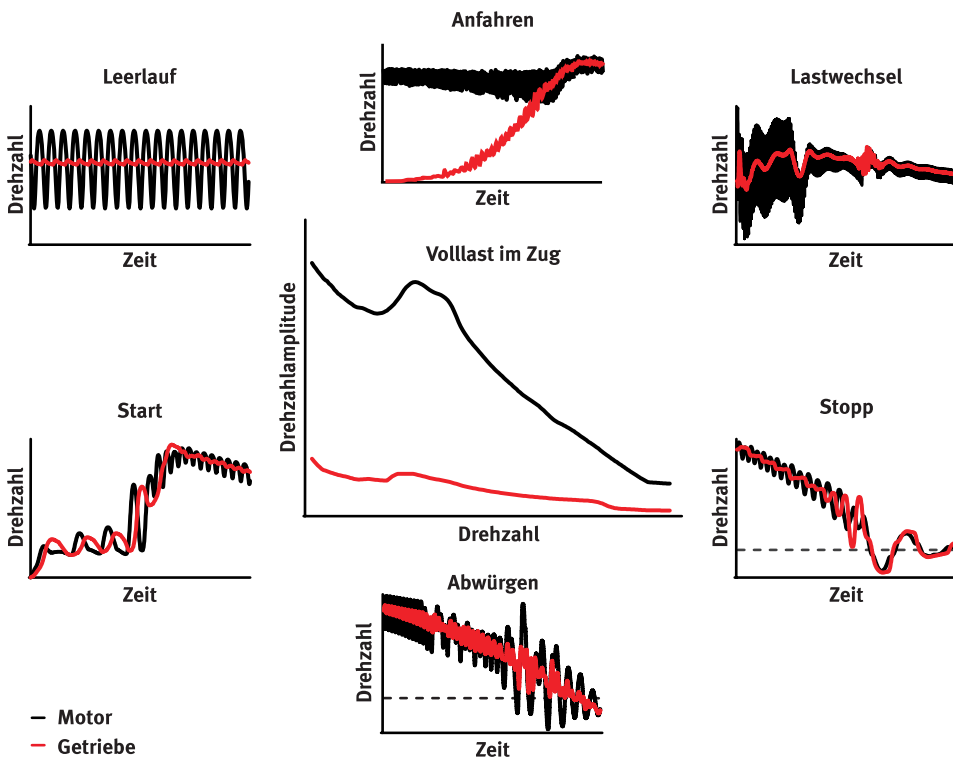


Bild 4 Wichtige Fahrzustände

zu optimieren. Um das volle Potenzial der zur Verfügung stehenden Parameter zu nutzen ist es notwendig, die Optimierung bereits in der Konzeptphase durchzuführen. Auf die Methode der Optimierung wird später noch ausführlich eingegangen.

Um dieses Ziel zu erreichen, ergeben sich zusätzliche Anforderungen an die Simulationstechnik, die nachfolgend beschrieben werden.

## Simulations- technische Voraussetzungen

### Relevante Betriebspunkte

Zunächst müssen alle problematischen Betriebspunkte definiert werden. In der Übersicht (Bild 5) sind die wichtigsten Antriebsstrangprobleme zusammengestellt.

Betriebspunkt	Problem
Leerlauf	Getrieberasseln
Zug	Getrieberasseln, Brummen
Schub	Getrieberasseln, Brummen
Stopp	Getrieberasseln, Klackern
Lastwechsel	Ruckeln
Anfahren	Rupfen, Rasseln, Ruckeln, Modulation
Start	Bauteilfestigkeit, Komfort
gedrücktes Fahren	Bauteilfestigkeit

Bild 5 Antriebsstrangprobleme

Diese können im Wesentlichen in 3 Gruppen zusammengefasst werden.

- Akustische Probleme (Getrieberasseln und Karosseriebrummen)
- Fühlbare Probleme (Ruckeln und Rupfen)
- Festigkeitsprobleme

## Zielgrößen, subjektive Bewertung und Sensitivitätsdiagramme

Zur objektiven Beurteilung der Qualität einer Auslegung müssen geeignete Zielgrößen gefunden werden. D.h., welche messbare physikalische Größe muss ausgewertet bzw. ermittelt werden und inwieweit korreliert diese Messgröße mit dem subjektiven Empfinden.

In Bild 6 ist die Ermittlung der Zielgrößen für das Fahren im Betriebszustand Vollast im Zug schematisch dargestellt. Mögliche Problempunkte sind hierbei Getrieberasseln und Karosseriebrummen. Um die Qualität des Fahrens im Zug messtechnisch zu bewerten, wird das Fahrzeug mit maximalem Drehmoment beschleunigt. Dabei werden hochaufgelöst die Drehzahlen am Getriebeeingang, am Differenzialeingang (bei heckangetriebenen Fahrzeugen) und am Rad gemessen. Je nach Zielgröße werden die Signale über der Zeit differenziert oder integriert und deren Amplituden über der Drehzahl des Motors dargestellt. Zur Bewertung des Getrieberasseln wird als Zielgröße die mittlere Amplitude der Drehzahlschwankungen des Getriebesignals über dem kritischen Drehzahlbereich ausgewertet. Das Karosseriebrummen korreliert hinreichend genau mit den Beschleunigungsüberhöhungen am Rad und am Differenzialeingang. Im Drehzahlbereich unterhalb 1500/min dient die maximale Resonanzüberhöhung am Rad als Zielgröße. Speziell bei heckangetriebenen oder allradgetriebenen Fahrzeugen kann eine Antriebsstrangresonanz Brummgeräusche hervorrufen. Als Zielgröße dafür wird die maximale Beschleunigungsüberhöhung am Differenzialeingang ausgewertet.

Idealerweise werden diese Messungen mit unterschiedlichen ZMS-Auslegungen und verschiedenen Dämpfersystemen durchgeführt. Dadurch wird ein möglichst großer Bereich der gemessenen Zielgrößen erfasst. Zeitgleich mit den Messungen werden die eingebauten Systeme subjektiv bewertet. Werden die subjektiven Bewertungen über den jeweiligen Zielgrößen aufgetragen, ergeben sich die so genannten Sensitivitätsdiagramme (Bild 7).

Optimal wäre der Einsatz von Systemen, die das Spektrum des mit einem ZMS erzielbaren Kom-

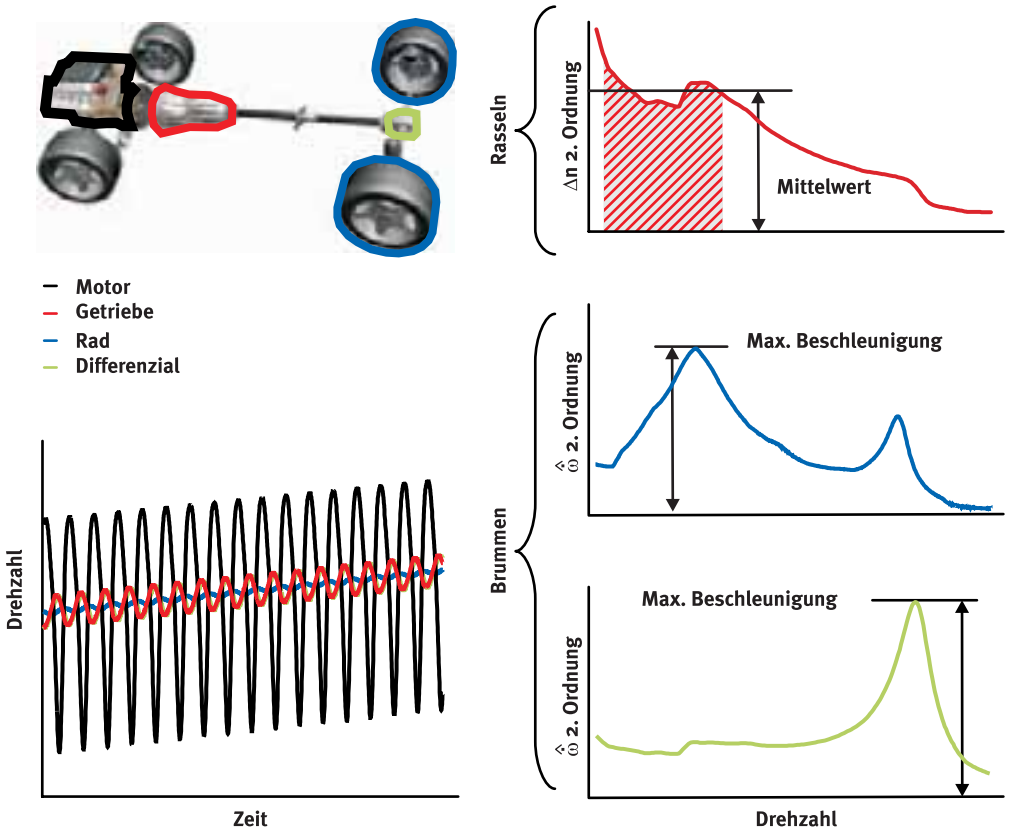


Bild 6 Volllast im Zug: Auswertung der Zielgrößen für Rasseln und Brummen

forts weit überschreiten. Beispielsweise können durch Verwendung eines so genannten Add-on-Schlupfreglers die Drehschwingungen auf ein Minimum reduziert werden. Somit ist unter anderem auch erkennbar, inwieweit ein Geräusch durch Drehschwingungsreduzierung verbesserbar ist. Der oben erwähnte Add-on-Schlupfregler wurde eigens entwickelt, um möglichst umfassende und kontinuierliche Sensitivitätsdiagramme zu erhalten. Dieser Add-on-Schlupfregler wird direkt in das Ausrücksystem integriert, ähnlich einem Clutch-by-Wire-System.

Bild 7 zeigt die über der Zielgröße aufgetragenen subjektiven Bewertungen am Beispiel Brummen bei niedriger Motordrehzahl. Die Note 10 entspricht einem geräuschlosen Fahren, die Note 1 steht für unerträgliches Karosseriebrummen. Für die meisten Kunden ist die Note 8 das zu erreichende Ziel. Zumindest aber sollte die Note 6 nicht unterschritten werden.

Durch derartige Messungen an vielen und unterschiedlichen Fahrzeugen wuchs bei LuK im Laufe der Zeit ein gewaltiger Erfahrungsschatz an.

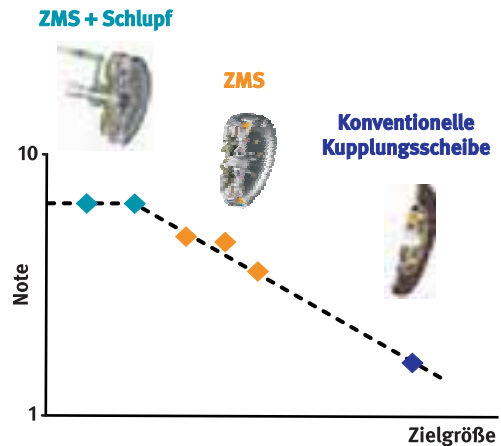


Bild 7 Sensitivitätsdiagramm am Beispiel Brummen bei niedriger Motordrehzahl

# Effiziente Modelle

Aus Rechenzeitgründen müssen für die Simulationen effiziente Modelle mit hinreichender Genauigkeit vorliegen.

Zur Abbildung des Fahrzeuges für das oben beschriebene Fahren im Zug wird ein Modell mit 9 Drehmassen verwendet (Bild 8). Nach Möglichkeit werden nur die relevanten Eigenformen und Antriebsstrangparameter berücksichtigt.

Dagegen werden alle in Betracht kommenden Kraft übertragenden Elemente und Anregungsobjekte sehr detailliert modelliert.

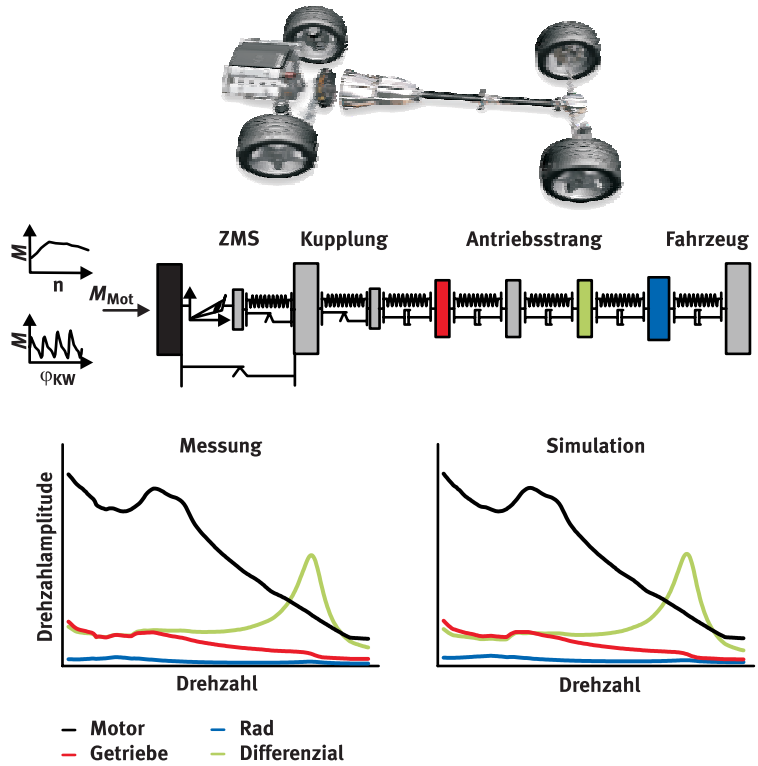


Bild 8 Volllast im Zug: Schwingungsmodell, Messung und Simulation

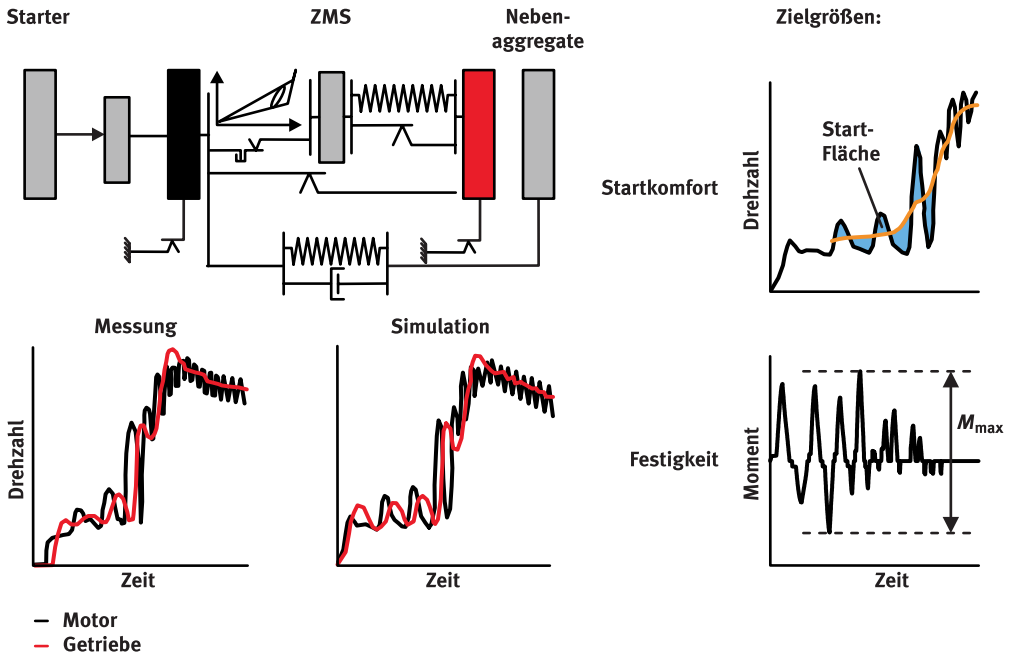


Bild 9 Motorstart: Schwingungsmodell, Messung, Simulation und Zielgrößen

Die Drehmomentschwankungen des Verbrennungsmotors werden als Funktion des Kurbelwellenwinkels und des statischen Moments vorgegeben. Auch das Übertragungsverhalten des ZMS mit allen komplexen und nichtlinearen Eigenschaften der Bogenfeder wird berücksichtigt. Die Steifigkeiten, Dämpfungen und Spiele des Antriebsstranges können durch spezielle Messungen experimentell ermittelt werden.

Mit diesem Modell lässt sich der Betriebszustand Zug (Bild 8) hinreichend genau beschreiben.

In Bild 9 sind analog zum obigen Beispiel für den Betriebspunkt Start, der sich ebenfalls simulationstechnisch sehr gut abbilden lässt, das Schwingungsmodell, der Vergleich Messung/Simulation und die Zielgrößen skizziert.

Wie auch beim Zug wird der Motorstart gesamthaft betrachtet. Neben den Kenngrößen des ZMS werden Motor, Motormanagement, Anlasser und die Nebenaggregate berücksichtigt. Als Zielgrößen dient hier die sogenannte Start-Fläche zwischen tatsächlicher und gemittelter Motordrehzahl und das maximale Drehmoment im ZMS. Während die Auswertung der Start-Fläche eine Komfortgröße darstellt, ist die Zielgröße max. Dämpfermoment eine Festigkeitsgröße. Diese

Vorgehensweise wurde für alle weiteren Betriebspunkte entsprechend erarbeitet.

## Betrachtung des gesamten Fahrzeuges

Bei der Durchführung von Simulationsrechnungen ist die Gesamtsystembetrachtung ein weiteres wesentliches Merkmal. Dabei werden nicht nur LuK-Produkte wie z.B. das ZMS und das gesamte Kupplungssystem, sondern auch der gesamte Antriebsstrang, der Motor sowie das Motormanagement betrachtet (Bild 10).

Dadurch können Möglichkeiten und Grenzen für die LuK-Produkte besser eingeschätzt werden, um gegebenenfalls auch andere Bereiche aus dem Antriebsstrang bei der Problemlösung mit einzubinden.

Die Gesamtsystembetrachtung ermöglicht zudem schon sehr früh, eventuell auftretende Probleme bei der Interaktion der Drehschwingungsdämpfer mit anderen Komponenten im Fahrzeug zu erkennen. Insbesondere das Motormanagement mit Leerlaufregler, Laufruheregler, Lastwechseldämpfer usw. steht sehr oft in einer komplexen Wechselwirkung mit dem ZMS. Auch

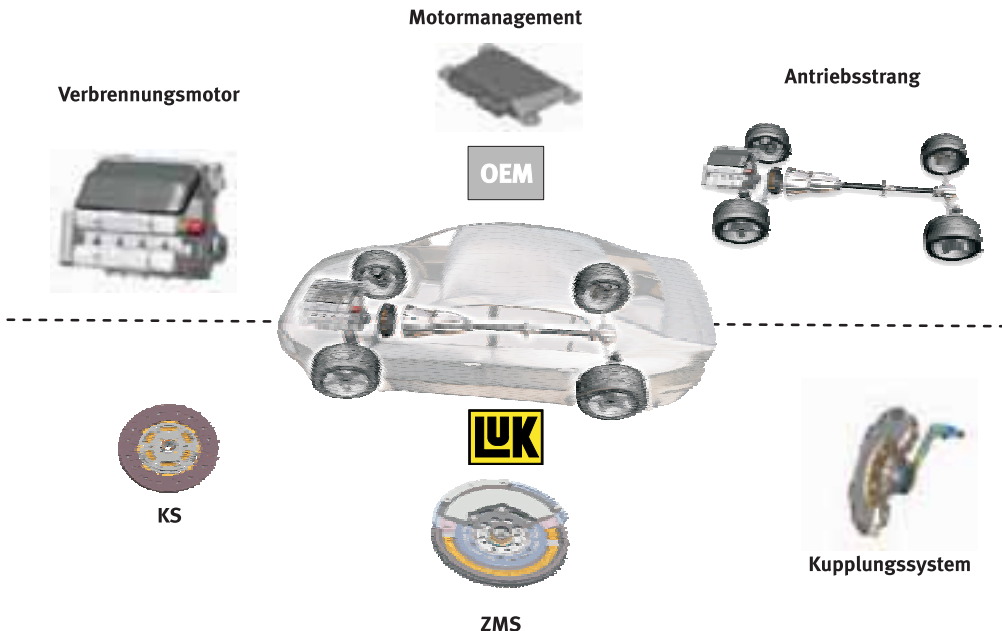


Bild 10 Gesamtsystembetrachtung

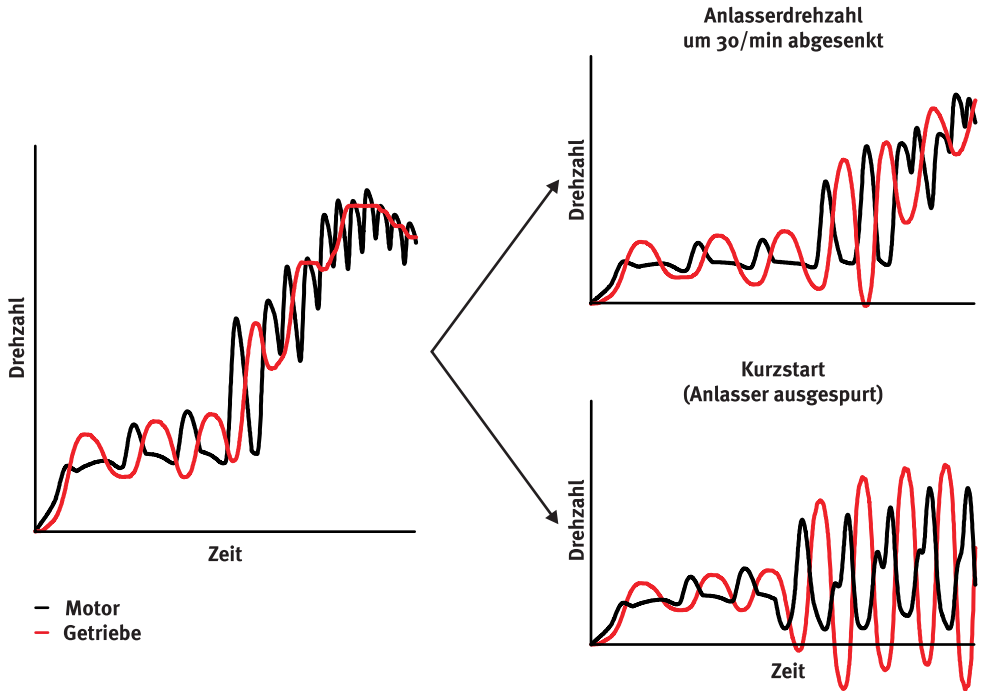


Bild 11 Motorstart: Wechselwirkung ZMS mit Anlasser und Motormanagement

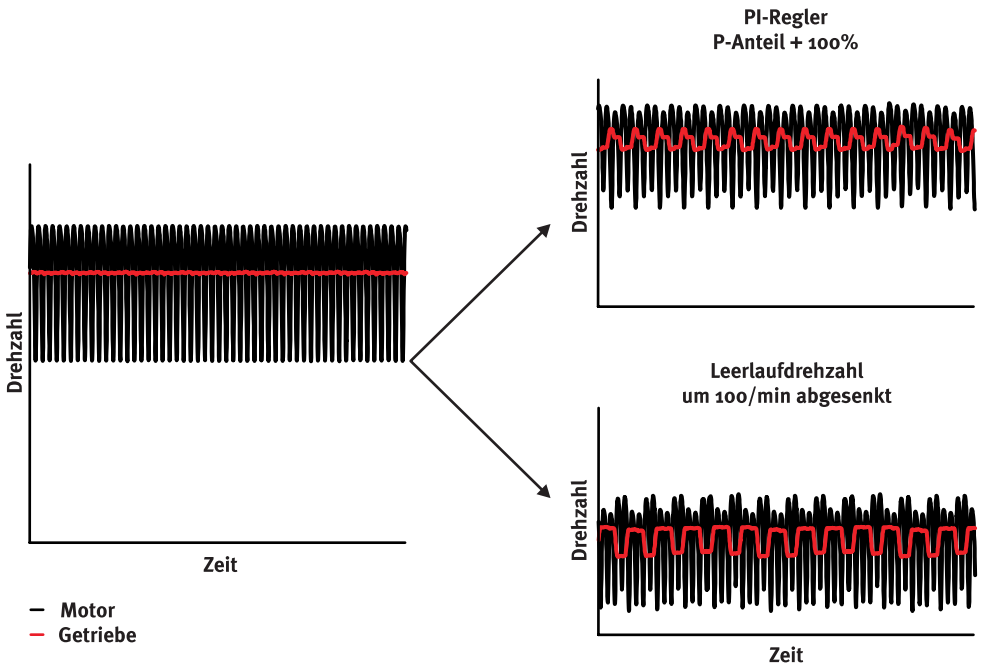


Bild 12 Leerlauf: Wechselwirkung ZMS mit Motormanagement

hier ist es sicherlich hilfreich, schon in einer frühen Entwicklungsphase positiv eingreifen zu können.

In Bild 11 ist der Einfluss von Motormanagement und Anlasserdrehzahl auf den Motorstart dargestellt. Die drei Diagramme zeigen die Drehzahlsignale des Motors und des Getriebes. Zunächst sieht man eine Phase, in der der Motor unbefeuert vom Anlasser angetrieben wird. Nach einigen Zyklen wird der Motor befeuert. Danach durchläuft die Motordrehzahl die ZMS-Resonanz, welche bei den Abstimmungen nicht selten ein Problem darstellt.

Eine Absenkung der Starterdrehzahl um 30/min würde den Motorstart schon deutlich verschlechtern. (Bild 11, Diagramm rechts oben). Kritisch wird die Situation bei einem zu frühen Ausspüren des Anlassers, z.B. bevor der Motor zum ersten Mal befeuert wird. Die Konsequenz sind unakzeptable Resonanzschwingungen, welche im Extremfall zu einem Resonanzhänger führen können (Bild 11, Diagramm rechts unten).

Wechselwirkungen zwischen dem komplexen Übertragungsverhalten des ZMS und dem Motormanagement wirken sich auch beim Betriebszustand Leerlauf häufig negativ auf den Fahrkomfort aus. Um eine perfekte Isolation hinsichtlich der Zündfrequenz zu erreichen wird zwischen der Primär- und der Sekundärmasse des ZMS bewusst ein Spiel vorgesehen. Dadurch kann lästiges Getrieberasseln erfolgreich beseitigt werden (Bild 12, linkes Diagramm). Hervorgerufen durch das Spiel und das Zusammenwirken von Motordrehzahl und Reglerparametern können allerdings auch niederfrequente Schwingungen angeregt und damit unangenehme Vibrationen verursacht werden (Bild 12, rechte Diagramme).

Für beide Beispiele sieht man deutlich die Notwendigkeit, die motorseitigen Parameter schon frühzeitig in die Auslegung mit einzubeziehen. Das erfordert natürlich, den Kunden ebenfalls schon sehr früh in den Entwicklungsprozess zu integrieren, denn die Genauigkeit der Fahrzeugdaten beeinflusst maßgeblich die Qualität der Simulationsergebnisse und somit die Qualität des Produkts.

## Automatisierter Berechnungsablauf

Zur Optimierung müssen je nach Anzahl der Einflussparameter und der zu berechnenden

Betriebspunkte einige Tausend Simulationen durchgeführt werden. Dies erfordert eine möglichst automatisierte Simulationsumgebung. Dabei werden aus CAD-Zeichnungen und Fahrzeugdaten entsprechende Dämpfer- und Fahrzeugmodelle generiert. Aus den Einflussparametern wird der Berechnungsplan erstellt. Die Simulationen über der Zeit stellen Rohdaten zur Auswertung zur Verfügung. Aus den daraus ermittelten Zielgrößen wird dann ein optimaler Drehschwingungsdämpfer konstruiert. Für die Durchführung der Simulationen und die Bestimmung der Zielgrößen verwendet LuK selbst entwickelte Programme.

## Einbindung in den frühen Entwicklungsprozess

Bisher lagen die Fahrzeugabstimmungen zeitlich schon sehr nahe an der Serie, d.h. das Konzept stand schon fest und für Verbesserungen blieb nur ein kleiner Handlungsspielraum. Um aber das ganze Potenzial der zur Verfügung stehenden Parameter zu nutzen, ist es notwendig, die Dämpferoptimierung in den sehr frühen Entwicklungsprozess einzubeziehen (Bild 13). Optimierungsvorschläge können in dieser Phase leichter realisiert werden.

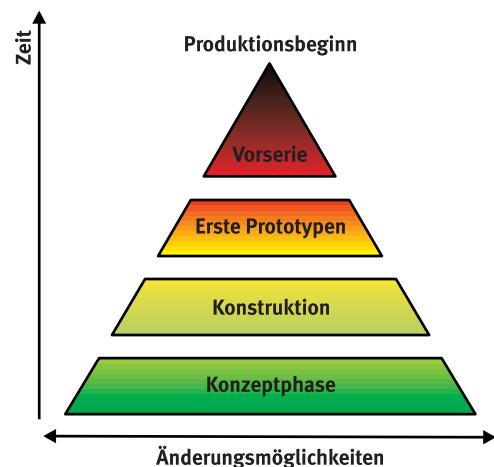


Bild 13 Änderungsmöglichkeiten über dem Entwicklungsprozess

## Vorgehensweise bei der Optimierung

Das entwickelte Verfahren orientiert sich an drei wesentlichen Anforderungen, die naturgemäß an die Produktoptimierung gestellt werden.

- Die Funktion der LuK-Produkte hängt von vielen konstruktiven Parametern ab. Speziell beim Zweimassenschwungrad sind das normalerweise zwischen 18 und 24 Parameter (abhängig von der Komplexität).
- Die Produkte werden nicht in Bezug auf eine einzige Zielgröße optimiert, sondern sie sollen in allen kundenrelevanten Fahrsituationen gut funktionieren.
- Die Produkte werden in Großserien hergestellt, die Serienstreuung ist daher bei der Entwicklung eines optimalen Produktes zu berücksichtigen.

Diese Anforderungen bestimmen im Wesentlichen die Optimierungsstrategie. Bild 14 stellt die Bauteile dar, die in einem einfachen ZMS enthalten sind.

Selbstverständlich können einige dieser Bauteile und deren Geometrie bei der Beurteilung der Funktion und Betriebsfestigkeit des ZMS auf eine begrenzte Anzahl von Parametern reduziert

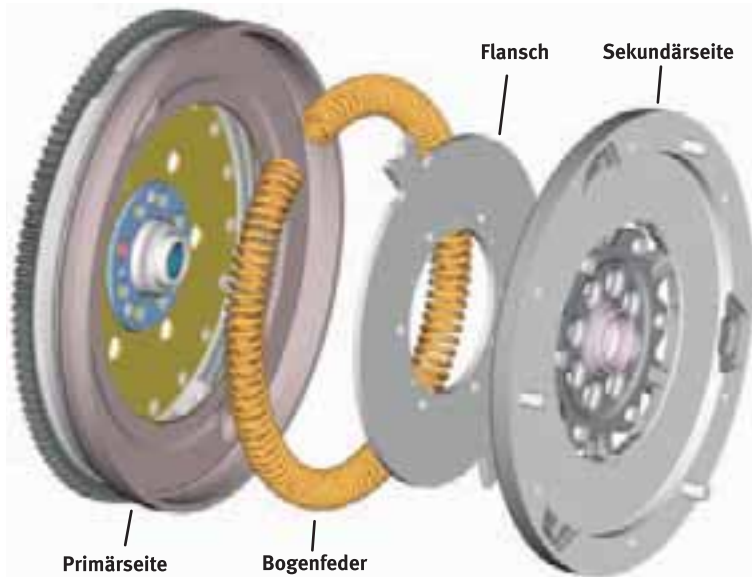


Bild 14 Komponenten eines ZMS

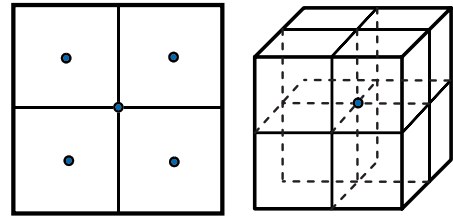


Bild 15 Beispiel Parameterraumaufteilung im zwei- und dreidimensionalen Fall

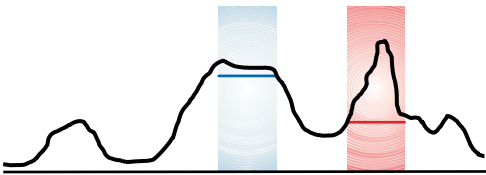
werden. Da aber bei der Beschreibung zum Beispiel einer Druckfeder nicht nur ihre Kennlinie, sondern zur Berechnung der Spannungen auch die Drahtgeometrie berücksichtigt werden muss, entsteht eine relativ große Parametermenge. Diese wird umso größer je komplexer die jeweilige Struktur ist (einfaches ZMS, ZMS mit Innendämpfer, ZMS mit Innendämpfer und torsionsgedämpfter Kupplungsscheibe, usw.).

Daraus ergibt sich die oben angegebene Anzahl der Parameter, die die Dimension des Parameterraums bestimmt, in dem die Optimierung durchgeführt wird. Diese Dimension potenziert die Anzahl der Punkte, die notwendig ist, um den Raum gleichmäßig abzutasten. Bild 15 illustriert diesen Sachverhalt. Würde man im zweidimensionalen Fall jede Parameterachse in zwei Abschnitte unterteilen, würde man  $2^2 = 4$  Bereiche (Quadrate) bekommen. Im dreidimensionalen Fall ergeben sich schon  $2^3 = 8$  Bereiche (Würfel).

In einem realistischen zwanzigdimensionalen Fall würden dann  $2^{20} = 1048576$  Bereiche entstehen.

Es ist aber normalerweise völlig unzureichend, die Parameter nur auf zwei Niveaus zu variieren. Unterteilt man jede Achse in mehrere Abschnitte, entsteht dadurch eine astronomische Anzahl möglicher Parameterkombinationen, die auch nicht mit Hilfe modernster Simulationstechnik bewältigt werden könnte.

Die Lösung besteht in der systematischen Anwendung statistischer Verfahren, die ursprünglich für Versuchsplanungen entwickelt wurden. Diese Verfahren ermöglichen es, die Anzahl der Parameterkombinationen begrenzt zu halten und auf eine Größe zu reduzieren, die heutzutage durchaus behandelt werden kann. Diesem Verfahren zugute kommt die Tatsache, dass die Variationsbreite einzelner Parameter in eine Relation zu deren Streuung in der Serienfertigung gestellt werden muss. Dieser Gedanke ist in Bild 16 illustriert.



**Bild 16** Relation zwischen schmaler Spitze und breitem Plateau bei der Optimierung für die Massenfertigung

Nimmt man an, die Kurve in diesem Bild repräsentiert das Optimierungsziel, wäre das beste Ergebnis dann an der schmalen Spitze rechts im Bild erreichbar. Stellt man aber die Breite dieser Spitze in eine Relation zur Serienstreuung (rotes Rechteck), ist einfach zu erkennen, dass innerhalb der Toleranzen man ein deutlich schlechteres Ergebnis bekommt als wenn als Optimierungsergebnis das breite Plateau in der Mitte des Bildes gewählt worden wäre (die entsprechende Streuung ist durch das blaue Rechteck gekennzeichnet). In anderen Worten formuliert, es muss garantiert werden, dass in der Massenfertigung kein Teil unterhalb einer bestimmten Grenze bewertet wird.

Ein weiterer und ganz wichtiger Aspekt ist die schon erwähnte Vielfältigkeit der Fahrsituationen, die durch das ZMS beeinflusst werden. Dies ist in Bild 17 in Form eines Spinnennetzdiagramms schematisch dargestellt. Dabei werden hier nur die wichtigsten Fahrsituationen genannt. Unter jedem dieser Begriffe verbergen sich mehrere zum Teil durchaus unterschiedliche Phänomene, die bei der Bewertung eines Fahrzeuges auseinander gehalten werden sollten (Bild 5).

All diese zunächst subjektiv bewerteten Phänomene werden mit Hilfe der schon erwähnten Sensitivitätsdiagramme objektiviert.



**Bild 17** Vielfältigkeit der Fahrsituationen und einzelner Bewertungen

Bei jeder Produktentwicklung bzw. Produktoptimierung stellt sich aber naturgemäß auch die Frage, wie man widersprüchliche Anforderungen, die an ein System gestellt werden, gegeneinander abwägt. In anderen Worten, wie findet man eine Kompromisslösung. Die übliche Vorgehensweise besteht darin, dass einzelne Zielgrößen durch einen gewichteten Mittelwert zu einer gesamten Zielgröße verdichtet werden:

$$Z = \frac{1}{N} (k_1 z_1 + k_2 z_2 + \dots + k_N z_N)$$

$$k_1 + k_2 + \dots + k_N = 1$$

Dabei ist  $Z$  die gesamte Zielgröße,  $z_1, z_2, \dots, z_N$  sind die einzelnen Zielgrößen sprich Fahrsituationen (insgesamt  $N$ ),  $k_1, k_2, \dots, k_N$  sind die Gewichtungen der Fahrsituationen. Diese Methode hat allerdings einen prinzipiellen Nachteil. Wird eine Parameterkombination gefunden die in einer einzigen Fahrsituation schlecht benotet wird, in allen anderen aber sehr gut abschneidet, könnte sie vom automatischen Optimierer als Optimum angesehen werden. Dies widerspricht aber realen Anforderungen. Ein Produkt darf in keiner Fahrsituation unterhalb einer bestimmten Grenze, die man als Akzeptanzgrenze bezeichnet, bewertet werden. Außer komfortrelevanten Zielgrößen gibt es auch festigkeitsrelevante Ziele (z.B. Spannungen). Die entsprechenden Grenzen dürfen auf keinen Fall überschritten werden.

Um dieser Situation Rechnung zu tragen, wird bei LuK nicht mit dem arithmetischen Mittelwert sondern mit dem geometrischen Mittelwert gearbeitet:

$$Z = \sqrt[k_1 + k_2 + \dots + k_N]{(\max\{z_1 - g_1, 0\})^{k_1} \cdot \dots \cdot (\max\{z_N - g_N, 0\})^{k_N}}$$

Hier sind  $g_1, g_2, \dots, g_N$  die jeweiligen Akzeptanzgrenzen für die entsprechenden Zielgrößen. Diese Form gewährleistet, dass sobald eine Zielgröße unter die Akzeptanzgrenze fällt, die gesamte Parameterkombination auch automatisch als inakzeptabel bewertet wird.

Die Akzeptanzgrenze für komfortrelevante Zielgrößen entspricht meistens einer subjektiven Note 6. Bei den festigkeitsrelevanten Zielgrößen entspricht sie der minimal zulässigen Sicherheit (z.B. 1,2). Es wird aber immer angestrebt, für die komfortrelevanten Zielgrößen die subjektive Note 8 zu erreichen.

Die Gewichtungen  $k_1, k_2, \dots, k_N$  ermöglichen eine kunden- und modellspezifische Priorisierung der Ziele. Es ist durchaus verständlich, dass die Fahrweise und die daraus resultierenden Komfortansprüche bei einer Limousine anders als bei einem Sportwagen sind. Um die Gewichtungen festzulegen ist eine intensive Absprache zwischen Fahrzeughersteller und Zulieferer unentbehrlich.

Zusammenfassend kann man sagen, dass das entwickelte Verfahren eine umfassende und ganzheitliche Analyse und Optimierung eines Produktes in einem breiten Variationsraum ermöglicht. Die beschriebene Vorgehensweise und deren Schlussfolgerungen werden im nächsten Abschnitt an einem Beispiel verdeutlicht.

## Beispiel zur Optimierung eines ZMS

Die beschriebene Vorgehensweise wird durch die Optimierung eines ZMS veranschaulicht. Als Objekt der Optimierung wurde ein Fahrzeug der Mittelklasse mit einem modernen 4-Zylinder-Dieselmotor mit Heckantrieb gewählt. Diese Auswahl stellt besonders harte Anforderungen an den Torsionsdämpfer und ist deswegen für die Bedingungen repräsentativ, in denen sich solche Systeme in absehbarer Zukunft bewähren müssen.

Bevor die Optimierung durchgeführt werden kann, müssen einige Schritte unternommen werden. Zunächst wird in einer Voruntersuchung die Konzeptvorauswahl getroffen. Dabei werden einige – nach dem Baukastenprinzip zur Verfügung stehende – Konzepte miteinander verglichen. Zur Auswahl stehen zum Beispiel folgende Komponenten:

- Eine einstufige oder eine zweistufige Bogenfeder
- Das ZMS kann ohne Innendämpfer (ID) oder mit einem ein- bzw. zweistufigen Innendämpfer ausgestattet werden
- Die Kupplungsscheibe kann starr oder torsionsgedämpft sein.

Ist die Entscheidung für ein Konzept gefallen, können die zur Beschreibung des Konzeptes notwendigen Parameter und deren Variationsgrenzen festgelegt werden. Dabei wird in erster Linie der zur Verfügung stehende Bauraum berücksichtigt.

Jede Optimierung startet mit einer Basisauslegung. Die Qualität der Basisauslegung hängt stark von der Erfahrung des Konstrukteurs ab. Durch Einsatz des Optimierungsverfahrens wird aber der Einfluss der Erfahrung des Mitarbeiters deutlich reduziert. Die Qualität der Basisauslegung bestimmt nicht das Optimierungsergebnis, sondern lediglich die Zeit, bis man zum Optimum gelangt.

In unserem Fall wurde zunächst ein ZMS mit einer zweistufigen Bogenfeder für die Optimierung gewählt (vgl. Bild 14). Seine Funktion und

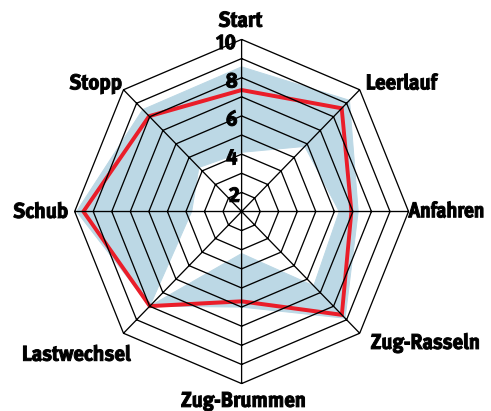


Bild 18 Optimierungsergebnisse für ein ZMS mit zweistufiger Bogenfeder

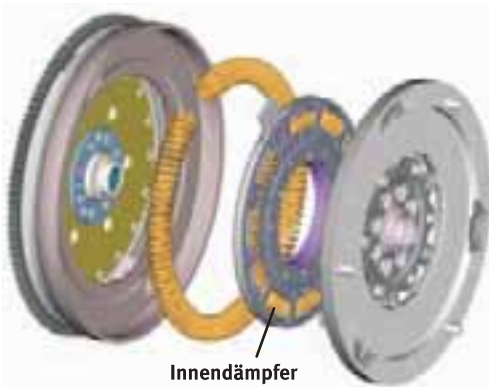


Bild 19 Komponenten eines ZMS mit Innendämpfer

Betriebsfestigkeit kann durch 18 Parameter beschrieben werden. Die Funktion wurde in sieben Fahrsituationen bewertet. Dabei wird das normale Fahren (Zug) in zwei unterschiedliche Phänomene aufgeschlüsselt: Zug-Rasseln und Zug-Brummen. Damit wird der besonderen Bedeutung dieser Phänomene Rechnung getragen. Für die Optimierung werden etwa 5600 Simulationsrechnungen durchgeführt. Die Optimierungsergebnisse sind in Bild 18 dargestellt.

Die gefärbte Fläche zeigt die Variationsbreite der während der Optimierung aufgetretenen Bewertungen. Es gibt kein ZMS, das dem inneren oder äußeren Rand dieses Bereichs entspricht. Ein ZMS das im Schub zum Beispiel mit Note 10 bewertet wurde erreichte im Stopp nur die Note 7. Die Linien zeigen aber, was überhaupt mit dem untersuchten Konzept in einzelnen Fahrsituationen erreicht werden kann.

Die rote Linie entspricht dem Optimierungsergebnis. Dieses ZMS ist eigentlich fast in allen Fahrsituationen akzeptabel, nur bezüglich Brummen im

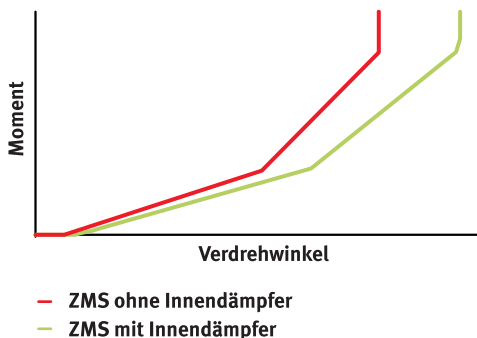


Bild 20 Vergleich der Federkennlinien eines ZMS mit und ohne Innendämpfer

Zug wird es lediglich mit einer Note knapp unter 6 bewertet. Es erreicht damit praktisch die bestmögliche Bewertung für das untersuchte Konzept.

Da die optimale Bewertung im inakzeptablen Bereich liegt, müssen weitere Strukturen eines ZMS in Betracht gezogen werden. Nahe liegend ist, die zweistufige Bogenfeder mit einem Innendämpfer zu ergänzen. Die entsprechende Konstruktion ist in Bild 19 dargestellt.

Dies erhöht die Anzahl der Parameter auf 22 und ermöglicht eine „weichere“ Kennlinie, mit reduzierter Hysterese, was der Schwingungsisolierung grundsätzlich zugute kommt (siehe Bild 20).

Das entsprechende Optimierungsergebnis ist in Bild 21 zu finden. Bild 22 stellt den Vergleich zwischen beiden Konzepten dar.

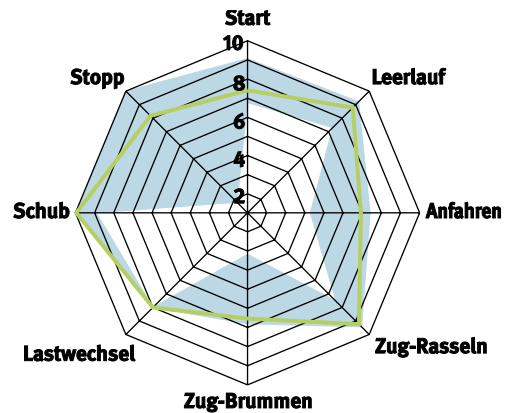


Bild 21 Optimierungsergebnisse für ein ZMS mit zweistufiger Bogenfeder und Innendämpfer

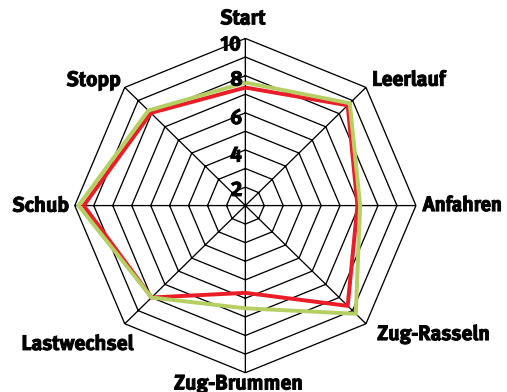


Bild 22 Vergleich von ZMS mit und ohne Innendämpfer

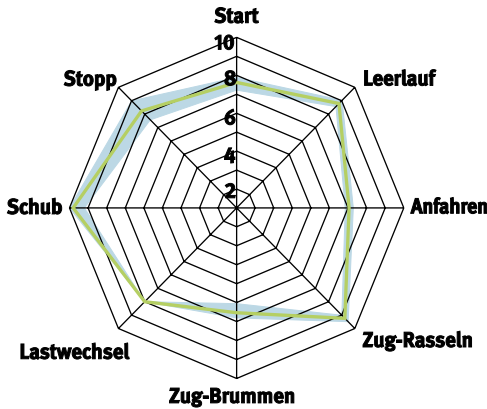


Bild 23 Ergebnisse der Toleranzstudie

Durch einen erheblichen Mehraufwand gelingt es hier, die Bewertung des Zug-Brummens im optimalen Punkt bis auf Note 6,5 zu erhöhen. Dies betrifft aber die Nominalauslegung, bei der die Toleranzen der Massenfertigung komplett außer Acht gelassen werden. Mit dem beschriebenen Simulationswerkzeug kann man aber auch eine Toleranzstudie durchführen. Dabei werden alle Parameter innerhalb der Fertigungstoleranzen variiert. Die Verteilungsdichte einzelner Parameter wurde in der laufenden Fertigung ermittelt. Das Ergebnis (Bild 23) zeigt eine deutliche Streuung der zu erwartenden Bewertungen, deren Streubreite bis zu einer Note beträgt.

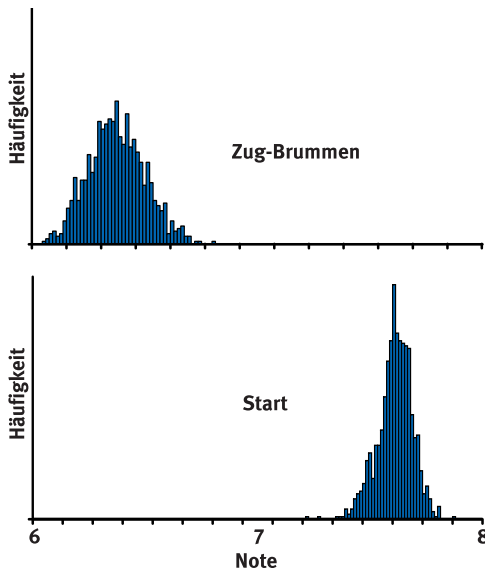


Bild 24 Verteilungen für die Bewertungen bezüglich Start und Zug-Brummen

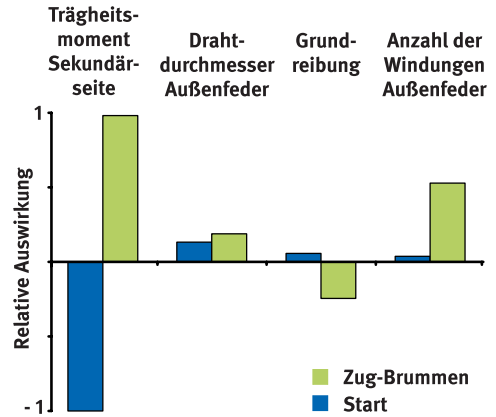


Bild 25 Die wichtigsten Einflussfaktoren und deren Auswirkungen in Bezug auf Brummen im Zug und Startverhalten

Dabei wird aber sichtbar, dass auch unter den Bedingungen der Massenfertigung in allen Fahr-situationen eine Bewertung oberhalb der Note 6 garantiert werden kann. Das Verfahren ermöglicht auch, die Wahrscheinlichkeiten einzelner Bewertungen abzuschätzen. Die entsprechenden Verteilungsdichten sind in Bild 24 dargestellt.

Die Analyse der wichtigsten Einflussfaktoren macht auch den Zielkonflikt zwischen Start und Brummen im Zug sichtbar. Um das Startverhalten zu verbessern müsste zum Beispiel die Sekundärmasse reduziert und die Grundreibung erhöht werden. Beide Änderungen würden aber das Brummen im Zug verschlechtern (Bild 25).

Wie aus Bild 21 ersichtlich wird, ist eine weitere Verbesserung bezüglich Brummsens im Rahmen des untersuchten Konzeptes nicht möglich. Man bräuchte andere Prinzipien und neue Einflussfaktoren um die Situation deutlich zu verbessern.

## Lösung durch Innovation

Das im letzten Kapitel beschriebene Problem kann nur durch Änderung der Struktur des Torsionsdämpfers effizient gelöst werden. Bleibt man bei konventionellen Feder-Masse-Systemen, muss man nicht nur den beschriebenen Konflikt zwischen Start und Brummen berücksichtigen, sondern auch den immanenten Konflikt zwischen dem zu übertragenen Motormoment und der Qualität der Schwingungsisolierung in

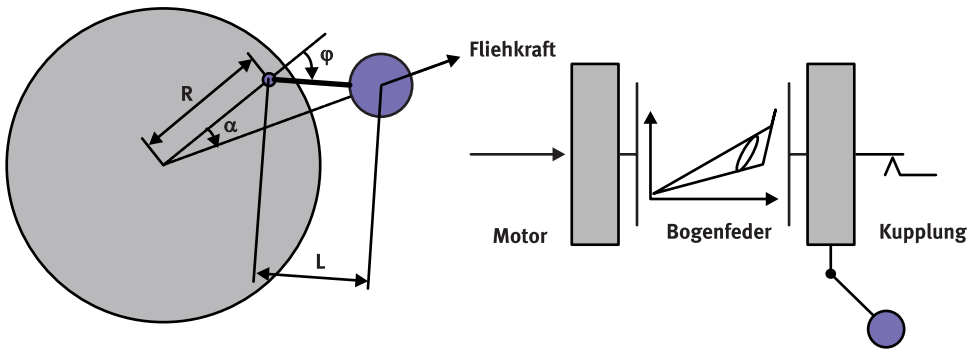


Bild 26 Funktionale Anordnung des Fliehkraftpendels

Betrachtet ziehen. Bleibt der Bauraum unverändert, erfordern steigende Momente immer steifere Federn, wodurch die Schwingungsisolierung zwangsläufig verschlechtert wird.

Eine Alternative bietet die seit Jahrzehnten bekannte, aber noch nie in der Automobilindustrie zur erfolgreichen Anwendung gekommene Idee eines Fliehkraftpendels. Das Funktionsprinzip eines sekundärseitigen Fliehkraftpendels ist in Bild 26 verdeutlicht.

Das Fliehkraftpendel wirkt wie ein Tilger, dessen effektive Steifigkeit durch die Fliehkraft erzeugt wird. Das entsprechende Rückstellmoment ist  $M = -mRL\omega^2 \sin \varphi$ .

Die Eigenfrequenz des Tilgers ist proportional zur Drehzahl. Dies ermöglicht, durch die entsprechende Abstimmung des Tilgers die ausgewählten Anordnungen (z.B. die Hauptanregende) sehr effizient zu bekämpfen. Bild 27 zeigt die Übertragungsfunktion eines auf die zweite Motorordnung abgestimmten idealen Fliehkraftpendels.

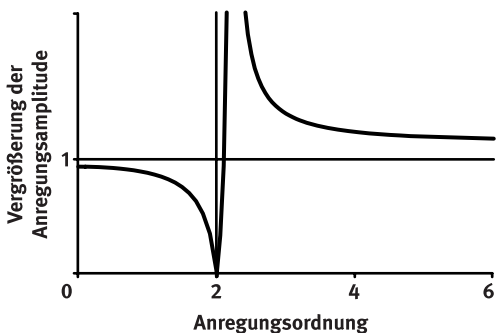


Bild 27 Theoretische Übertragungsfunktion eines Fliehkraftpendels

Allerdings ist die Wirkung des Fliehkraftpendels durch seine Masse und den Schwingwinkel begrenzt. Deswegen kann das Fliehkraftpendel im Antriebsstrang nur als eine Ergänzung zu einem Feder-Masse-Dämpfer benutzt werden (siehe Bild 26). Die Grundisolierung erfolgt nach wie vor durch ein Feder-Masse-System. Die Restschwingungen werden durch Tilgung der Zündfrequenz beseitigt.

Eine konstruktive Ausführung des ZMS mit einem sekundärseitigen Fliehkraftpendel ist in Bild 28 dargestellt.

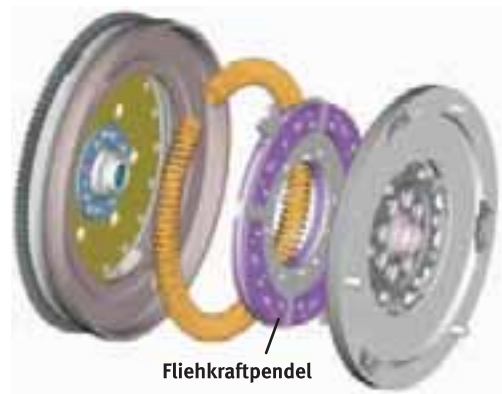


Bild 28 Konstruktive Ausführung eines ZMS mit sekundärseitigem Fliehkraftpendel

Für das Fliehkraftpendel wird der Bauraum benutzt, der beim konventionellen ZMS für den Innendämpfer vorgesehen ist.

Das beschriebene Optimierungsverfahren ist ein ideales Werkzeug um dieses System auszulegen. Durch den Einsatz des Fliehkraftpendels zur Verringerung der Drehungleichförmigkeit im Zug entsteht die Möglichkeit, die Bogenfedern

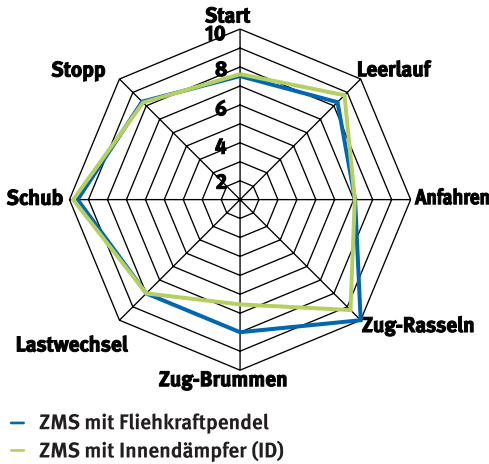


Bild 29 Vergleich der Optimierungsergebnisse eines konventionellen ZMS mit Innendämpfer und ZMS mit sekundärseitigem Fliehkraftpendel

anders abzustimmen und das Geräuschniveau im Zug (sowohl Rasseln als auch Brummen) deutlich zu verbessern. Das Optimierungsergebnis ist in Bild 29 zu finden.

Durch die Trennung der Funktionen gelingt es, die Schwingungsisolierung im Zug um 1,5 Noten zu verbessern. Diese Verbesserung in der subjektiven Bewertung bedeutet praktisch eine Hal-

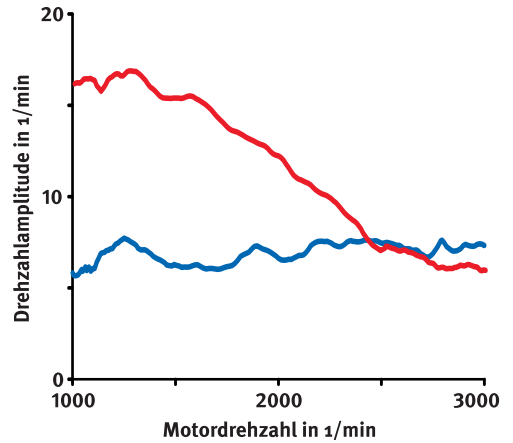


Bild 30 Versuchstechnischer Vergleich zwischen konventionellem ZMS mit Innendämpfer und ZMS mit Fliehkraftpendel

bierung der Schwingungsamplitude im unteren Drehzahlbereich, wie dies durch Bild 30 verdeutlicht wird.

Der durchgeführte Vergleich bescheinigt einerseits die Wirksamkeit des neuen Systems, weist aber andererseits auf mögliche Weiterentwicklungen hin. Eine gewisse Verschlechterung der

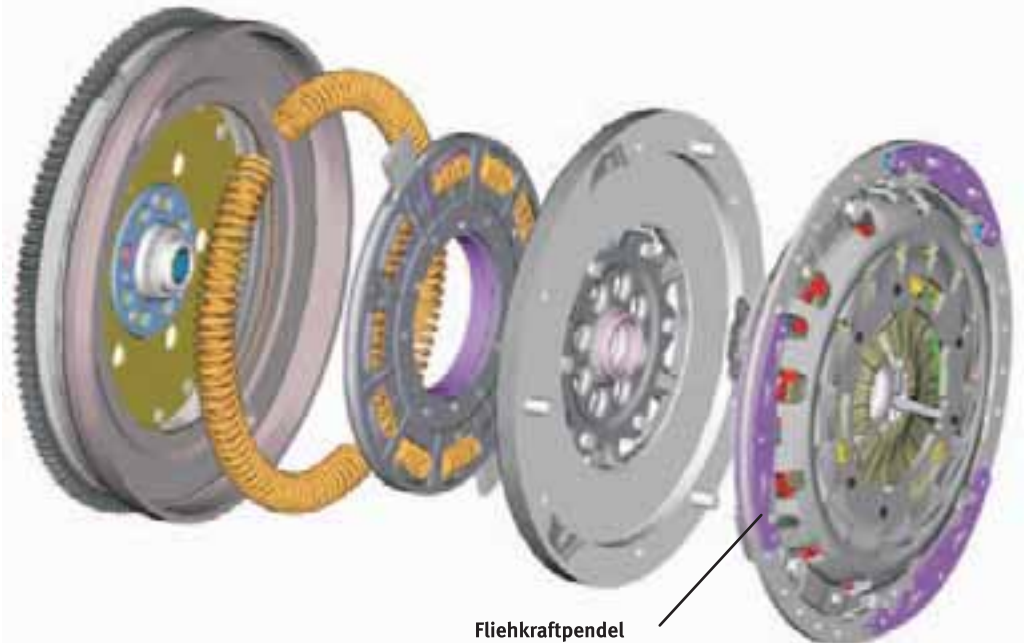


Bild 31 ZMS mit deckelseitigem Fliehkraftpendel

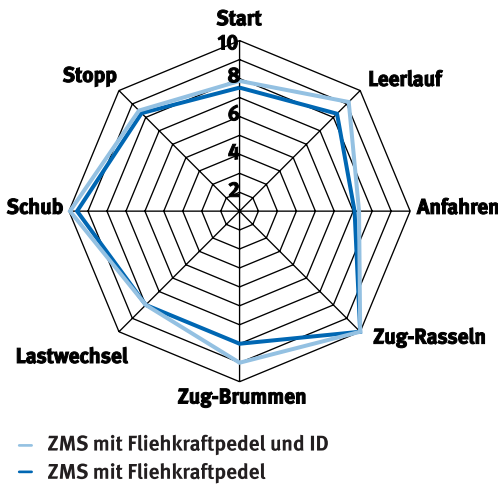


Bild 32 Vergleich zwischen Fliehkraftpedel innen und außen mit zusätzlichem ID

Isolation im oberen Drehzahlbereich wird zwar subjektiv im getesteten Fahrzeug nicht als kritisch empfunden, sollte aber überwunden werden, damit das neue System ein möglichst breites Spektrum der Applikationen abdecken kann. Diese Verschlechterung hat zwei Gründe. Erstens wird das Feder-Masse-System jetzt durch den fehlenden Innendämpfer steifer (vgl. Bild 20) und zweitens steigt mit der Drehzahl die Reibung in der Aufhängung des Fliehkraftpedels selbst. Dies reduziert den Isolationsgrad zusätzlich.

Um zumindest das erste Problem zu überwinden, wurde bei LuK das Konzept des deckelseitigen Fliehkraftpedels entwickelt (Bild 31). Das neue Konzept ermöglicht es, den Bauraum für den Innendämpfer wieder frei zu bekommen. In unserem Beispiel kann dadurch der Betriebszustand Zug-Brummen noch einmal um eine Note verbessert werden. Die zu erwartende Bewertung dieses Systems ist dem Bild 32 zu entnehmen.

## Zusammenfassung

Vorgestellt wird eine neue Methode zur Unterstützung der Entwicklung von Drehschwingungsdämpfern. Ziel dieser Methode ist es, die Simulationstechnik schon in der frühen Konzeptphase der Produktentwicklung mit einzubinden. Dabei werden die vorgeschlagenen Konzepte in einer Simulation untersucht und die Einflussparameter auf das dynamische Verhalten unter ganzheitlicher Antriebsstrangbetrachtung optimiert.

Neu an dieser Methode ist insbesondere die Tatsache, dass bei der Optimierung der Drehschwingungsdämpfer alle Betriebspunkte und auch die Fertigungstoleranzen berücksichtigt werden. Dadurch wird eine durchgängige Qualitäts- und Prozesssicherung zwischen Konstruktion, Versuch und Fertigung gewährleistet. Wichtig für die Qualität des Produktes ist zudem, dass Fahrzeug- und Motordaten sehr detailliert vorliegen. Das heißt, der Kunde ist von Anfang an sehr stark in die Produktentwicklung mit eingebunden. Eventuelle Probleme, z.B. bei der Interaktion des Zweimassenschwungrades mit dem Motormanagement können frühzeitig erkannt und unter ganzheitlicher Betrachtung gelöst werden.

Durch die Berücksichtigung aller Betriebspunkte sowie einer großen Parameter- und Variationsvielfalt fallen sehr viele Simulationsrechnungen an, wodurch ein hoher Automatisierungsgrad erforderlich wird. Die Modelle und die daraus resultierenden Simulationsergebnisse müssen eine hohe Genauigkeit erreichen. Zur Bewertung der Simulationsergebnisse werden Zielgrößen definiert, welche das subjektive Empfinden am besten nachbilden.

Diese Methode wurde für die Optimierung von Zweimassenschwungrädern entwickelt, ist aber grundsätzlich auch auf alle anderen Drehschwingungsdämpfer sowie für die Optimierung des gesamten Kupplungssystems anwendbar. Ein Beispiel ist im Beitrag „Kupplung und Ausrücksystem“ [1] zu finden. Die hierfür entwickelten Simulationswerkzeuge lassen sich auch zur Qualitätskontrolle von Konstruktionen anwenden.

Neben der Produktoptimierung und Qualitätssicherung werden durch systematisches Anwenden dieser Methode die Zielkonflikte durchleuchtet und Grenzen bestehender Konzepte ausgelotet. Dadurch wird die gezielte Suche nach neuen, innovativen Ideen angestoßen, die mit der beschriebenen Methode umfassend untersucht, bewertet und bis zum Prototypen virtuell entwickelt werden.

## Literatur

- [1] Zink, M.; Hausner, M.; Welter, R.; Shead, R.: Kupplung und Ausrücksystem – So macht das Kuppeln Spaß! 8. LuK Kolloquium 2006