Fortschritte beim ZMS

-Geräuschkomfort für moderne Kraftfahrzeuge

Dr.-Ing. Albert Albers

Einleitung

Das Kupplungssystem in einem Kraftfahrzeug hat 2 Hauptaufgaben:

- Schaltung des Energieflusses beim Anfahren und Gangwechsel
- Reduzierung der durch die Motorungleichförmigkeit erregten Drehschwingungen im Antriebsstrang

Im Rahmen des LuK-Kupplungs-Kolloquiums stellt LuK einige Neuentwicklungen vor, mit denen diese Aufgaben für unsere Kunden erfolgreich gelöst werden.

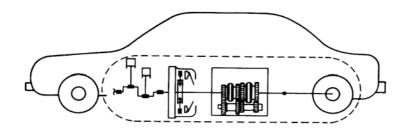
Hier soll zunächst ein Ausschnitt aus den Entwicklungsarbeiten zur Reduzierung der durch die Motorungleichförmigkeit erregten Drehschwingungen im Antriebsstrang dargestellt werden.

Drehschwingungen im Antriebsstrang von Kraftfahrzeugen können Festigkeits- und damit Lebensdauerprobleme verursachen und durch die Anregung von

- Getrieberasseln
- Karosseriedröhnen
- Lastwechselschwingungen

zu erheblichen Einbußen an Geräusch und Fahrkomfort führen. Dabei sind die vom Verbrennungsmotor mit seiner diskreten Verbrennung erzeugten Drehmomentschwankungen mit Zündfrequenz die Hauptursache für diese Probleme.

Der Antriebsstrang eines Fahrzeugs ist ein schwingungsfähiges System. Das Bild 1 zeigt ein einfaches Schwingungsmodell zur Beschreibung der wesentlichen auftretenden Schwingungserscheinungen. Die Drehmassen von Motor, Getriebe und Fahrzeug sind über Federn miteinander gekoppelt. Dabei stellt die Feder C_3 die Steifigkeit des Antriebsstranges dar, während die Feder C_2 zwischen Motor und Getriebe die Federcharakteristik des Torsionsdämpfers beschreibt.



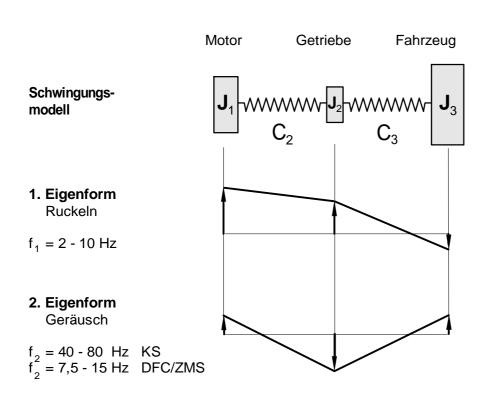


Bild 1: Fahrzeugantriebsstrang mit Eigenformen

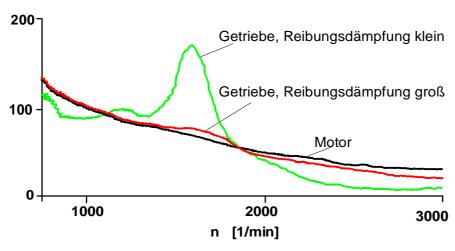
Ein solches System hat 2 Eigenformen. Die 1. Eigenform mit einer Eigenfrequenz von 2 - 10 Hz kennzeichnet die sogenannten Lastwechselreaktionen, die z.B. durch eine vom Fahrer induzierte Laständerung angeregt werden können.

Die 2. Eigenform - bei der die Drehmasse des Getriebes gegen die Drehmassen von Motor und Fahrzeug schwingt - hat bei Verwendung von konventionellen Torsionsdämpfern eine Eigenfrequenz von 40 - 80 Hz und ist eine typische Ursache für das Getrieberasseln.

Zielsetzung der Torsionsdämpferentwicklung ist es, die an der Drehmasse des Motors erzeugten Drehschwingungen möglichst weitgehend vom restlichen Antriebsstrang fern zu halten.

Bei konventionellen Systemen gelingt dies nur im höheren Drehzahlbereich, da die erreichbaren Federraten im Torsionsdämpfer zu Eigenfrequenzen führen, die immer noch im Fahrbereich liegen.

konventionelles System



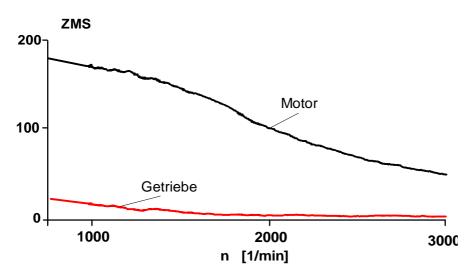


Bild 2: Torsionsschwingungsisolation von konventioneller Kupplungsscheibe und ZMS

Die Abstimmung eines **konventionellen Torsionsschwingungsdämpfers** für Kraftfahrzeuge - also eine Kupplungsscheibe mit entsprechender Federcharakteristik - stellt daher immer einen **Kompromiß** dar. Das Bild 2 zeigt im oberen Teil typische Messungen der Drehzahlschwankungen eines Fahrzeuges mit Kupplungsscheibe. Die durch Reibung gedämpfte Resonanz liegt in diesem Fall bei 1700 U/min. Die Dämpfung der Resonanz führt zu einer Verschlechterung der überkritischen Isolation der Drehschwinungungen in höheren Drehzahlbereichen.

Diese unbefriedigende Situation führte zur Entwicklung eines neuen Torsionsdämpferkonzeptes - dem Zweimassenschwungrad (ZMS). Durch Verschiebung eines Teils der trägen Masse des Schwungrades (SR) an den Getriebeeingang und eine drastische Absenkung der Federrate im Torsionsdämpfer durch neue Federkonzepte (Bild 3) erlaubt es dieses System, die Resonanzdrehzahl weit zu sehr niedrigen Motordrehzahlen abzusenken. Damit liegt - wie im Bild 2 unten zu erkennen - ab Leerlaufdrehzahl eine überkritische Schwingungsisolation der vom Motor erregten Drehschwingungen vor.

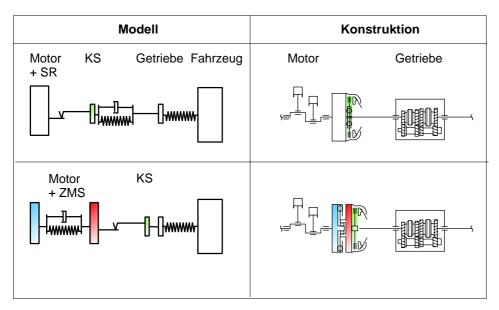


Bild 3: Das Prinzip des Zweimassenschwungrades

Die mit dem ZMS erreichbaren enormen Komfortverbesserungen von Antriebssträngen verbunden mit der durch gezielte, auch wertanalytisch geprägte, Weiterentwicklung erreichten kostengünstigeren Konstruktionen, führten zu einer stetig steigenden Verbreitung dieses Systems. Zum heutigen Zeitpunkt wird das ZMS von LuK bei 10 Fahrzeugherstellern in rd.

80 unterschiedlichen Fahrzeugmodellen eingesetzt und deckt dabei, wie aus Tabelle 1 zu entnehmen, eine große Motorenpalette ab.

	Motorbauart		
Zylinderanzahl	Otto	Diesel	
4	8 (5)	3 (5)	
5	3 (-)	4 (7)	
6	14 (4)	4 (5)	
8	2 (5)		
12	1 (1)		

() = Entwicklungsprojekte

Tabelle 1: ZMS Serienanwendungen und Entwicklungsprojekte

Bild 4 zeigt ein modernes Zweimassenschwungrad mit den wesentlichen Elementen. Die in blau dargestellte Primärseite des ZMS besteht aus Blechumformteilen, die den Federkanal bilden und einer Gußnabe.

Die Sekundärseite des ZMS - rot dargestellt - bildet eine Gußscheibe in die der Flansch das Drehmoment einleitet. Primär- und Sekundärseite sind zueinander wälzgelagert. Herzstück des Systems ist die Bogenfeder deren spezielle Eigenschaften im folgenden beschrieben werden sollen.

Der Bogenfederdämpfer - Charakteristik und Wirkungsweise

Die Hauptparameter eines Zweimassenschwungradsystems sind das primärseitige und das sekundärseitige **Massenträgheitsmoment**, sowie die **Federrate** des Torsionsdämpfers und die **Dämpfungscharakteristik**.

Über den Einfluß des Massenträgheitsmomentes wurde im vorangegangenen LuK-Kolloquium /1/ und in /2/ bereits berichtet. Hier soll nur noch darauf hingewiesen werden, daß die Reduzierung des primärseitigen, direkt an die Kurbelwelle gekoppelten Massenträgheitsmomentes zwar höhere Drehungleichförmigkeiten an der Kurbelwelle ergibt, aber die Kurbelwellenbeanspruchung im Fahrbetrieb

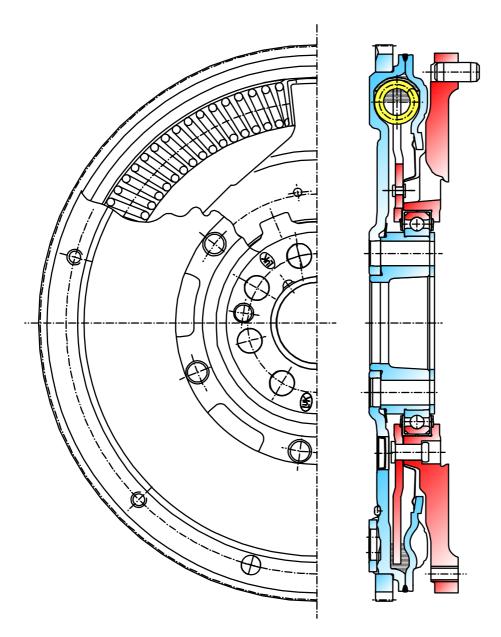


Bild 4: Zweimassenschwungrad

oft niedriger ist, da torsionskritische Drehzahlen zu höheren Drehzahlen verschoben werden.

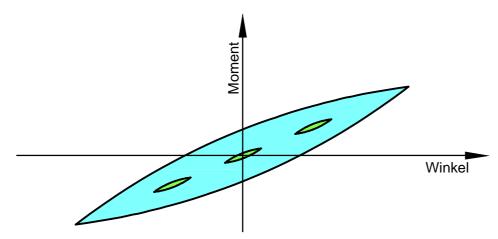
Die **Federrate und Dämpfungscharakteristik** bestimmen entscheidend das Betriebsverhalten eines ZMS. Darauf soll näher eingegangen werden.

Welche Forderungen sind an den idealen Torsionsdämpfer zu stellen? Der Torsionsdämpfer muß drei grundlegende Betriebszustände beherrschen:

- das Getrieberasseln im Leerlauf, Zug und Schub
- den Resonanzdurchgang bei Motor Start- und Stop
- das Ruckeln bei Drehmomentänderungen

Kennzeichnende Größen für diese Betriebszustände sind die Frequenz und die auftretenden Schwingungsamplituden.

Im Bild 5 sind die Zusammenhänge dargestellt.



				TD-Anforderung	
Betriebszustände	Problem	Frequenz	Winkel	Federrate	Dämpfung
Leerlauf, Zug, Schub	Geräusch	groß	klein	klein	klein
Lastwechsel	Ruckeln	klein	groß	klein	groß
Resonanzdurchgang	Geräusch/Festigkeit	klein	groß	klein	groß

Bild 5: Anforderungen an Torsionsdämpfer

Das Getrieberasseln tritt bei höheren Anregungsfrequenzen (20 -400 Hz) auf. Die Schwingwinkel der Drehungleichförmigkeit des Motors sind für diesen Fall klein. So ist selbst bei einem Dieselmotor mit seiner recht großen Drehungleichförmigkeit der Schwingwinkel im Normalfahrbereich selten größer als \pm 2° . Der Torsionsdämpfer sollte für diesen Betriebszustand zur Erreichung einer möglichst guten überkritischen Isolation eine niedrige Federrate bei gleichzeitig niedriger Dämpfung liefern.

Der zweite Betriebspunkt ist der **Resonanzdurchgang**. Da zumindest beim Start- und Stop eines Fahrzeugmotors immer die Drehzahl von 0 gesteigert bzw. wieder auf 0 gesenkt wird, muß auch immer der Resonanzbereich des Triebstranges durchlaufen werden. Bei einem Antriebsstrang mit Zweimassenschwungrad wird für den normalen Betriebsbereich - d.h. Motordrehzahl größer als rund 700 min⁻¹ - die überkritische Isolation angestrebt,deshalb ist es das Entwicklungsziel die Resonanzdrehzahl soweit wie möglich abzusenken. Der Resonanzdurchgang ist dann gekennzeichnet von einer niedrigen Frequenz und einem gleichzeitig großen Schwingwinkel, da die Schwingwinkel des Verbrennungsmotors bei abnehmender Drehzahl stark zunehmen. Die Forderung an den Torsionsdämpfer lautet hier eine niedrige Federrate bei gleichzeitig großer Dämpfung, um Resonanzüberhöhungen beim Durchlaufen der Resonanz zu vermeiden.

Das Lastwechselverhalten ist bestimmt durch eine niedrige Frequenz bei gleichzeitig Schwingwinkeln. Die Forderungen großen für Torsionsdämpfer lauten in diesem Fall eine möglichst niedrige Federrate und eine hohe Dämpfung. Die niedrige Federrate ergibt bei Impuls- oder Sprungerregung des Antriebsstranges durch Drehmomentwechsel große Verdrehwinkel im Torsionsdämpfer, denen eine hohe Reibungsdämpfung der freien überlagert wird. Damit kann Eigenschwingung Antriebsstranges dissipativ Energie entzogen werden um so die Schwingungsamplituden zu bedämpfen.

Das Bild 5 zeigt eine aus diesen Forderungen konstruierte ideale Torsionsdämpfercharakteristik. Sie ergibt bei großen Schwingwinkeln eine niedrige Federrate und eine hohe Dämpfung. Es ist ferner zu erkennen, daß bei kleinen Schwingwinkeln die Dämpfung sehr gering ist.

In den Zweimassenschwungrädern von LuK wird als Hauptelement zur Erreichnung einer geeigneten Steifigkeits- und Dämpfungscharakteristik die Bogenfeder eingesetzt. Ihr prinzipieller Aufbau ist in Bild 6 dargestellt.

Eine Schraubenfeder mit einer sehr großen Anzahl Windungen wird zur optimalen Ausnutzung des vorhandenen Bauraums halbkreisförmig eingebaut. Die entstehende Bogenfeder stützt sich mit ihren Windungen an Stützschalen im Federkanal des ZMS ab. Bei Belastung der Bogenfeder

gleiten die Windungen entlang der Stützschalen und erzeugen dabei Reibung, die als Dämpfung genutzt wird. Die Gleitkontakte der Bogenfeder werden mit einem Komplexfett geschmiert.

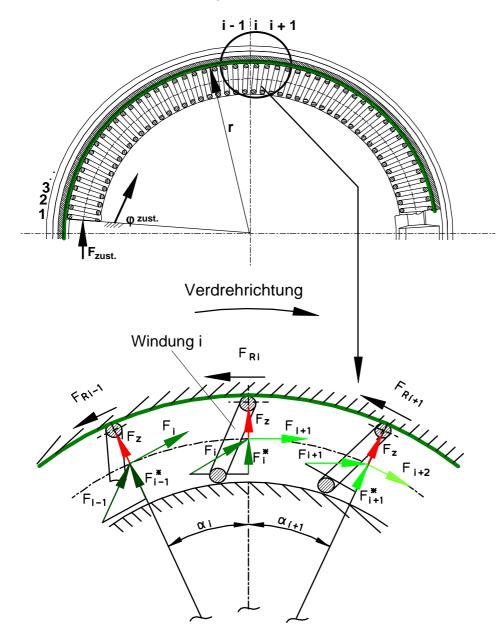


Bild 6: Bogenfeder

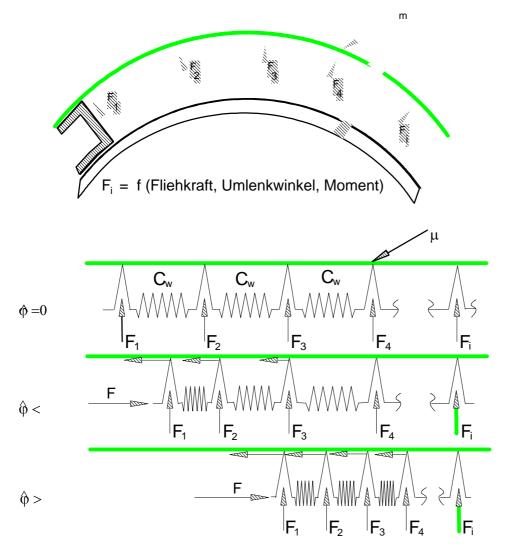


Bild 7: Wirkungsweise Bogenfederdämpfer

Die Ausschnittvergrößerung in Bild 6 zeigt das Kräftegleichgewicht an einer Windung i der Bogenfeder. Aus der Umlenkung der Federnutzkraft entlang der gekrümmten Wirkungslinie entsteht an jeder Windung eine Normalkomponente F_i^{*} , die sich an der Gleitschale abstützt. Dem überlagert ist an jeder Windung die drehzahlabhängige Fliehkraft F_Z wirksam. Die Normalkraft am Auflagerpunkt führt zu einer Reibkraft F_{Ri} die an jeder Einzelwindung angreift. Um die Wirkungsweise dieses Systems anschaulich zu machen soll im folgenden eine Abwicklung betrachtet werden.

Das Bild 7 zeigt die einzelnen Kontaktpunkte der Bogenfederwindungen die über die Federsteifigkeiten der Einzelwindung gekoppelt sind. An jedem Abstützpunkt wirkt eine Normalkraft F_i . Im Kontaktbereich der Windungen sei die Reibungszahl μ wirksam.

Wird dieses System auf einen bestimmten Betriebspunkt vorgespannt und dort mit einer geringen Wechselkraft belastet, so wird sich ein Kräftegleichgewicht zwischen der äußeren Kraft F und den Federkräften der Einzelwindungen F_{Fi} sowie den Reibkräften F_{Ri} an den Kontaktstellen ergeben. Dabei wird eine bestimmte Anzahl Federwindungen aktiv, während die restlichen Federwindungen nicht bewegt werden.

Dieser, für den normalen Fahrbetrieb mit kleinen Schwingwinkeln typische Betriebszustand führt zu Federraten, die höher sind als die nominelle Federrate der gesamten Bogenfeder. Gleichzeitig ist aber die auftretende Reibungsdämpfung sehr gering.

Im Bild 8 sind solche Teilschleifen mit niedriger Dämpfung dargestellt (grün). Es ist zu erkennen, daß die Federrate in diesem Fall höher ist als die nominelle Federrate der gesamten Bogenfeder.

Im zweiten Betriebsfall bei großen Schwingwinkeln - wie sie für den Lastwechsel oder den Resonanzdurchgang typisch sind - werden nun alle Windungen der Bogenfeder aktiv. Dies führt zu einer Verringerung der Federrate bei gleichzeitig hoher Dämpfung. Dazu nocheinmal das Bild 8, wo die hohe Dämpfung für diesen Betriebszustand in der eingeschlossenen Fläche deutlich wird. Gleichzeitig zeigt dieses Bild die gute Übereinstimmung zwischen der gemessenen Kennlinie und der mit dem vorgestellten Modell berechneten Kennlinie.

Für ein spezielles ZMS sind in den beiden folgenden Bildern die Abhängigkeiten der Federrate und der Reibungsdämpfung von der Motordrehzahl und dem Schwingwinkel dargestellt.

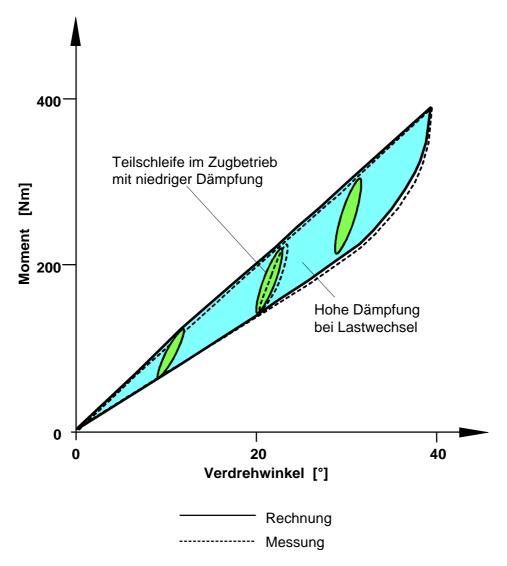


Bild 8: Kennlinie eines Bogenfederdämpfers

Das Bild 9 zeigt, daß mit steigender Drehzahl und abnehmendem Schwingwinkel die Federrate des Bogenfederdämpfers durch Abschalten von Windungen zunimmt. In das Diagramm ist die Betriebskennlinie eines Motors - Schwingwinkel als Funktion der Drehzahl - für Zug/Schub (weiß) und für Start/Stop (rot) eingetragen. Sie beschreibt die für einen speziellen Motor - hier ein 2,5 I Diesel - tatsächlich vorkommenden Betriebspunkte.

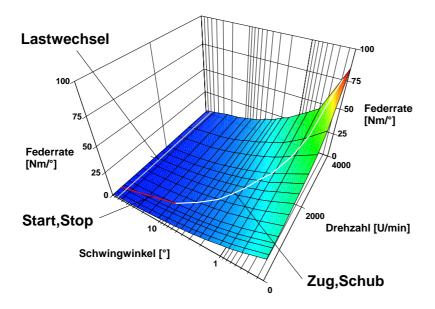


Bild 9: Federrate des Bogenfederdämpfers als Funktion von Motordrehzahl und Schwingwinkel

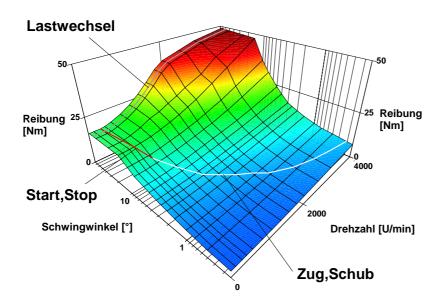


Bild 10: Reibungsdämpfung als Funktion von Motordrehzahl und Schwingwinkel

Bild 10 gibt den zugehörigen Verlauf der Reibungsdämpfung. Hier ist zu erkennen, daß mit zunehmender Motordrehzahl die Torsionsdämpferreibung ansteigt. Im Gegensatz zur Federrate verringert sich die Reibungsdämpfung aber stark mit der Verkleinerung des Schwingwinkels. Wieder ist als Ursache das Abschalten eines Teils der Bogenfederwindungen zu nennen.

Für das Betriebsverhalten im Fahrzeug ist die Kombination von Federrate und Dämpfung entscheidend.

Die Vergrößerungsfunktion eines Bogenfederdämpfers beschreibt das Betriebsverhalten des Dämpfers und seinen Wirkungsbereich. Unter Vergrößerungsfunktion ist hier das Verhältnis der Drehungleichförmigkeit am Ausgang des ZMS (Getriebeseite) zum Eingang des ZMS (Motor) in Abhängigkeit von den Betriebsparametern zu verstehen. Sie ist im Bild 11 als Funktion der Motordrehzahl und des Schwingwinkels berechnet worden. Die Linie bzw. Ebene bei der der Wert Vergrößerungsfunktion 1 ist entspricht einer vollständigen Übertragung der Motorungleichförmigkeit an den Getriebeeingang, also dem sogenannten "starren Verhalten".

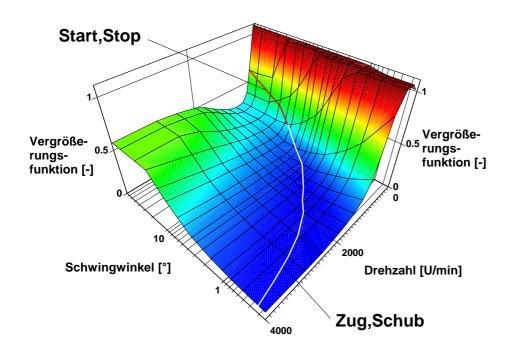


Bild 11: Vergrößerungsfunktion des Bogenfederdämpfers

Es wird deutlich, daß in weiten Bereichen von Motordrehzahl und Schwingwinkel eine ausgezeichnete Isolationswirkung vorliegt und praktisch niemals der Wert 1 - starres Verhalten - auftritt. Die eingetragene Betriebskennlinie des Motors gibt die jeweils tatsächlich im Fahrzeug vorhandenen Werte der Vergrößerungsfunktion wieder. Von niedrigen bis hin zu hohen Motordrehzahlen werden die Schwingungsamplituden des Motors wirksam vom restlichen Antriebsstrang isoliert, so daß keine Getriebe- und Karosseriegeräusche mehr angeregt werden können .

In Bild 12 soll dies am Beispiel einer Messung des Starts demonstriert werden. Es ist zu erkennen, daß beim Resonanzdurchgang, bei dem die Schwingwinkel relativ groß werden, durch die dabei auftretende niedrige Federrate und hohe Dämpfung keine Schwingungsüberhöhungen auftreten. Die Schwingungsisolation ist dann auch im Leerlauf, wo die Reibungsdämpfung durch die Verringerung der Schwingwinkel wie erforderlich automatisch kleiner wird, ausgezeichnet.

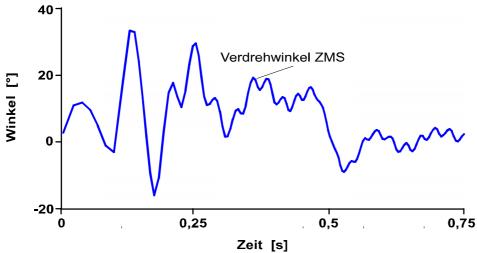
Zusammenfassend ist festzustellen, daß der Bogenfederdämpfer weitestgehend die in Bild 5 beschriebenen Anforderungen an einen idealen Torsionsdämpfer umsetzt, obwohl auf den ersten Blick die Kennlinie nicht der "idealen Kennlinie" aus Bild 5 entspricht. Dabei werden die sich zum Teil widersprechenden Anforderungen ohne aufwendige konstruktive Zusatzelemente erfüllt. Gleichzeitig beinhaltet die Bogenfeder einen Selbstregelmechanismus, der automatisch eine anforderungsgerechte Kombination von Federrate und Dämpfung einstellt. Bis zu hohen Motordrehzahlen wird die Ungleichförmigkeit wirksam isoliert, während durch Überlagerung der niedrigeren Federraten mit einer hohen Dämpfung bei großen Schwingwinkeln negative Einflüsse auf das Lastwechselverhalten vermieden werden.

Eine abschließende Bemerkung zum Einfluß des Schmierstoffes soll hier noch erfolgen.

Das Bild 13 zeigt Messungen der Teilschleifen - Reibungsdämpfung in einem ZMS, bei denen der im Gleitreibkontakt auftretende Reibwert μ durch die Wahl unterschiedlicher Schmierstoffe variiert wurde. Die Charakteristik des Bogenfederdämpfers wird durch den Reibwert μ beeinflußt.

Dies wird bei der Torsionsdämpferabstimmung von Zweimassenschwungradsystemen genutzt. LuK hat - gemeinsam mit Partnern aus der Schmierstoff-Industrie - gezielt Schmierfette entwickelt, bei denen - wie im Bild 13 zu erkennen - der Reibwert den Anforderungen des Fahrzeugs entsprechend angepaßt werden kann.

Torsionsdämpferwinkel



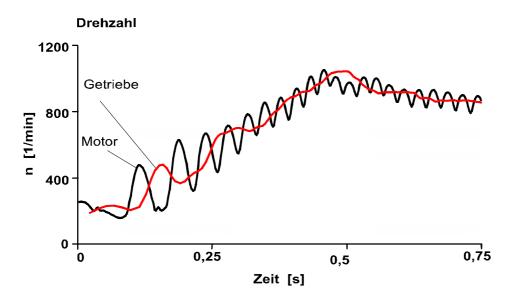


Bild 12: Betriebsverhalten Bogenfederdämpfer beim Start

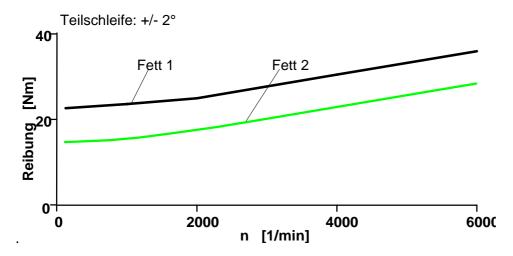


Bild 13: Einfluß Schmierstoff auf Dämpfungscharakteristik

Dämpferkonzepte

Wie im vorhergehenden Kapitel gezeigt, kommt einer aufgabengerechten Gestaltung von Federrate und Dämpfung eine entscheidende Bedeutung für die Wirksamkeit des Zweimassenschwungradsystems zu. Für die große Mehrheit der Kraftfahrzeugantriebsstränge stellt der Bogen-federdämpfer eine ideale und kostengünstige Lösung dar.

In Ausnahmefällen zeigt aber die Fahrzeugabstimmung, daß für spezielle Problemstellungen Ergänzungen des Bogenfedersystems sinnvoll sind.

Für diese speziellen Aufgabenstellungen wurden drei grundsätzliche Lösungen entwickelt:

- Bogenfederdämpfer mit in Reihe geschaltetem Innendämpfer
- Bogenfederdämpfer mit separater Schubstufe
- Bogenfederdämpfer mit in Reihe geschalteter torsionsgedämpfter Kupplungsscheibe

Die Kombination des Bogenfederdämpfers mit einem in Reihe geschaltetem weiteren Federsystem - dem entkoppelten Innendämpfer - wie in /1/ und /2/ näher beschrieben, wird eingesetzt, wenn bei empfindlichen Antriebssträngen die Isolationswirkung des ZMS weiter verbessert werden muß. Das Bild 14 zeigt eine Serienlösung. Mit diesem System wird die Isolation des Dämpfers bei z.B. 2500 U/min von 93% bei ausschließlicher Verwendung der Bogenfeder auf 95% verbessert (Bild 15).

Da der Zusammenhang zwischen Ungleichförmigkeit am Getriebeeingang und dem subjektiv empfundenen Getrieberasseln nichtlinear ist, kann diese geringe Verbesserung der Isolationswirkung in speziellen Fällen eine deutliche Verbesserung in der subjektiven Benotung ergeben.

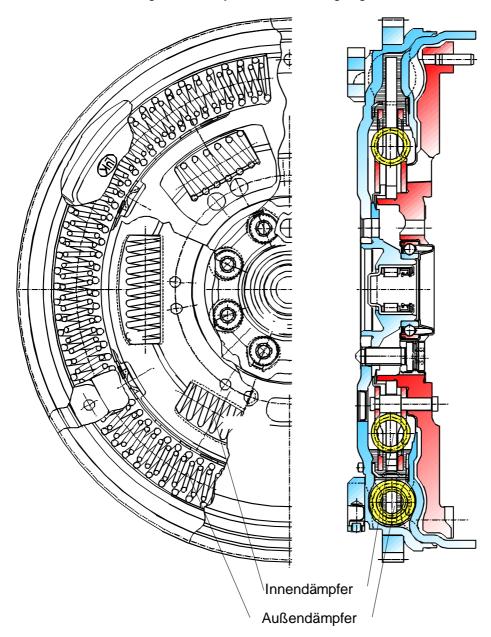


Bild 14: ZMS mit entkoppeltem Innendämpfer

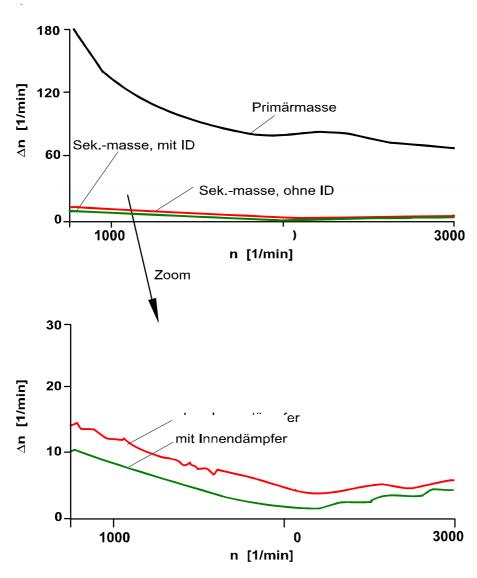


Bild 15: Ungleichförmigkeit von Motor und Getriebedrehzahl bei ZMS ohne und mit entkoppeltem Innendämpfer (ID)

Die zweite Dämpferkonzeption ist gekennzeichnet durch eine zusätzliche **Schubstufe**. Diese wird eingesetzt, wenn bei einem Antriebsstrang die mit dem Normalbogenfederdämpfer erreichbare Federrate in Kombination mit der auftretenden Dämpfung nicht vollständig ausreicht, um Getrieberasseln im Schubbetrieb vollständig zu beseitigen. Dieses Phänomen tritt bei kleinen 4-zyl. Fahrzeugen vereinzelt auf. Ursache ist im allgemeinen eine Anregung unterhalb der Ordnung der Zündfrequenz.

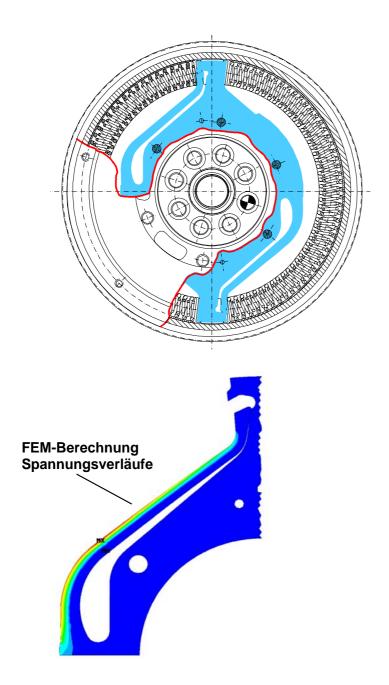
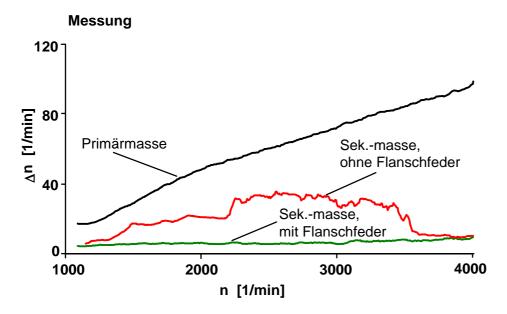


Bild 16: ZMS mit Flanschfeder

Um hier auch diese niedrigen Ordnungen wirksam isolieren zu können wird in den Flansch des Zweimassenschwungrades konstruktiv eine zusätzliche Biegefeder integriert, die in einem - für den Schubbetrieb typischen -

Drehmomentbereich eine praktisch dämpfungslose weitere Absenkung der Federrate erlaubt.

Das Bild 16 zeigt die konstruktive Lösung mit der zugehörigen FEM-Auslegungsrechnung, während in Bild 17 die Wirkung dieses Systems an einer Beispielmessung dargestellt ist.



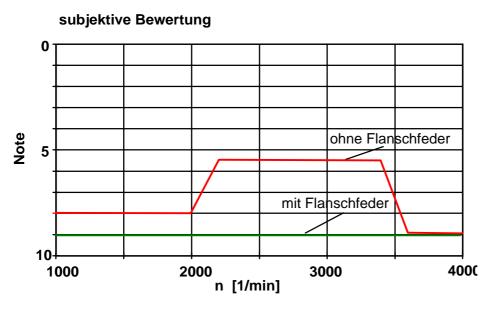


Bild 17: Wirkung der Flanschfeder im Schubbetrieb

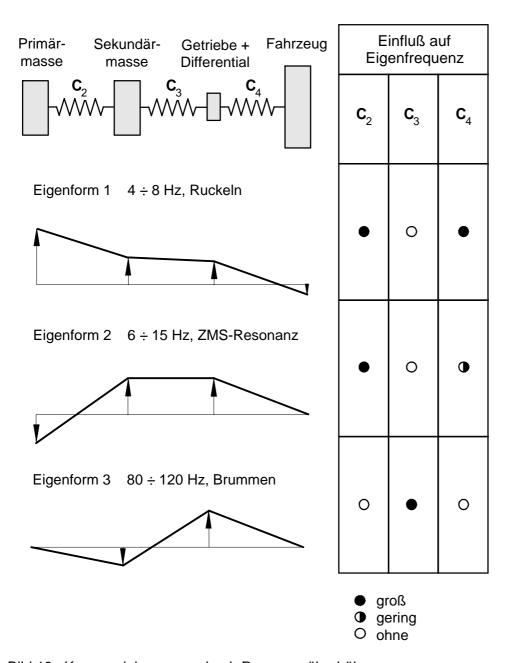


Bild 18: Karosseriebrummen durch Resonanzüberhöhungen am Differential - Schwingungsmodell

Das dritte Dämpferkonzept - Reihenschaltung eines Bogenfederdämpfers mit einer torsionsgedämpften Kupplungsscheibe - wird eingesetzt, wenn -

insbesondere bei heckgetriebenen Fahrzeugen - eine zusätzliche Eigenform zu Karosseriebrummgeräuschen führt.

Bild 18 zeigt die Zusammenhänge. Das Schwingungsmodell wurde durch eine zusätzliche Drehmasse, die die Trägheit von Getriebe, Antriebswelle und Differential beschreibt, ergänzt. Die Federrate C3 in diesem Modell wird im wesentlichen durch die Torsionssteifigkeit der Getriebeeingangswelle bestimmt. Bei entsprechender Kombination der Parameter ergibt sich eine Resonanz im Fahrbereich, die z.B. in Drehschwingungsmessungen am Differential nachweisbar ist - Bild 19 - und die die angesprochenen Karosseriegeräusche verursacht. Diese Eigenfrequenz ist praktisch - wie im Bild 18 und 19 zu erkennen - nicht durch die Federrate im Zweimassenschwungrad zu beeinflussen.

Durch den Einbau einer torsionsgedämpften Kupplungsscheibe mit einer angepaßten, relativ hohen Federrate kann die wirksame Steifigkeit C_3 gezielt geändert werden. Damit gelingt es, die Eigenfrequenz aus dem Fahrbereich heraus zu verschieben und die Karosseriebrummgeräusche wirksam zu vermeiden - Bild19. Auch diese Lösungen sind in Spezialfällen bei LuK im Einsatz.

Abschließend ist zu den Dämpferkonzepten festzustellen, daß die weitaus größte Anzahl von Anwendungsfällen mit dem Bogenfederdämpfer gelöst werden kann. In Einzelfällen sind modulare Ergänzungen dieses Systems notwendig und wie beschrieben durchführbar, um eine weitere Optimierung des Torsionsdämpfers zu erreichen.

Damped Flywheel Clutch - DFC

Mit dem Zweimassenschwungrad steht ein äußerst leistungsfähiges System zur Dämpfung von Torsionsschwingungen im Antriebsstrang zur Verfügung. Das Zweimassenschwungrad hat sich im Bereich der größeren Fahrzeuge durchgesetzt.

In der Zukunft wird die Bedeutung von Kompaktfahrzeugen mit quer eingebauten Motoren zunehmen. Die Forderung zu verbrauchs- und schadstoffreduzierten Motoren führt dabei gleichzeitig zu höheren Motorungleichförmigkeiten - insbesondere sei an den zunehmenden Anteil direkteinspritzender Dieselmotore erinnert. Um in diesen Fahrzeugen ebenfalls den Geräuschkomfort optimieren zu können sind Zweimassenschwungrad-Systeme notwendig.

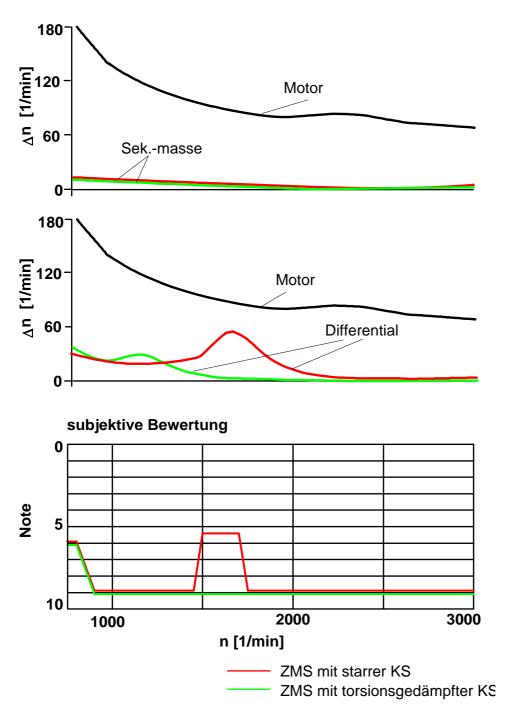


Bild 19: Karosseriebrummen durch Resonanzüberhöhungen am Differential - Messungen und subjektive Benotung

Für eine verstärkte Anwendung von ZMS-Systemen in diesen Fahrzeugen sind allerdings zwei grundsätzliche Anforderungen zu erfüllen. Zunächst sind die Einbauräume bei front-querangetriebenen Fahrzeugkonzepten - insbesondere in axialer Richtung - stark eingeschränkt. Ferner zwingt die Preisklasse dieser Fahrzeuge zu einer verstärkten Anforderung nach kostenoptimierten Lösungen, um die Funktionskosten für den besseren Torsionsdämpfer in diesen Fahrzeugklassen umsetzen zu können.

Ausgehend von diesem Szenario entwickelt LuK im Rahmen eines Entwicklungsprojektes mit gezieltem Einsatz von Simultaneous-Engineering und projektorientierter Vorgehensweise /3/ ein kostengünstiges kompaktes ZMS-System mit minimierter axialer Erstreckung - das sogenannte **DFC** oder auch **Kompakt-ZMS**.

Die Grundidee als Ausgangspunkt dieser Weiterentwicklung ist in Bild 20 dargestellt. Torsionsdämpfer und Kupplungssystem werden zu einer Kompakt-Einheit integriert. Durch Verschachtelung von Torsionsdämpfer und Kupplung kann eine Reduzierung der notwendigen axialen Baulänge erreicht werden.

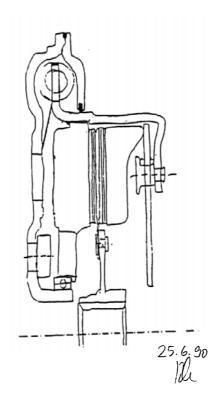


Bild 20: Idee des Damped Flywheel Clutch

Die Bilder 21 und 22 zeigen zwei erarbeitete Lösungen für unterschiedliche Fahrzeuge. Es ist zu erkennen, daß die Kupplung axial unter den Dämpfer geschoben wurde, um so den Bauraum optimal zu nutzen. Typisch für diese neue Lösung ist das auf kleinem Durchmesser angeordnete Wälzlager, das innerhalb des Verschraubungslochkreises liegt. Als Dämpfer kommt der bewährte Bogenfederdämpfer zum Einsatz. Die Kupplung kann entweder als nichttrennbare Variante oder - wie dargestellt - als verschraubbare Variante ausgeführt werden.

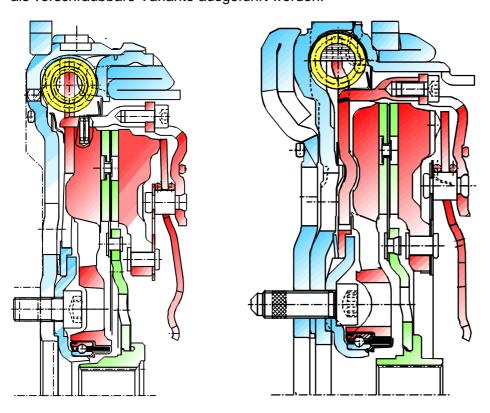


Bild 21: DFC für 4zyl. Dieselmotor Bild 22: DFC für 5zyl. Dieselmotor

Die Verschraubung dient ausschließlich für Service-Zwecke in der Kfz-Werkstatt. Der gesamte Modul wird dem Fahrzeughersteller komplett incl. Kurbelwellenschrauben angeliefert und dort als Einheit montiert. Dazu können mit einem mehrspindligen Schrauber durch die Bohrungen in der Kupplungstellerfeder und der Kupplungsscheibe die Kurbelwellenschrauben in einem Arbeitsgang angezogen werden. Dies führt natürlich zu zusätzlichen Rationalisierungspotentialen bei der Logistik und der Montage. In den beiden ausgeführten Konstruktionen sind die primärseitig angebrachten zusätzlichen Ringe zu erkennen. Diese werden verwendet, um das primärseitige Massenträgheitsmoment zu erhöhen und damit die

wirksame Ungleichförmigkeit an der Kurbelwelle und besonders an den motorseitigen Nebenabtrieben herabzusetzen. Für die Isolationswirkung des Torsionsdämpfers ist diese Erhöhung der primärseitigen Massenträgheitsmomente nicht erforderlich.

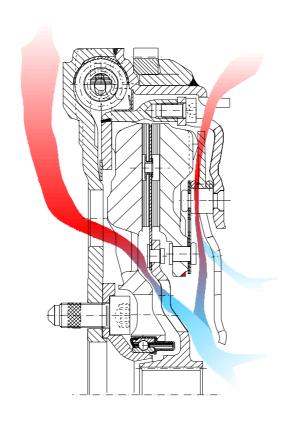
Die Zusatzschwungmassen werden kostengünstig als Blechumformteile gefertigt. Nur durch diese speziell entwickelte Produktionstechnologie konnte eine kostenoptimale technische Lösung erreicht werden.

Die Entwicklungsschwerpunkte im Rahmen der Arbeiten am DFC waren

- der Wärmehaushalt des Kupplungssystems
- die Wälzlagerung
- die Blechumformtechnik
- der Dichtungsaufbau
- die Montagetechnik

Hier soll nur kurz auf die ersten 3 Punkte eingegangen werden.

Verringerung des Kupplungsdurchmessers und die weitere Leistungsverdichtung beim DFC durch die integrale Bauweise erfordert eine spezielle Betrachtung des Wärmehaushalts dieser Systeme. Als Ergebnis von strömungstechnischen Messungen und Berechnungen, die in Zusammenarbeit mit der Universität Karlsruhe, Institut für thermische Strömungsmaschinen durchgeführt wurden, ist Bild im Strömungsverteilung in einem DFC beschrieben. Hier wurde durch gezielte Gestaltung der einzelnen Elemente eine möglichst gute Belüftung des Systems sichergestellt, um so die auftretenden Spitzentemperaturen zu reduzieren. Die Tabelle in Bild 23 zeigt die Auswirkungen dieser Optimierungsmaßnahmen. Die Oberflächentemperaturen bei bestimmten Anfahrprozeduren konnten durch einen verbesserten Wärmeübergang reduziert werden. Die Anzahl der Anfahrten in einem speziellen Berganfahrtest wurde von 40 auf 100 gesteigert, wobei der Test bei 100 Anfahrten ohne Ausfall abgebrochen wurde. Die Kupplungsbeläge haben ein vergrößertes Da zu Di -Verhältnis zur Erreichung einer geeigneten spezifischen Beanspruchung des Kupplungsbelages. In einer Vielzahl von Hochbelastungsuntersuchungen wurde nachgewiesen, daß mit dem DFC-System die erforderliche Kupplungslebensdauer und Überlastsicherheit erreicht wird.



Wärme- übergangs- zahl α [^{-W} _{m²·K}]	Oberflächen- temperatur ϑ zum Zeitpunkt t_1 [°C]	Anzahl Berganfahrt [-]
klein	177	45
groß	112	100

Bild 23: Strömungsverteilung und Wärmehaushalt DFC

Ein **zweiter Entwicklungsschwerpunkt** im Rahmen der Arbeiten am DFC war die **Wälzlagerung**. Hier ist - ausgehend von den Erfahrungen mit den Produktions-Zweimassenschwungrädern - ein neues Konzept entwickelt worden. Durch eine Optimierung der Dichtungsfunktion, eine Vergrößerung

des Schmierstoffvolumens und den Einsatz eines speziellen Schmierstoffes konnte - trotz der verringerten Abmessungen - ein Lagerungssystem mit ausreichender Gebrauchsdauer dargestellt werden.

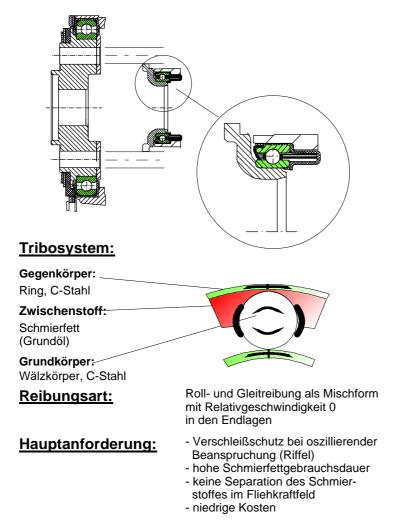
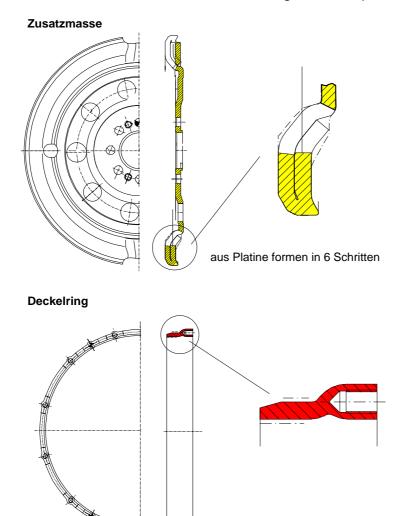


Bild 24: Tribosystem Wälzlager im ZMS

Dabei ist zu beachten, daß im ZMS die Beanspruchung des Wälzlagers völlig von den normalen Betriebsbedingungen abweicht. Im Bild 24 wird das Tribosystem mit seinen Anforderungen beschrieben. Da Innenring und Außenring im Mittel mit gleicher Geschwindigkeit rotieren, führt das Wälzlager eine Schwingbewegung mit Relativgeschwindigkeit Null in den Endlagen durch. Gleichzeitig wird das Gesamtsystem durch die Fliehkraft beaufschlagt. In eigens entwickelten Lagerprüfständen konnten diese

Betriebszustände nachvollzogen werden. Hier wurde auch die Wirksamkeit des Spezialschmierstoffs und der Fettraumgestaltung nachgewiesen.

Von höchster Bedeutung für die Arbeiten am DFC war die **Blechumformtechnik**. Im Rahmen des Simultaneous Engineering wurde parallel zur konstruktiven Grundentwicklung des Systems die Fertigungstechnik für diese speziellen Blechumformteile erarbeitet. Ziel war dabei eine möglichst kostengünstige Fertigung von Formelementen komplexer Gestalt sicherzustellen. Das Bild 25 zeigt zwei Beispiele.



aus Platine formen in 7 Schritten

Bild 25: Umformtechnik am DFC

Die Zusatzschwungmasse entsteht aus einer Blechronde durch eine Umformoperation in 6 Stufen, bei der der Außenkragen der Ronde um 180° umgelegt wird.

Der Deckelring mit Gewindesacklöchern wird ebenfalls aus einer Blechronde in 7 Stufen gefertigt, wobei nach dem Abstreckgleitziehen der Bereich für die späteren Gewindelöcher durch Aufdornen aus dem Deckelrand ausgeformt wird. Abschließend wird in die entstandenen Sacklöcher das Gewinde durch selbstschneidende Schrauben bei der Montage der Kupplung hergestellt.

Es wird deutlich, welche aufwendigen Entwicklungen notwendig sind, um **kostenoptimal** geforderte technische Funktionen darstellen zu können.

Die Entwicklung des DFC's ist noch lange nicht zu Ende. Augenblicklich wird an weiteren kostenoptimierten Lösungen gearbeitet.

Das Bild 26 zeigt das sogenannten DFC II. Die Grundanordnung der Verschachtelung von Kupplungssystem und Torsionsdämpfer ist erhalten geblieben. Nur wurde jetzt die Anordnung von Kupplung und Dämpfer vertauscht. Die Bogenfeder hat einen kleineren Wirkdurchmesser, aber -zur Erreichung einer ausreichenden Dämpferkapazität - dafür einen sehr viel größeren Windungsdurchmesser. Die Kupplung ist wieder nach außen gezogen worden, um so einen größeren effektiven Reibradius zu erlauben.

Die Verschraubung der Kupplung ist ersetzt worden durch einen **Bajonett-Verschluß**, wie in Bild 26 dargestellt. Das Sekundärgehäuse und der Kupplungsdeckel haben jeweils direkt angeformte Laschen, die bei der Montage ineinander greifen. Anschließend schnappt ein übergeschobener geteilter, federnder Sicherungsring hinter die nach innen abgebogenen Laschen des Sekundärgehäuses.

Der Deckel ist kraftschlüssig mit dem Sekundärgehäuse verbunden. Die Demontage im Servicefall in einer Werkstatt ist äußerst elegant und einfach. Mit einem Hilfswerkzeug wird das System entspannt und anschließend der Sprengring aus seiner Halterung entfernt - Bild 27. Ohne weitere Schraubarbeiten kann die Kupplung gelöst und z.B. mit der Kupplungsscheibe gewechselt werden.

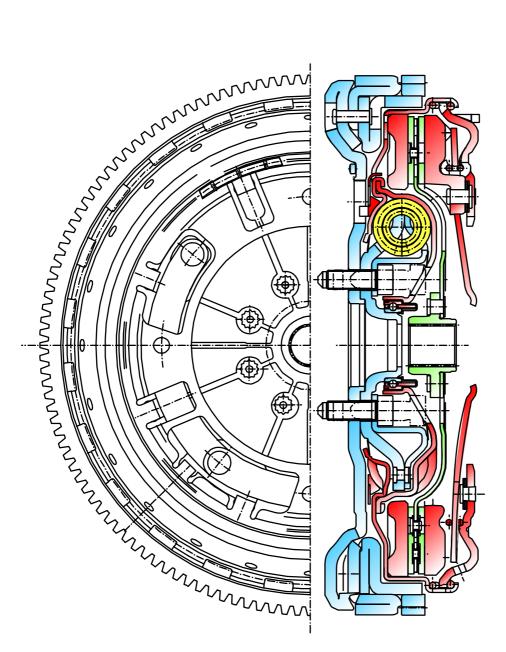


Bild 26: DFC II

Dieser neuartige Kupplungsaufbau erlaubt es gleichzeitig, die gesamte Kupplungseinheit, bestehend aus der Kupplung mit Anpreßplatte und dem sekundären Schwungradring, verdrehbar anzuordnen - Bild 28. Die Drehmomentübertragung wird sichergestellt durch die Abstützkräfte der Tellerfeder am Schwungradgehäuse und am Kupplungssicherungsring. Das System ist gleichzeitig noch geringfügig federnd vorgespannt. Damit ergibt sich zum Beispiel ein Gleitmoment von etwa 500 Nm, bei einem Auslegungsmotormoment von 250 Nm. Die Kupplungseinheit erfüllt so

zusätzlich eine Drehmomentbegrenzungsfunktion. Drehmomentspitzen, die den Bogenfederdämpfer ansonsten unnötig belasten würden, können abgebaut werden. Der Dämpfer kann einfacher und kostengünstiger gestaltet werden. So wird es möglich die Bogenfederenden nicht mehr anzuschleifen, sondern direkt in entsprechend geformte Anschläge von Flansch und Dämpfergehäuse auslaufen zu lassen.

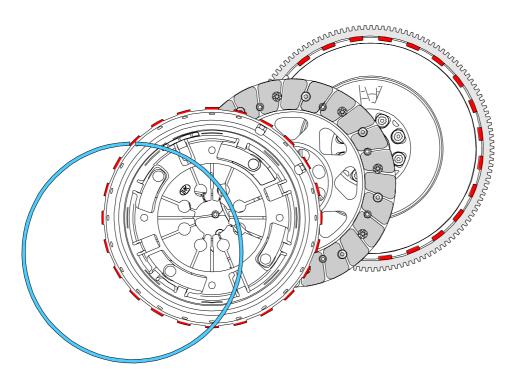


Bild 27: Kupplungsdemontage beim DFC II

Im Bild 29 ist die Funktion der Drehmomentbegrenzung in Messungen der Drehzahlverläufe bei einem schnellen Einkuppelvorgang mit dem DFC II-System zu erkennen. Das mittlere Diagramm zeigt die Drehmomente im DFC bei gezielt blockierter Rutschkupplung, während das untere Diagramm die deutlich reduzierten Drehmomentspitzen aktivierter bei Drehmomentbegrenzung beschreibt. Der Einsatz dieses Kupplungsaufbaus ist natürlich auch bei außenliegender Bogenfeder, wie im DFC I, möglich und sinnvoll.

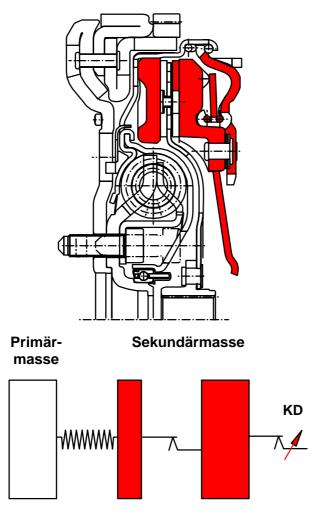
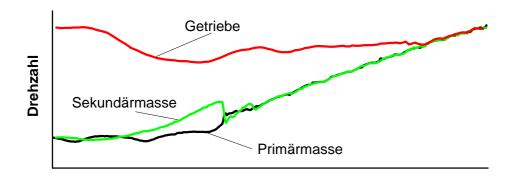
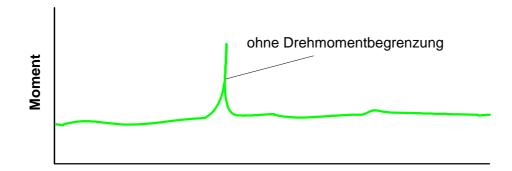


Bild 28: Schwingungsmodell DFC mit Drehmomentbegrenzung

Die Kupplungsscheibe muß im Bereich des Dämpfers speziell gestaltet werden. Durch Integration der Belagfederung und Verwendung neuentwickelter Kupplungsbelagsysteme können weitere Kosteneinsparungen erreicht werden. Auch hier kommt wieder der Umformtechnik für die Blechteile eine große Bedeutung zu.

Zur Zeit befinden sich Systeme der beschriebenen Bauart in der Dauererprobung.





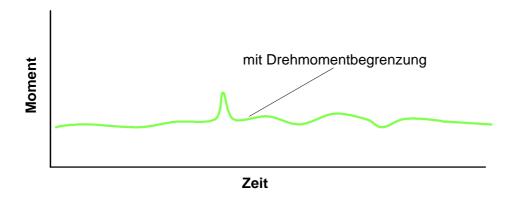


Bild 29: Drehmomentbegrenzung DFC

Das Bild 30 zeigt die bereits erreichten und die noch zu erwartenden Kostenreduzierungen bei Zweimassenschwungradsystemen, bezogen auf eine konventionelle Lösung mit Einmassenschwungrad, torsionsgedämpfter Kupplungsscheibe und Kupplung.

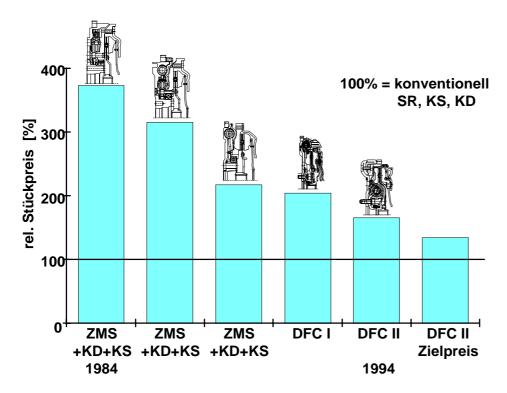


Bild 30: Kostenentwicklung bei Zweimassenschwungradsystemen

Durch die wertanalytische Optimierung bei den DFC-Systemen ist davon auszugehen, daß solche kompakte Baueinheiten alle Vorteile des Zweimassenschwungrades zu nur noch geringen Mehrkosten gegenüber dem konventionellen System für die Fahrzeughersteller nutzbar machen werden.

Zusammenfassung

Zweimassenschwungradsysteme erlauben es, durch eine spezielle Gestaltung des Torsionsdämpfers, die Geräuschqualität eines Fahrzeugs entscheidend zu verbessern. Damit kann die Kundenzufriedenheit gesteigert werden. Herz der Zweimassenschwungräder ist die Bogen-feder. Sie erfüllt die Anforderungen an einen "idealen" Torsionsdämpfer mit geringstem Aufwand. Antriebsstränge mit Dieselmotoren werden in allen Betriebsbereichen ohne die Verwendung von Leerlaufstufen beherrscht. Die Kurbelwellenbeanspruchung kann durch Reduzierung der direkt an die Kurbelwelle gekoppelten Massen gesenkt werden. Hier lassen sich gegebenenfalls Kosteneinsparungen an der Kurbelwelle realisieren. Der

Kraftstoffverbrauch eines Fahrzeuges mit ZMS kann durch Absenken der Leerlaufdrehzahl - Fahrzeughersteller - und durch verbrauchsorientierte Fahrweise hohen Gängen bei niedrigen Drehzahlen in Fahrzeugbenutzer - ohne Komfortverluste verringert werden. Die DFC's oder Kompakt-ZMS bieten zu geringen Mehrkosten, bezogen auf konventionelle Systeme, volle Zweimassenschwungradfunktion und damit Geräuschkomfort für den Kunden. Der Fahrzeughersteller kann durch die Verwendung von Baueinheiten, die beide Hauptfunktionen des Kupplungssystems für oft ganze Motoren- und Fahrzeugbaureihen erfüllen, die Teilevielfalt erheblich senken und gleichzeitig die Fahrzeugmontage vereinfachen.

Literatur:

[1] Reik, W.; Albers, A.; Schnurr, M. u.a.:

Torsionsschwingungen im Antriebsstrang. LuK-Kolloquium 1990.

[2] Albers, A.:

Das Zweimassenschwungrad der dritten Generation - Optimierung der Komforteigenschaften von PKW-Antriebssträngen. Antriebstechnisches Kolloquium '91, Verlag TÜV-Rheinland, 1991.

[3] Albers, A.:

Simultaneous Engineering an einem Beispiel aus der KFZ-Zulieferindustrie. Führungskräfte-Treffen '93 des VDI-EKV Verein deutscher Ingerieure, Düsseldorf 1993.

[4] Reik, W.:

Schwingungsverhalten eines PKW-Antriebsstranges mit Zweimassenschwungrad. VDI-Berichte 697, S. 173 - 194.