

# Entwicklungen zum Superweitwinkel-ZMS

Dipl.-Ing. Michael Schnurr

Immer wenn mit bekannter Technik Grenzen erreicht werden, sind neue Ansätze und prinzipielle Verbesserungen erforderlich, um die sich aufbauenden Schranken zu überspringen. Nun war Mitte der 80er Jahre nach jahrzehntelanger Weiterentwicklung der klassischen Torsionsdämpfer eine Grenze bei der Verbesserung des Geräuschkomforts im Fahrzeugbau erreicht, und es mußten neue Wege zur Bewältigung der steigenden Ansprüche beschrrieben werden.

Bei LuK wurde diese Herausforderung angenommen. Umfangreiche Entwicklungsarbeiten waren notwendig, doch die Lösung war gefunden.

## Das Zweimassenschwungrad – ZMS

Damit war ein neuer Standard bei der Torsionsschwingungsbekämpfung geboren.

Die Idee des ZMS ist – wie bei allen bahnbrechenden Entwicklungen – einfach (Bild 1).

Mit einer Zusatzmasse auf der Getriebeeingangswelle wird die Resonanzstelle, die bei konventionellem Aufbau zwischen 700 und 2000 U/min liegt, zu tiefen Drehzahlen verschoben. Damit liegt ab Leerlaufdrehzahl der Bereich der Schwingungsisolaton vor.

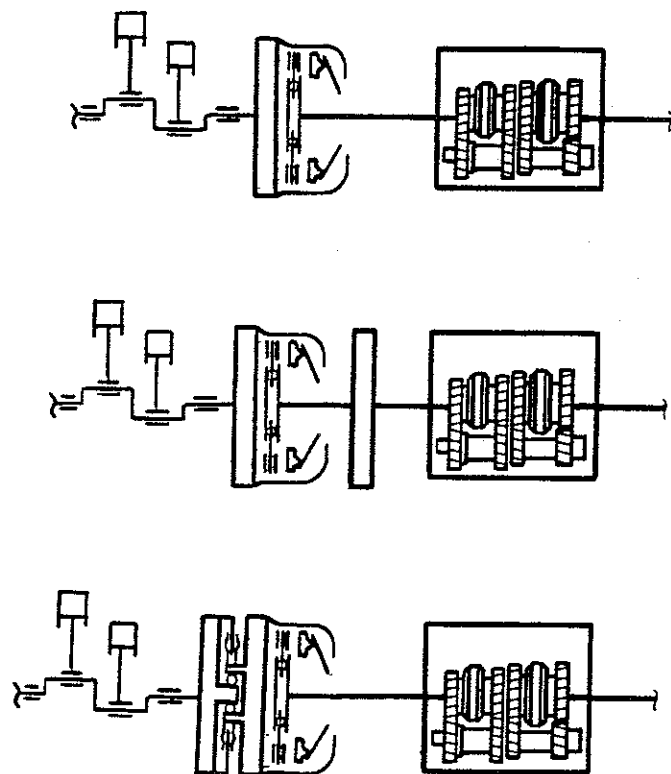
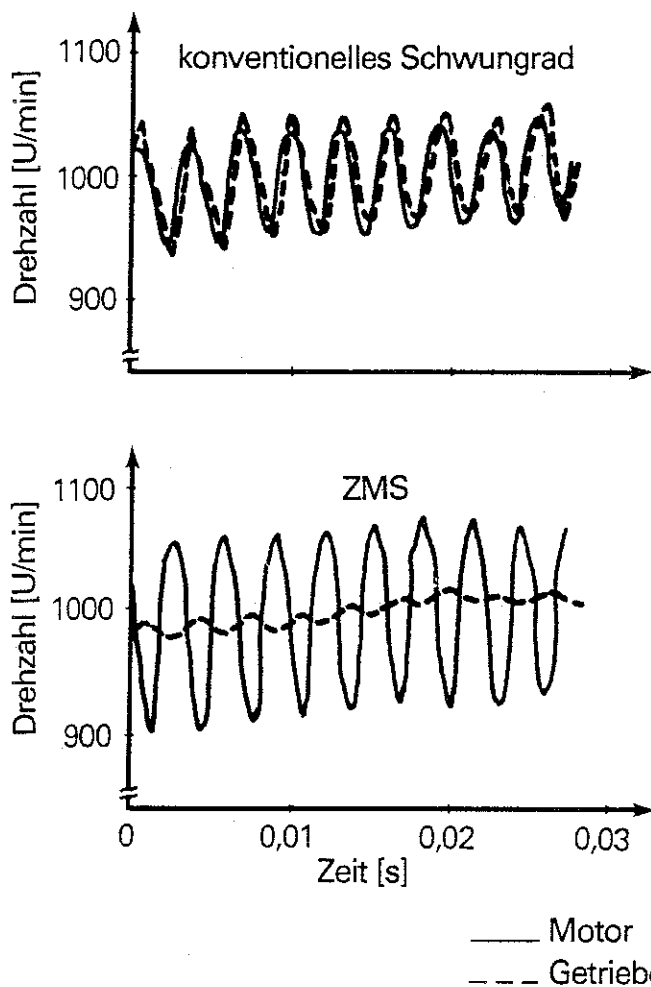


Bild 1: Das Prinzip des ZMS

Die Verlagerung der Kupplung hinter das geteilte Schwungrad sorgt dafür, daß das Getriebe synchronisierbar bleibt.

Die Torsionsschwingungsmessungen (Bild 2) mit Kupplungsscheibe und ZMS zeigen zwei völlig unterschiedliche Zustände [1]. Im Drehzahlbereich um 1000 U/min bietet das ZMS bereits eine perfekte Isolation, nämlich die Reduzierung der getriebeseitigen Schwingungsamplituden. Mit der gedämpften Kupplungsscheibe ist hier noch keine Filterung möglich.



**Bild 2:**  
Schwingungsisolierung bei konventionellem Torsionsdämpfer und ZMS

Die Ungleichförmigkeit des Motors nimmt bei Einbau des ZMS – wie in der Messung zu erkennen – meist zu, da das wirksame Massenträgheitsmoment motorseitig im allgemeinen geringer ist. Dies ist aber unter dem Kriterium Getrieberasseln zulässig, da die Isolationswirkung des ZMS ausreichende Reserven bietet.

Die ZMS der 1. Generation wurden für 6-Zylinder-Fahrzeuge entwickelt [2, 3] und haben dort den beschriebenen Isolationsgrad erreicht und somit die Geräuschprobleme gelöst.

4-Zylinderfahrzeuge haben jedoch eine höhere Ungleichförmigkeit und höher liegende Resonanzdrehzahlen, weshalb diese ZMS so nicht einsetzbar waren. Hierfür mußten neue Überlegungen angestellt werden. Für die grundsätzlichen Betrachtungen soll zunächst ein Schwingungsmodell herangezogen werden.

## Schwingungsmodell

Wie bereits gezeigt, würde die vollständige Beschreibung eines Triebstranges ein kompliziertes Schwingungsmodell erfordern [4]. Beschränkt man sich jedoch auf das Resonanzverhalten des ZMS, so lassen sich die Einflüsse verschiedener Maßnahmen mit einem 3-Massenschwinger ausreichend erklären, wie er im Bild 3 dargestellt ist.

Die Elemente des Modells werden folgendermaßen bezeichnet:

$J_1$  = Massenträgheitsmoment von Motor mit zugehöriger Primärmasse und Dämpferanteile

$J_2$  = Massenträgheitsmoment der Sekundärmasse mit Kupplung und Kupplungsscheibe und Getriebeanteil

$J_3$  = Massenträgheitsmoment des Fahrzeugs

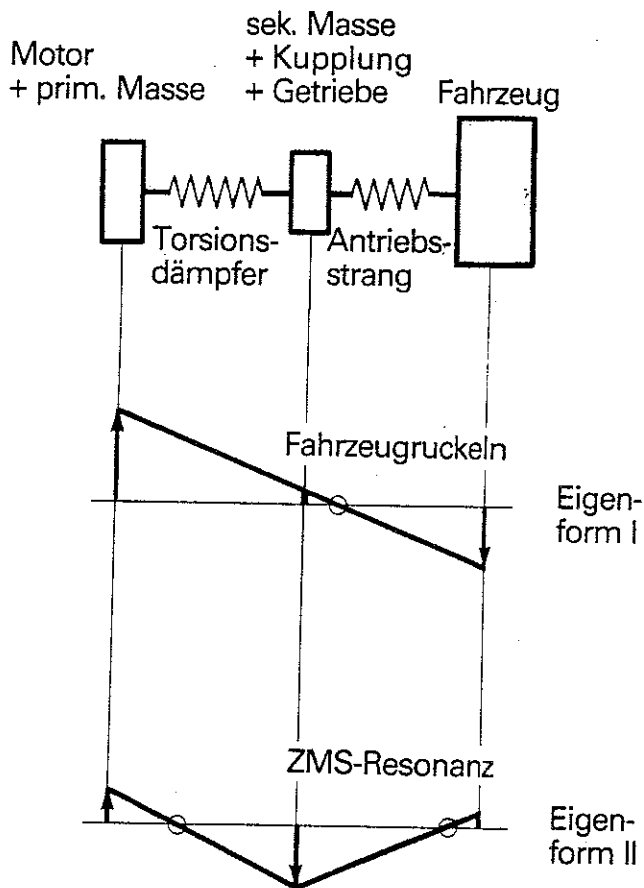
$C_{TD}$  = Torsionsdämpfersteifigkeit

$C_A$  = Triebstrangsteifigkeit

Der 3-Massenschwinger hat zwei Resonanzfrequenzen mit zwei unterschiedlichen Eigenformen.

Beim Ruckeln schwingt das Fahrzeug  $J_3$  gegen den Motor  $J_1$ . Dazwischen wirkt die Hintereinanderschaltung der Federn von Torsionsdämpfer und Triebstrang. Die Sekundärmasse des ZMS liegt in der Nähe eines Schwingungsknotens und hat deshalb praktisch keinen Einfluß. Die zugehörige Eigenfrequenz von 2 – 5 Hz ist so niedrig, daß die Anregung über die Zündfrequenz ausscheidet. Diese Schwingungsform erscheint jedoch als unangenehmes Lastwechselverhalten nach jedem schnellen Momentenwechsel wie z. B. einem Gasstoß.

Bei der zweiten Eigenform tritt zwischen der primären und der sekundären Schwungmasse des ZMS ein Schwingungsbauch auf. Die beiden über Federn gekoppelten Drehmassen des ZMS schwingen mit großen Amplituden gegeneinander. Das Fahrzeug ist daran kaum beteiligt. Im folgenden wird die Schwingung in der zweiten Eigenform daher als "ZMS-Resonanz" bezeichnet. Diese stellt eine wichtige, physikalische Eigenschaft des ZMS-Systems dar, die bei einer Auslegungsberechnung sorgfältig zu beachten ist. Beide Eigenformen kommen auch bei einem herkömmlichen Aufbau mit Kupplungsscheibe vor. Die zugehörigen Frequenzen bzw. Resonanzdrehzahlen sind jedoch unterschiedlich.



**Bild 3:**

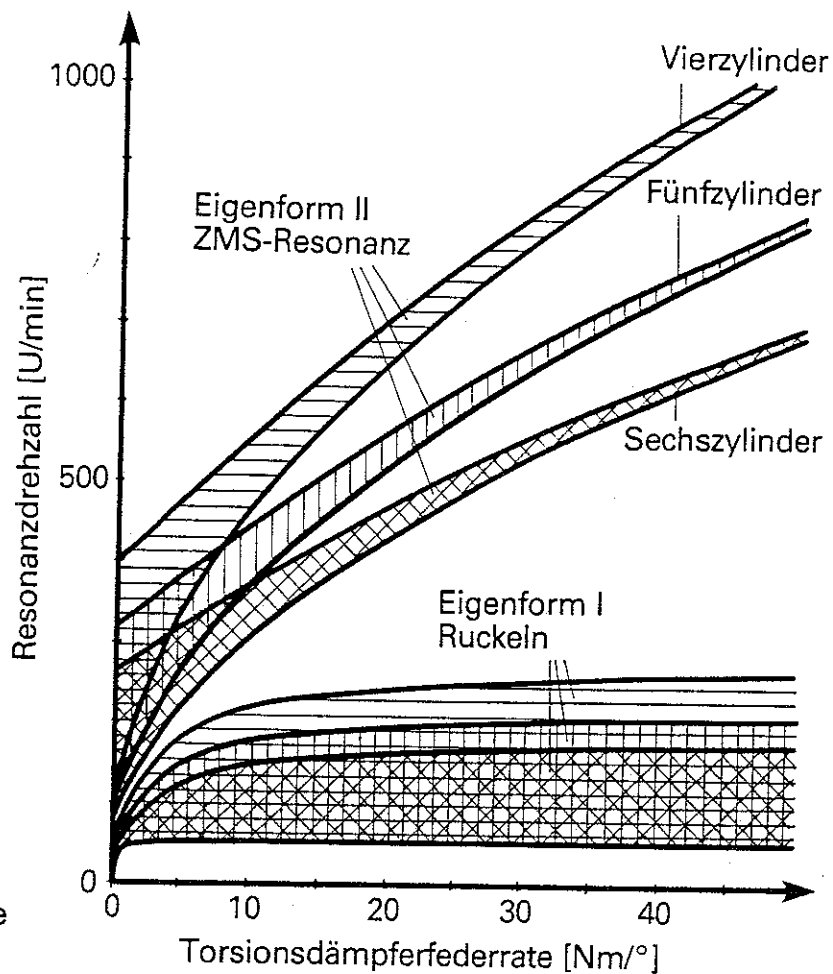
Schwingungsmodell und Eigenschwingungsformen des Antriebsstranges von Fahrzeugen mit ZMS

## Lage der Resonanzdrehzahlen

Wie im ersten Vortrag dieses Kolloquiums gezeigt wurde, ist die Motorerregung nicht harmonisch. Deshalb ergeben sich neben der Zündfrequenz noch weitere Anregungsfrequenzen, wovon speziell die ganzzahligen Vielfachen der Zündfrequenz als Oberschwingungen anregend wirken. Folglich sind viele Drehzahlen denkbar, bei denen das Modell nach Bild 3 in Resonanz geraten kann. Tatsächlich kommen diese Oberschwingungen jedoch – wegen ihres geringeren Energieinhalts und der im ZMS stets vorhandenen Dämpfung – nicht zum tragen.

Deshalb wird hier im weiteren nur die Haupterregung berücksichtigt. Entsprechend der Anzahl der Zündungen pro Umdrehung ist dies beim 4-Zylinder die 2. Ordnung, beim 5-Zylinder die 2,5. und beim 6-Zylinder die 3. Ordnung.

Das Bild 4 zeigt für solche Motoren die berechneten Resonanzdrehzahlen, aufgetragen über der im ZMS realisierten Federrate. Gewählt wurden Systemparameter, wie sie für ein Mittelklassefahrzeug typisch sind. Unter Resonanzdrehzahl werden dabei diejenigen Drehzahlen verstanden, mit denen die beiden Resonanzen des Antriebsstranges durch die Haupterregung – die Zündfrequenz – angeregt werden. Das Absinken der Resonanzdrehzahlen mit steigender Zylinderzahl ist auf die höhere Zündfrequenz bei gleicher Drehzahl zurückzuführen.



**Bild 4:**  
Resonanzdrehzahlbereiche  
für die Haupterregung

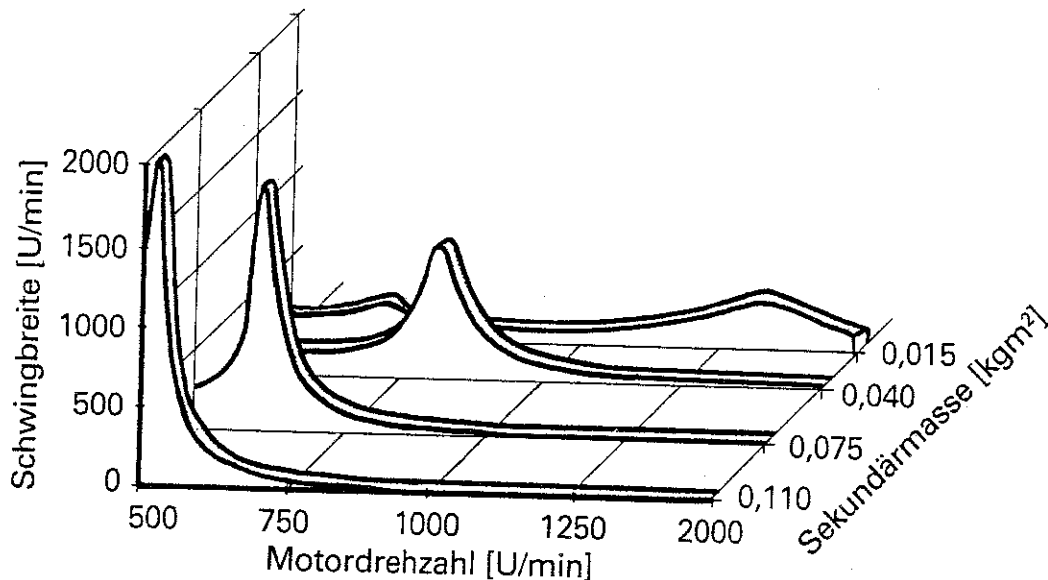
Die Übersetzung des Getriebes verändert das Schwingungsmodell. Federsteifigkeiten und Massenträgheitsmomente nach der Übersetzungsstelle müssen mit dem Quadrat der Übersetzung korrigiert werden. Deshalb ergibt sich für jeden Gang ein anderer Verlauf. Die jeweils untere Grenze der verschiedenen schraffierten Bereiche gilt dabei für den ersten, die obere für den fünften Gang.

Die erste Eigenform Ruckeln liegt auch im fünften Gang unter 250 U/min und zeigt ab 10 Nm/° nahezu keine Abhängigkeit mehr von der Torsionsdämpferfederrate. Die ZMS-Resonanz – als zweite Eigenform – läßt sowohl den Einfluß der Zylinderzahl als auch der Federrate deutlich erkennen. Die Kenntnis der Resonanzdrehzahl reicht jedoch nicht aus, um das ZMS-Verhalten vollständig zu beschreiben. Auch die auftretenden Schwingungsamplituden müssen betrachtet werden.

## Amplitudenverlauf

Mit dem Schwingungsmodell aus Bild 3 läßt sich der für das Getrieberasseln entscheidende Amplitudenverlauf an der Getriebeeingangswelle berechnen.

Im Bild 5 wird, ausgehend von einem konventionellen Aufbau, das sekundäre Massenträgheitsmoment erhöht. Ein Weg, wie er im Prinzip bei den ZMS der 1. Generation beschrieben wurde. Dabei werden alle übrigen Parameter des verwendeten Modells eines 4-Zylinder-Fahrzeuges konstant gehalten. Die Resonanzstelle wird mit zunehmendem Massenträgheitsmoment zu tieferen Drehzahlen verschoben. Die Schwingungsamplituden steigen jedoch sehr stark an.



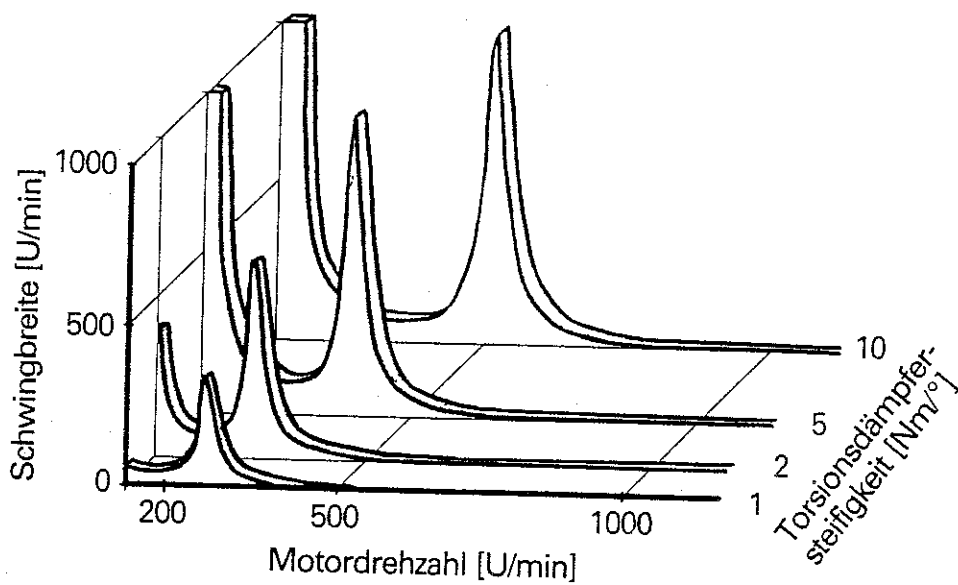
**Bild 5:** Schwingbreite am Getriebeeingang bei Variation der Sekundärmasse

Diese Überhöhung läßt sich zwar wieder reduzieren, doch die dazu erforderlichen Maßnahmen wie Reibung oder Dämpfung beeinträchtigen die Wirkungsweise eines ZMS im überkritischen Bereich, da die Schwingungsisolierung dort verschlechtert wird.

Die starke Überhöhung der Getriebeamplitude ist typisch für Schwingungssysteme, bei denen die Resonanzdrehzahl durch eine große Zusatzmasse verschoben wird. Der Resonanzdurchgang, z. B. beim Start-Stop, kann dann problematisch werden und zusätzlich komplizierte Dämpfungsmechanismen erfordern.

Wesentlich günstiger wirkt sich eine Resonanzdrehzahlverschiebung mit höherer Sekundärschwingmasse am Getriebe und gleichzeitig niedrigerer Federrate aus. Im Bild 6 sind die Resonanzkurven eines ZMS gezeigt, dessen Sekundärschwingmasse –  $0,110 \text{ kgm}^2$  – der ersten Kurve im Bild 5 entspricht. Variiert wurde jetzt die Verdrehsteifigkeit des Torsionsdämpfers.

Besonders auffällig dabei ist, daß mit weicherer Feder nicht nur der Resonanzbereich weiter zu tieferen Drehzahlen verschoben wird, sondern daß ohne zusätzliche Maßnahmen – d. h. ohne zusätzliche Dämpfung – die Schwingungsausschläge stark abnehmen.



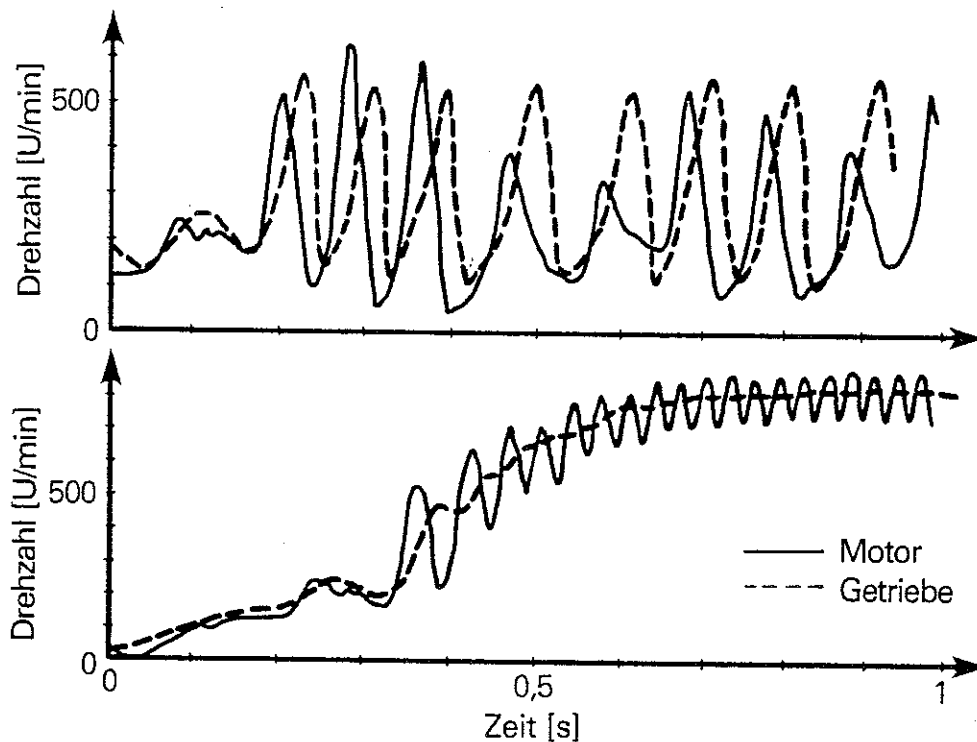
**Bild 6:** Schwingbreite am Getriebeeingang bei Variation der Federrate im ZMS

### Startmessungen

Wie nachteilig ein Resonanzdurchgang bei hoher Federrate während der Startphase eines Motors sein kann, zeigt die Messung von Motor- und Getriebeeingangsdrehzahl im Bild 7 oben. Hier ist ein sogenannter "Resonanzhänger" dargestellt, wie er vor allem bei Dieselfahrzeugen nach nur kurzer Betätigung des Startermotors auftreten kann.

Da die Dieseleinspritzpumpe während dieser Phase ohnehin die volle Kraftstoffmenge einspritzt, kann nicht einmal durch Gasgeben ein Hochlaufen auf die Leerlaufdrehzahl erzwungen werden. In einem solch extremen Zustand können sehr hohe dynamische Beanspruchungen entstehen, die das maximale Motormoment weit überschreiten und so das Zweimassenschwungrad in kurzer Zeit zerstören.

Die Messung im unteren Teil des Bildes zeigt, wie mit stark reduzierter Federrate und der dazugehörenden niedrigen Resonanzdrehzahl von ca. 200 U/min dieses Hängenbleiben vollständig beseitigt werden kann. Bereits ab Anlasserdrehzahl liegt – wie nach Bild 6 zu erwarten – eine gute Schwingungsisolierung vor. Eine Überbeanspruchung des ZMS durch Resonanzbetrieb ist ausgeschlossen. Verbunden ist dieser Vorteil mit zusätzlich verbessertem Geräuschkomfort bei Resonanzdurchgang, z. B. Start und Stop des Motors.



**Bild 7:** Messung des Startvorganges bei einem Fahrzeug mit Dieselmotor

Bei Benzinmotoren ist die Gefahr der Startresonanz nicht vorhanden. Eine niedrige Federrate zeigt jedoch auch hier deutliche Verbesserungen bei der Startphase (Bild 8). Mit kleinerer Federrate werden geringere Amplituden am Getriebe während des Startvorganges und damit ein besseres Geräuschverhalten erreicht.

## Dämpferkapazität

Die bisher angestellten Betrachtungen machen deutlich, welche entscheidende Bedeutung eine niedrige Federrate für die Schaffung eines betriebs-sicheren ZMS besitzt. Die Schwingungsisolation kann zu wesentlich tieferen Drehzahlen ausgedehnt werden, und die in den Anfangsjahren der ZMS-Entwicklung so gefürchtete Startresonanz wird ohne weitere aufwendige Maßnahmen vermieden.

Die Federrate oder Dämpferkapazität ist deshalb heute zum entscheidenden Kriterium für die optimale Wirkungsweise eines ZMS geworden.

Die in den Federn eines Torsionsdämpfers gespeicherte elastische Energie  $Q$  wird beschrieben durch die Fläche unter der Verdrehkennlinie, die bei linearem Federverhalten zu

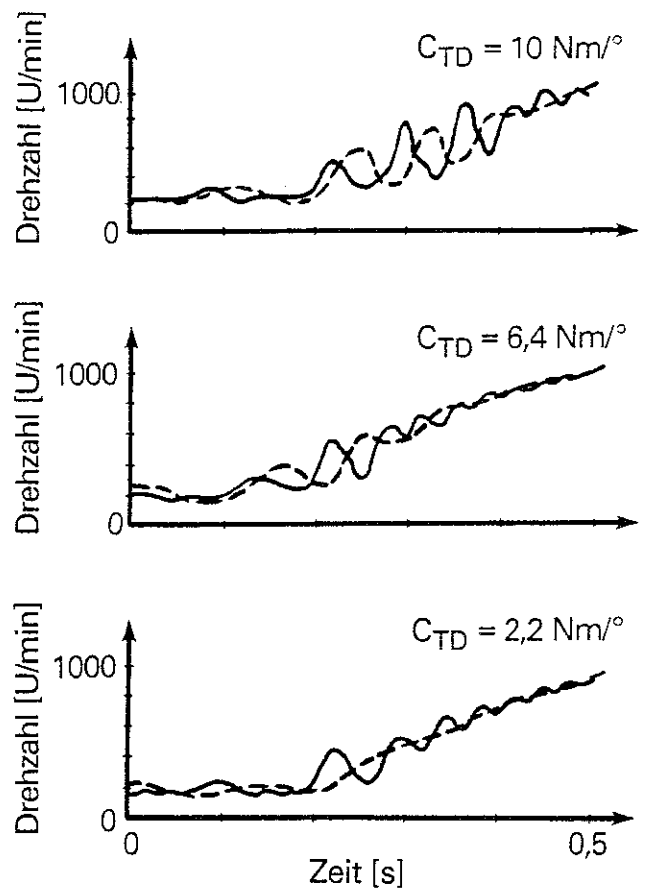
$$Q = \frac{1}{2} M \cdot \varphi \quad (1)$$

mit  $M$  = Anschlagmoment [Nm]

und  $\varphi$  = maximaler Verdrehwinkel [°]

berechnet werden kann.





**Bild 8:**

Messung des Startvorganges bei einem Fahrzeug mit Benzinmotor

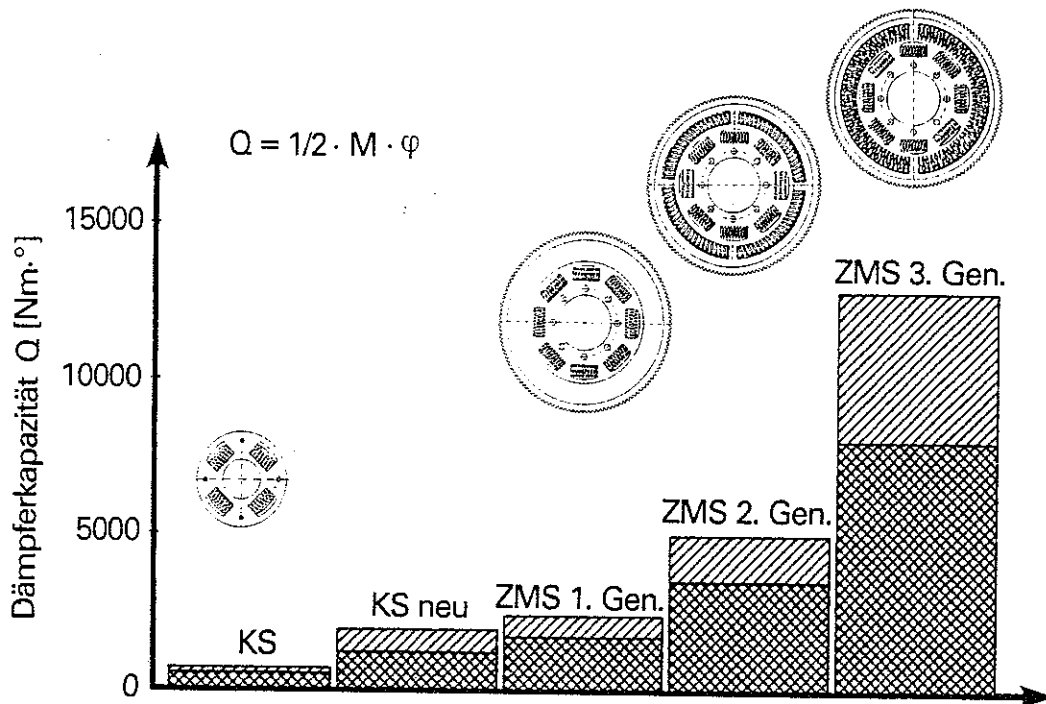
— Motor  
 --- Getriebe

Anhand dieser Auslegungsgröße – der maximal speicherbaren Energie oder kürzer der Dämpferkapazität – läßt sich, wie im Bild 9 gezeigt, die historische Entwicklung der ZMS eindrucksvoll darstellen.

Als Basis für den Vergleich wurden ein konventioneller Torsionsdämpfer in einer heute noch verbreiteten Standardbauweise (links im Bild) und eine moderne, bei LuK entwickelte Weitwinkelkupplungsscheibe gewählt.

Die ZMS der 1. Generation enthielten Federkonfigurationen wie bei konventionellen Torsionsdämpfern, bei denen die Druckfedern radial weit innen angeordnet waren und deshalb nur ein geringes Federvolumen zur Verfügung stand. Entsprechend bescheiden war dann auch die Dämpferkapazität.

Durch Verlagerung der Federn nach außen, möglichst Reihenschaltung der Federn anstelle Parallelschaltung, und Verwendung von großem Druckfederdurchmesser konnte die Dämpferkapazität bei gleichem ZMS-Bauraum verfünffacht werden.



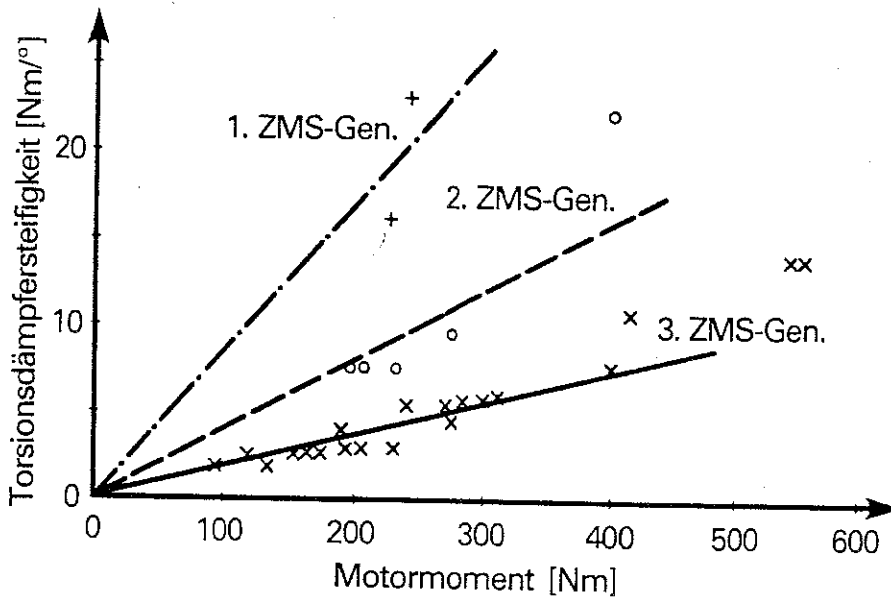
**Bild 9:** Die Torsionsdämpferkapazität von unterschiedlichen Dämpferkonstruktionen

## Realisierte ZMS-Auslegungen

Obige Gleichung (1) besagt, daß die Dämpferkapazität proportional dem Produkt aus max. Moment und max. Verdrehwinkel ist. Die kleinste machbare Federrate wird neben der Abhängigkeit vom zur Verfügung stehenden Einbauraum deshalb auch entscheidend vom maximalen Motormoment bestimmt. In Bild 10 sind die bei unterschiedlichsten ZMS für unterschiedlichste Fahrzeuge realisierten Federraten über dem Motormoment aufgetragen.

Deutlich sind die Unterschiede zwischen den drei ZMS-Generationen zu erkennen. Die geringe Anzahl der nur auf Masse ausgelegten ZMS der ersten Generation macht klar, daß dies spezielle Lösungen waren, die wegen ihrer hohen Federrate nicht in der Breite eingesetzt werden konnten. Mit den neu entwickelten ZMS der dritten Generation können nun praktisch die Geräuschprobleme aller Fahrzeuge gelöst werden.

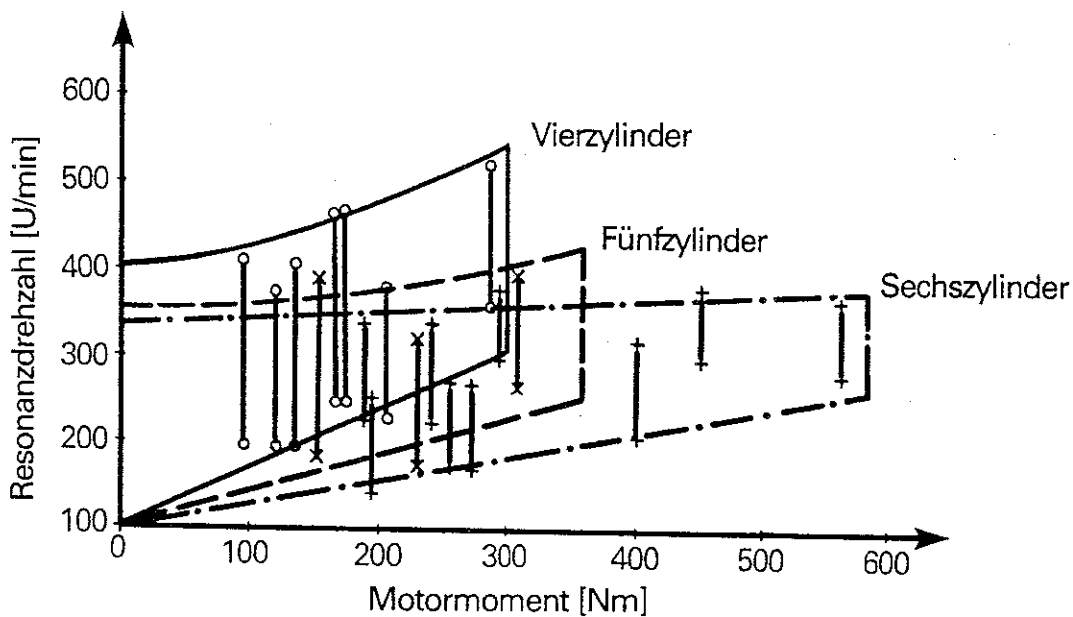
Die Federraten liegen trotz unterschiedlichem Bauraum und ZMS-Durchmesser nahe an der eingezeichneten Gerade. Damit wird eine grobe Abschätzung über die zu erwartende Steigung auch für zukünftige Fahrzeuge möglich.



**Bild 10:** Entwicklung der Torsionsdämpferfederraten bei ZMS

Im Bild 10 wurde die erreichbare Federrate als Funktion des Motormomentes wiedergegeben. Daraus läßt sich aber nicht die Resonanzdrehzahl ablesen. Diese hängt – wie bereits erläutert – noch von der Zahl der Zylinder und damit der Ordnung der Haupterregung ab.

Die tatsächlich erhaltenen Resonanzanregungsdrehzahlen für die Haupterregende des Motors in Abhängigkeit vom maximalen Motormoment und der Anzahl der Zylinder können dem Bild 11 entnommen werden.



**Bild 11:** Resonanzdrehzahlen abhängig vom maximalen Motormoment

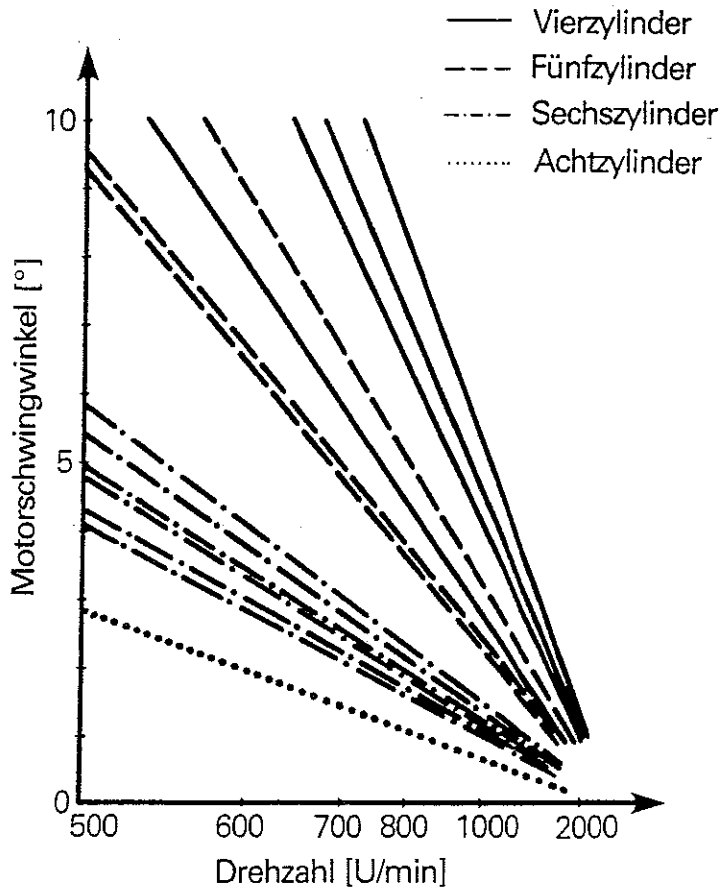
Die senkrechten Balken stellen die zu jeweils einem Fahrzeug gehörenden kritischen Drehzahlbereiche in den verschiedenen Gängen dar. Das obere Ende entspricht dem fünften, das untere dem ersten Gang. Dieser Drehzahlwert kann jeweils auch für den Leerlauf eingesetzt werden, wenn keine getrennte TD-Stufe vorhanden ist.

### Massenverteilung

Für eine möglichst niedrige Resonanzdrehzahl bei vorgegebener Gesamtmasse des ZMS ergeben theoretische Überlegungen [5, 6] eine Massenaufteilung von

$$\lambda = J_1/J_2 \approx 1$$

Dabei ist  $J_1$  die Summe der Drehmassen von primärem Schwungrad ( $\approx 60\%$ ), Kurbelwelle einschließlich der rotierenden Anteile des Kurbeltriebes ( $\approx 35\%$ ) und von Dämpferanteilen. In  $J_2$  sind die Drehmassen von sekundärem Schwungrad ( $\approx 50\%$ ), Kupplung ( $\approx 40\%$ ), Kupplungscheibe, Dämpferanteilen und Getriebe zusammengefaßt.



**Bild 12:**  
Vergleich der Motorschwingwinkel bei Fahrzeugen mit ZMS

Von diesem idealen Wert ( $J_1 \leq J_2$ ) muß aber aus mehreren Gründen häufig abgewichen werden. So muß zur Sicherstellung der thermischen Auslegung des Kupplungssystems an der Sekundärseite des ZMS eine ausreichende Wärmekapazität vorhanden sein. Andererseits wird die Ungleichförmigkeit des Motors durch das Massenträgheitsmoment der Primärseite des ZMS festgelegt. Die maximal zulässige Ungleichförmigkeit am Motor wird bestimmt durch die direkt angekoppelten Nebenabtriebsaggregate. Heute realisierte Werte gibt das Bild 12 wieder.

Es sind die Schwingwinkel des Motors – gemessen bei Vollast – über der Motordrehzahl für verschiedenste Fahrzeuge mit ZMS aufgetragen.

Dabei ist der Drehzahlmaßstab quadratisch gewählt, womit sich in erster Näherung Geraden ergeben. Wie erwartet ist die Ungleichförmigkeit des Motors bei kleiner Zylinderzahl größer.

Allgemeingültige Angaben über max. zulässige Werte können nicht gemacht werden, da diese durch individuelle Randbedingungen des Fahrzeugs bestimmt werden. In einzelnen Fällen muß durch zusätzliche konstruktive Maßnahmen – wie zusätzlicher Massering auf der Primärseite – die Ungleichförmigkeit reduziert werden. Auch für solche Sonderaufgaben stehen erprobte Lösungen bereit.

## **ZMS mit Drehmomentbegrenzung**

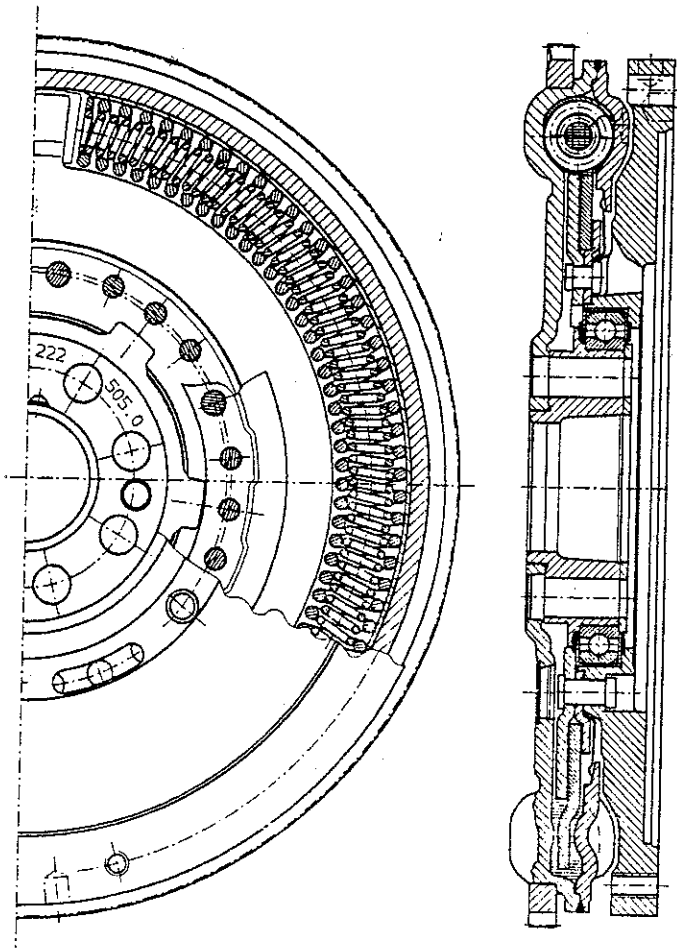
Der einfachste Aufbau eines modernen ZMS ist im Bild 13 zu sehen.

Die primäre Schwungmasse besteht aus Blechumformteilen. Als Hauptfunktionsträger besitzt das ZMS einen einzigen, weit außen auf günstigem Wirkdurchmesser angeordneten Federkranz aus zwei über jeweils  $170^\circ$  laufende Bogenfedern mit Innenfedern. Radial weiter innen ist eine weitere wichtige Funktionseinheit angeordnet – die Drehmomentbegrenzung. Damit werden – durch eine gezielt ausgelegte Rutschkupplung – auftretende Übermomente abgefangen. Die Belastungen aller Bauteile werden durch das an dieser Stelle maximal übertragbare Moment begrenzt.

Eine Membran, die sehr zuverlässig wirkt und geringen axialen Bauraum beansprucht, dichtet die mit Fett gefüllten Innenräume der Primärseite des ZMS gegen die Umgebung ab.

Werden Primär- und Sekundärteil des ZMS gegeneinander verdreht, gleiten die bogenförmigen Druckfedern geschmiert in den Federführungsschalen.

Da die Federn gebogen sind, fallen die Wirkungslinien der Federkräfte an den beiden Federenden bei Belastung nicht zusammen. Es entsteht eine resultierende radiale Kraftkomponente, mit der sich die Bogenfeder an den Federführungsschalen abstützt. Diese radiale Abstützkraft der Bogenfeder an ihrem Umfang wird durch die Fliehkraft noch verstärkt. Im Kontakt zwischen Federwindungen und Schalen entsteht jedoch Reibung, die die Eigenschaften des ZMS maßgeblich beeinflusst.



**Bild 13:**  
ZMS mit Drehmoment-  
begrenzung

Um diese wichtige Einflußgröße zu untersuchen und bei der ZMS-Auslegung mit einbinden zu können, wurde von LuK ein neuartiger Prüfstand konzipiert, mit dem die Kennlinien von ZMS und konventionellen Torsionsdämpfern dynamisch bei verschiedenen Drehzahlen gemessen werden können. Dabei können Verdrehwinkel von bis zu  $\pm 50^\circ$  mit Frequenzen von 0 – 30 Hz unter Drehzahl bis zu 6000 U/min realisiert werden.

Dieser Prüfstand gab der ZMS-Entwicklung entscheidende Impulse.

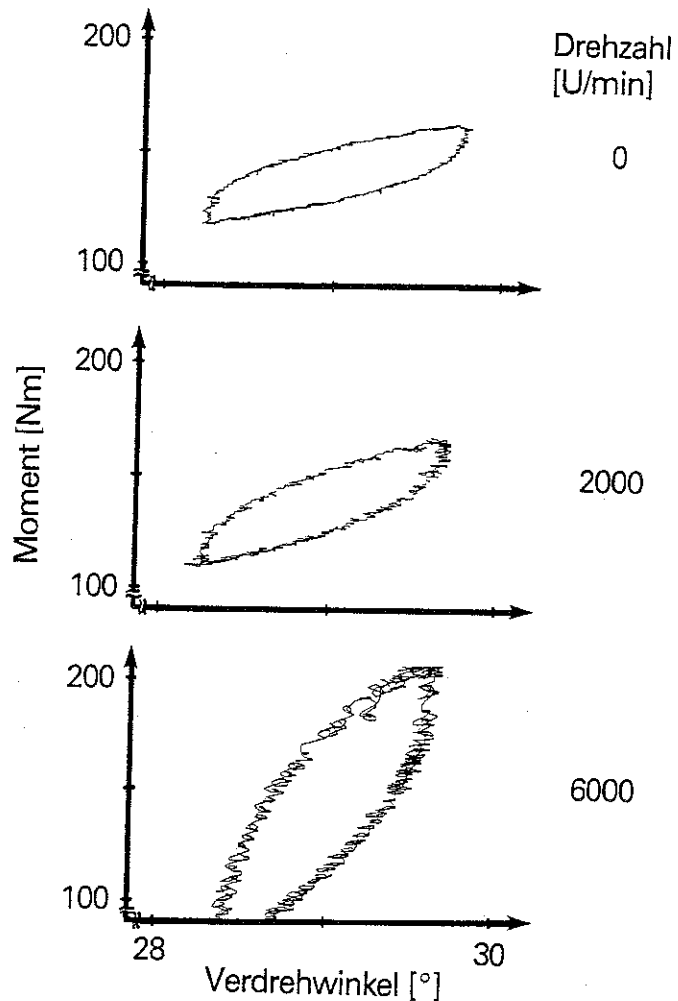
Die im Bild 14 dargestellten Messungen geben ein Beispiel für Effekte, die ohne den dynamischen Torsionsprüfstand nicht darstellbar wären.

Gemessen wurden sogenannte Teilschleifen, d. h., es wurde um einen Betriebspunkt 150 Nm im Zug auf der Gesamtkennlinie des Dämpfers eine Teilkenlinie mit einem Schwingwinkel von  $\pm 1^\circ$  bei einer Frequenz von 1 Hz gefahren. Die überlagerte Drehzahl wurde in den Stufen 0, 2000 und 6000 U/min variiert. Das Ergebnis zeigt eine massive Veränderung der Charakteristik der Teilkenlinie. Die Reibungshysterese verstärkt sich mit der Drehzahl. Gleichzeitig wird die Kennlinie steiler, da ein Teil der Bogenfederwindungen durch Haftreibung blockiert ist.

Die steilere Federrate erhöht die Resonanzdrehzahlen, und die größere Reibungshysterese vergrößert die Dämpfung. Beides verschlechtert die Isolationswirkung des ZMS. Bei den meisten Fahrzeugen ergeben sich

hierdurch keine Probleme, da bei höheren Drehzahlen die Ungleichförmigkeit der Motoren abnimmt und deshalb Abstriche in der Filterung gemacht werden können.

In einzelnen Fällen sind aber bei höheren Drehzahlen noch Brumm- oder Rasselgeräusche hörbar, die eine noch bessere Schwingungsisolierung verlangen. Für diese Fahrzeuge bietet LuK als Lösung das ZMS mit entkoppeltem Innendämpfer.

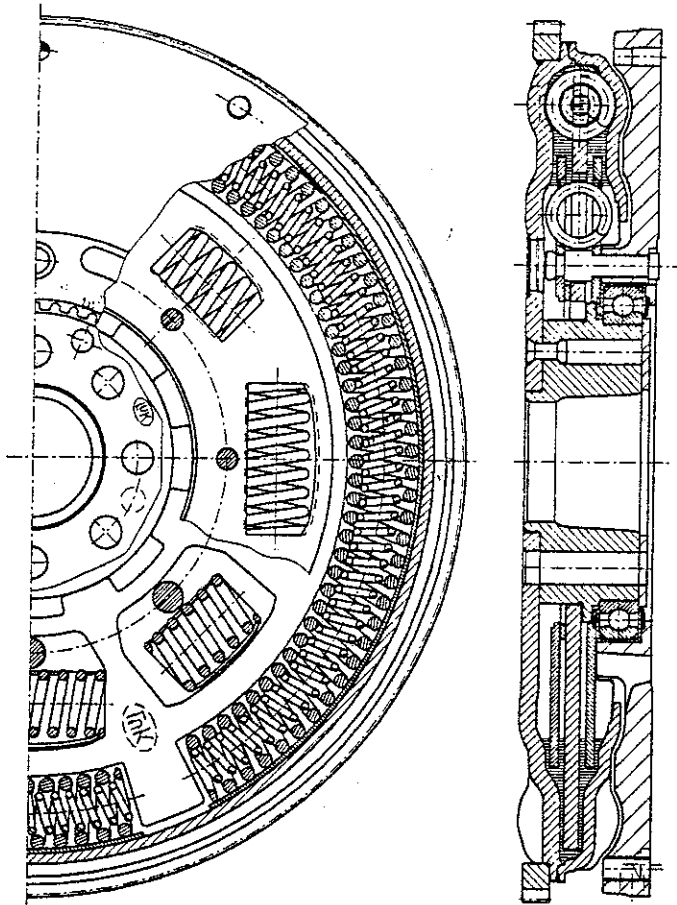


**Bild 14:**

Messungen von Teilschleifen bei ZMS auf dem dynamischen Torsionsprüfstand

### ZMS mit entkoppeltem Innendämpfer

Nachdem die Problematik des Fliehkräfteinflusses bei bestimmten Fahrzeugen erkannt war, wurde gezielt die Reibung bei hohen Drehzahlen abgesenkt. Ergebnis ist ein ZMS – wie im Bild 15 dargestellt –, bei dem zwei in Reihe geschaltete Dämpfer mit zum Teil getrennten Aufgabenstellungen angeordnet sind.



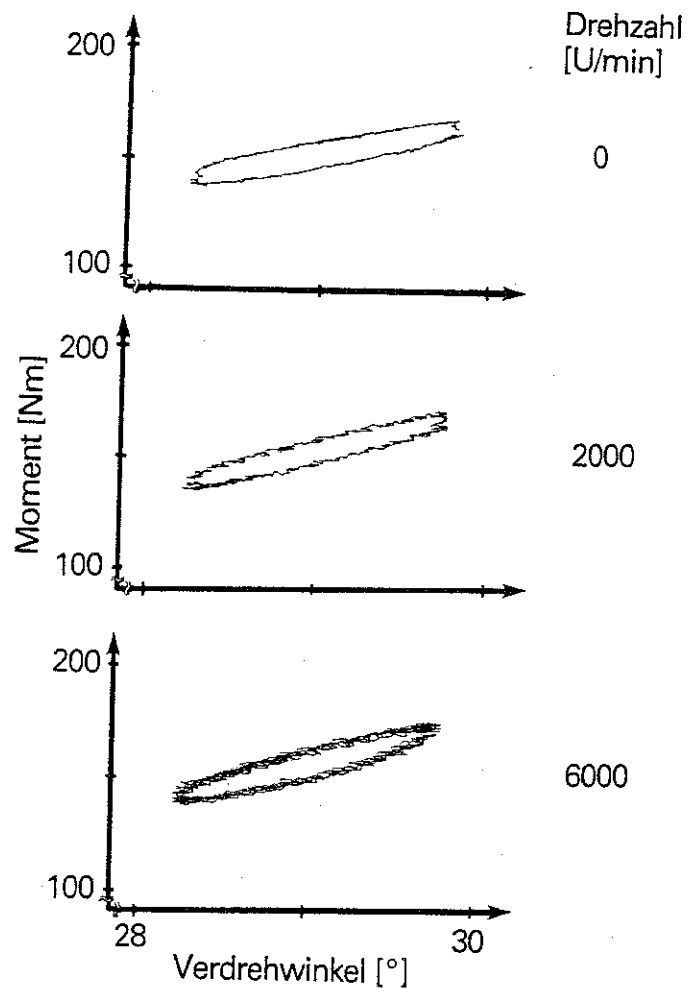
**Bild 15:**  
ZMS mit entkoppeltem  
Innendämpfer

Der äußere Dämpfer entspricht dabei weitgehend dem im Bild 13 beschriebenen Aufbau mit großen Bogenfedern auf günstigem Wirkdurchmesser und niedriger Steigung. Federrate und Reibungshysterese des Bogenfederdämpfers sind, wie gezeigt, von der Drehzahl abhängig. Im inneren Bereich des ZMS ist anstatt der Drehmomentbegrenzung ein zweiter in Reihe geschalteter Dämpfer mit kurzen, geraden Druckfedern in konventionellen Federfenstern angeordnet. Da die Federn hier nur im Endwindungsbereich anliegen und gleichzeitig die Wirkungslinien der Kräfte an den Federenden weitestgehend zusammenfallen, ist die Systemreibung dieses Dämpfers praktisch unabhängig – d. h. entkoppelt – von Last und Drehzahl. Damit nimmt, wie das Bild 16 beweist, die Reibungshysterese und die wirksame Federrate nicht mehr mit steigender Drehzahl zu. Die gute Schwingungsisolierung des ZMS bleibt bis zu höchsten Drehzahlen erhalten. Diese Bauform wird folgerichtig als ZMS mit entkoppeltem Innendämpfer bezeichnet.

Die statische Federrate des Innendämpfers ist natürlich wegen der geringeren erreichbaren Dämpferkapazität wesentlich höher als beim äußeren Bogenfederdämpfer. Diese etwas steilere Kennlinie ist zusammen mit der am Getriebe angekoppelten sekundären Schwungmasse des ZMS für die Schwingungsisolierung im normalen Fahrbetrieb bei höheren Drehzahlen völlig ausreichend (siehe Bild 5). Bei größeren Schwingungsampli-



tuden, verursacht z. B. durch die steigende Motorungleichförmigkeit bei niedrigen Drehzahlen oder auch durch Lastwechselforgänge, wirkt der in Reihe geschaltete, sehr weiche Bogenfederdämpfer mit.



**Bild 16:**  
Dynamische Kennlinie  
bei ZMS mit entkoppeltem  
Innendämpfer

Die beschriebenen beiden Grundsysteme heutiger ZMS können durch die im Bild 17 dargestellten Modelle zusammenfassend beschrieben werden. Zwischen den beiden Teildrehmassen des ZMS ist der drehzahlabhängige Bogenfederdämpfer kombiniert mit Drehmomentbegrenzung oder Innendämpfer angeordnet.

Eine abschließende Anmerkung zur konstruktiven Gestaltung von ZMS muß hier noch erfolgen. In den vorgestellten ZMS-Bauarten wurden die beiden Subsysteme – Drehmomentbegrenzung bzw. entkoppelter Innendämpfer – nur alternativ vorgestellt. Dabei ist zu beachten, daß der entkoppelte Innendämpfer nicht die Aufgabe der Drehmomentbegrenzung, nämlich den Abbau von Übermomenten, erfüllen kann. Es kann erforderlich sein, beide Systeme zu kombinieren.

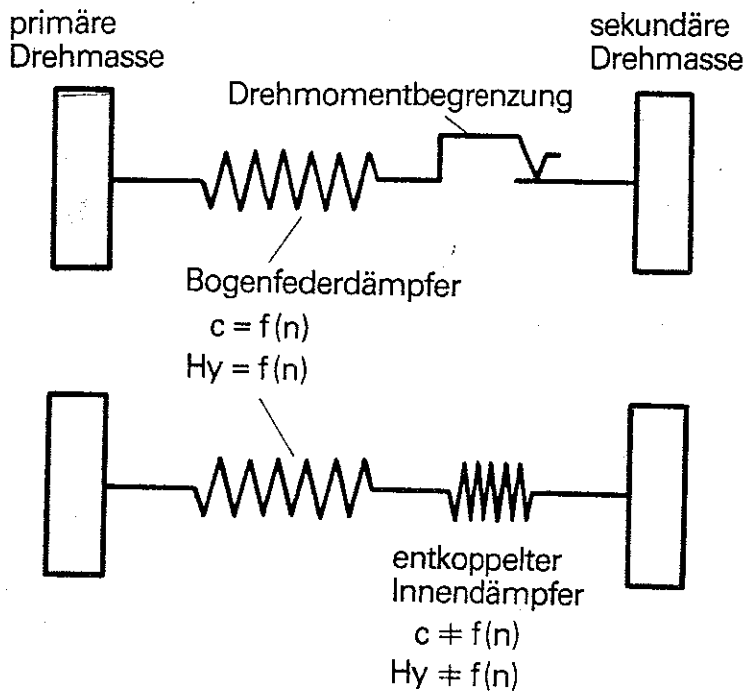


Bild 17: ZMS-Schwingungsmodelle

In vielen Fällen ist allerdings auch ein Verzicht auf die Drehmomentbegrenzung möglich. Die Reihenschaltung des Innendämpfers bewirkt nämlich eine weitere Reduzierung der Federrate des ZMS mit entsprechend Bild 6 niedrigeren Resonanzdrehzahlen und Schwingungsamplituden. Der Resonanzbetrieb – z. B. beim Abwürgen an der Ampel mit eingelegtem Gang oder auch beim Startvorgang – wird entschärft oder sogar völlig unmöglich gemacht. Damit wird das Auftreten von Übermomenten von vornherein vermieden und braucht deshalb nicht mehr durch eine Drehmomentbegrenzung bekämpft werden.

Die Entscheidung, ob eine Drehmomentbegrenzung erforderlich ist, kann mit der bei LuK vorliegenden Erfahrung und mit wenigen Versuchen auf den vorhandenen Motorprüfständen und im speziellen Fahrzeug sicher gefällt werden. Die Versuche beschränken sich dabei auf den Resonanzbetrieb, d. h. Start/Stop und stark untertouriges Fahren.

## Lastwechselverhalten

Alle bisherigen Betrachtungen befaßten sich mit der im Schwingungsmodell (Bild 3) des Antriebsstranges gezeigten 2. Eigenform, die für die Resonanzzustände im ZMS verantwortlich ist. Im folgenden wird der Einfluß der neuen ZMS-Generation auf das Ruckeln bzw. Lastwechselverhalten näher untersucht. Diese Betriebszustände werden durch die 1. Eigenform des angesprochenen Grundmodells beschrieben.

Wie im Bild 3 zu erkennen ist, liegt die mittlere Drehmasse – d. h. die Sekundärmasse des ZMS – sehr nahe einem Schwingungsknoten und ist damit praktisch nicht an der Schwingung beteiligt. Die zwischen Motor und Fahrzeug wirkende Gesamtfeder kann als Hintereinanderschaltung des Torsionsdämpfers und des Triebstranges betrachtet werden. Daraus wird ersichtlich, daß ein Einfluß auf das Lastwechselverhalten erst möglich ist, wenn die Federrate im Torsionsdämpfer in die Größenordnung der Antriebsstrangfederrate gedrückt wird.

Mit einem konventionellen Torsionsdämpfer war die erforderliche Federsteifigkeit nicht realisierbar, erst mit dem Superweitwinkel-ZMS kann die Triebstrangsteifigkeit unterschritten werden.

Dies gilt besonders für den dritten, vierten und fünften Gang, da die Federrate des Antriebsstranges mit dem Quadrat der Übersetzung wirkt und in den hohen Gängen wesentlich größer wird. Diese kann dann entsprechend einfacher unterschritten werden und verbessert das Ruckelverhalten.

Als kritische Betriebsbedingungen sind also die Lastwechsel in den unteren Gängen zu betrachten, wozu im folgenden Messungen und Rechnungen für den zweiten Gang dargestellt werden.

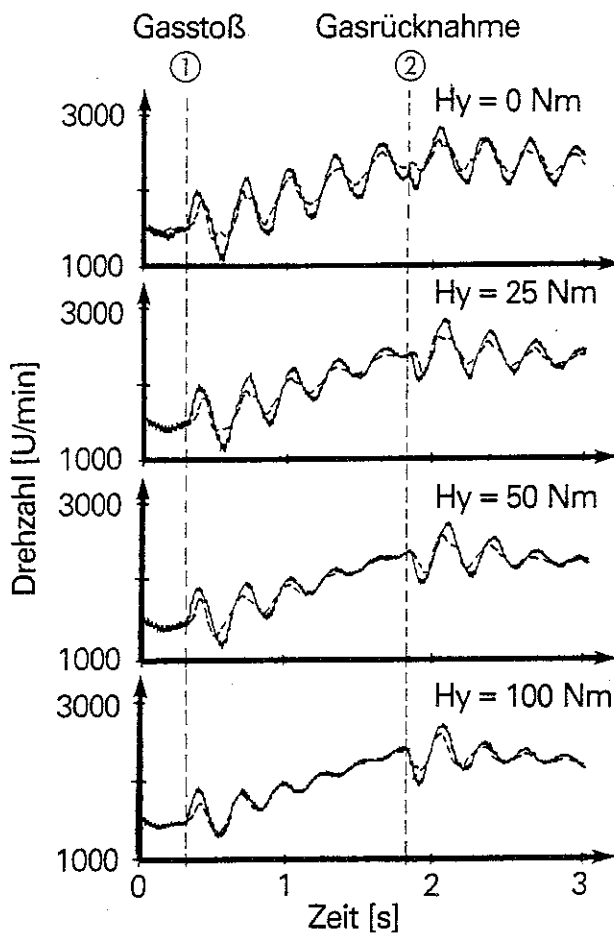
Zunächst sei noch einmal auf das Bild 4 verwiesen. Im unteren Teil sind die Resonanzbereiche für die "Ruckelschwingungen" in der 1. Eigenform in Abhängigkeit von der Torsionsdämpferfederrate dargestellt. Die große Gangabhängigkeit der Resonanzdrehzahl spiegelt sich in den sehr breiten Feldern für die unterschiedliche Zylinderzahl wieder. Erst unter  $10 \text{ Nm}/^\circ$  Steigung im Torsionsdämpfer ist – beginnend bei der oberen Grenzkurve für den 5. Gang – ein zunehmender Einfluß auf die Ruckelresonanzdrehzahl möglich.

Bisher wurde nur der Einfluß der Federrate auf die Resonanzdrehzahl für die Ruckeleigenform betrachtet. Mit entsprechend niedriger Federrate ist eine Verschiebung dieser Drehzahl möglich, d. h., die Frequenz des im Fahrzeug spürbaren "Ruckelns" bei Lastwechselvorgängen verändert sich. Dies allein bringt allerdings noch keine Verbesserung des Lastwechselverhaltens. Durch die niedrigeren Federraten ist theoretisch sogar eine Verschlechterung des Lastwechselverhaltens möglich. Von entscheidender Bedeutung ist deshalb neben der Federrate auch das Dämpfungsverhalten der modernen Superweitwinkel-ZMS.

Die im Bild 18 dargestellte Simulationsrechnung soll die Zusammenhänge erläutern. Zugrundegelegt wurde ein typisches Fahrzeug der Mittelklasse, bei dem das Fahrzeugruckeln – beschrieben durch die Motor- und Getriebedrehzahl – auf einen plötzlichen Lastwechsel berechnet wurde. Dabei wird an der Stelle 1 Vollgas gegeben, während dann an der Stelle 2 das Gas wieder plötzlich zurückgenommen wird. Variiert wurde die im ZMS als Dämpfung wirksame Reibungshysterese.

Das obere Teilbild zeigt die Situation bei einem ZMS, das praktisch keine Reibung aufweist. Die Dämpfung des Antriebsstranges ist gering. Die

durch den Gasstoß und die spätere Gasrücknahme angeregte Schwingung klingt nur langsam ab.

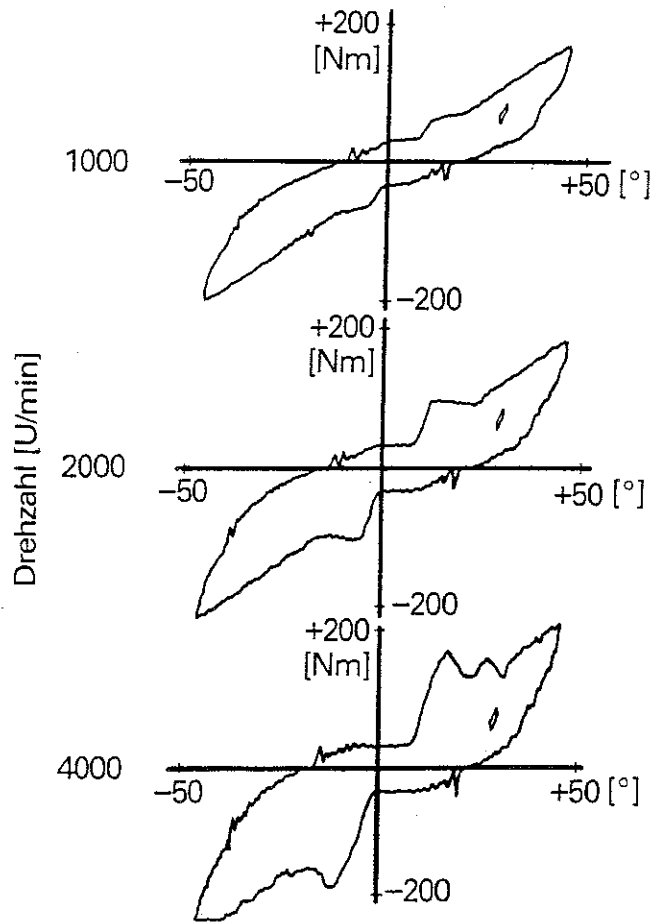


**Bild 18:**

Simulationsrechnungen zum Lastwechselverhalten von Fahrzeugen mit Superweitwinkel-ZMS

Erst durch die Überlagerung der sehr langen Verdrehkennlinie mit einer geeigneten Reibungshysterese wird ein gutes Abklingverhalten erreicht. Die Dämpfung bei großen Verdrehwinkeln im ZMS, wie sie bei Lastwechseln auftreten, darf also nicht gegen Null gehen. Dies steht zunächst der Forderung nach bestmöglicher überkritischer Isolation der hochfrequenten Motorerregung entgegen.

Die folgenden Messungen im Bild 19 zeigen aber, daß genau diese sich auf den ersten Blick widersprechenden Anforderungen durch das Superweitwinkel-ZMS von LuK erfüllt werden. Während die Messungen der Teilschleife mit kleinen Schwingwinkeln – wie sie z. B. bei Konstantfahrt auftreten – eine geringe Reibungshysterese und daher niedrige Dämpfung mit entsprechend guter Isolation zeigen, wird dann bei der Messung der ZMS-Kennlinie über den gesamten großen Verdrehwinkel eine hohe Reibungshysterese festgestellt. Diese über einen langen Verdrehwinkel wirksame hohe Reibung des ZMS dämpft wirkungsvoll die unangenehmen Ruckelschwingungen bei Lastwechseln.



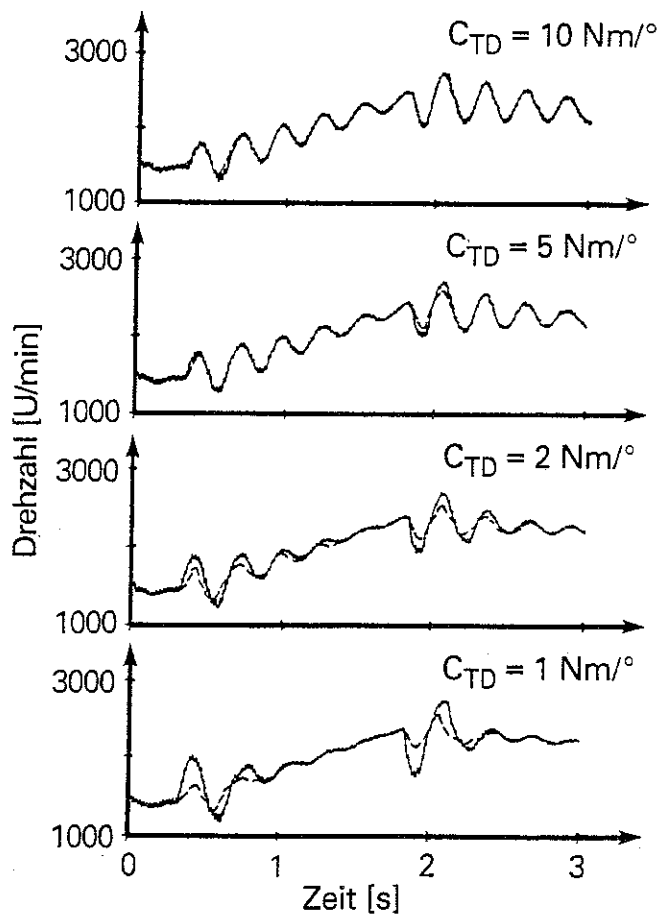
**Bild 19:**  
Dynamische Gesamtkennlinie und Teilkennlinie des Superweitwinkel-ZMS

Das dargestellte Dämpfungsverhalten wird überwiegend durch das Bogenfederprinzip mit der radialen Abstützung an den Verschleißschutzschalen erzeugt. Zusätzlich kann aber durch eine gesteuerte Reibungshysterese – eine sogen. Lastreibscheibe – die Kennlinie des ZMS den Erfordernissen des jeweiligen Fahrzeuges maßgeschneidert angepaßt werden. Aufgrund der Anordnung ist bei diesem System keine Fliehkraftabhängigkeit der eingestellten Reibung vorhanden.

Erst das Zusammenwirken von sehr niedriger Federrate im ZMS und einer geeignet ausgelegten Reibungshysterese zur Dämpfung ergeben eine Verbesserung des Fahrzeugverhaltens bei Lastwechseln. Die im Bild 20 aufgeführten Lastwechselberechnungen verdeutlichen den Einfluß der TD-Federrate noch einmal.

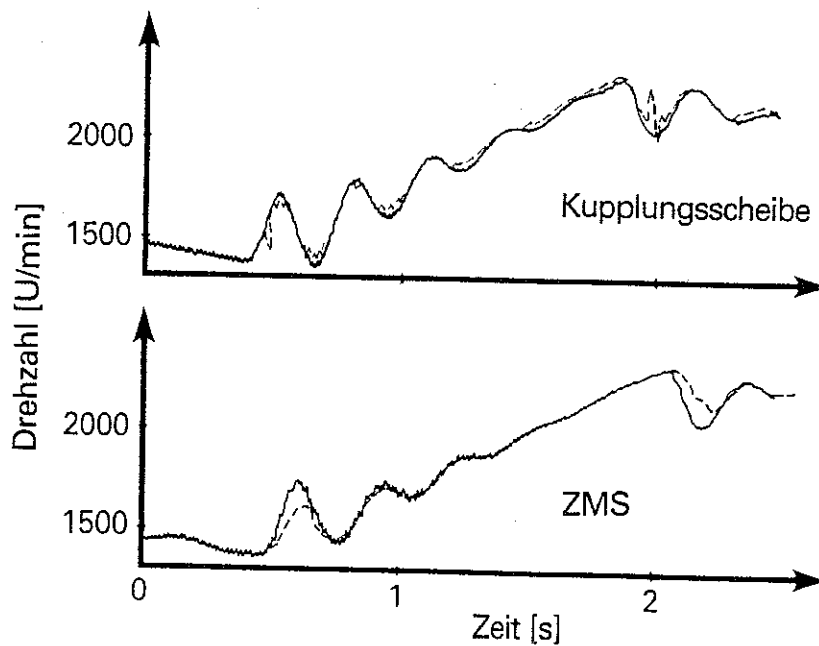
Mit abnehmender Torsionsdämpfersteifigkeit wird das Abklingen immer schneller, obwohl der erste Überschwinger des Motors aufgrund der guten Abkoppelung größer wird.

Im gezeigten Fall (Bild 21) sind im zweiten Gang Torsionsdämpferfederrate  $C_2$  und Antriebsstrangsteifigkeit  $C_3$  mit je  $2,5 \text{ Nm/}^\circ$  gleich groß. Die Rukelschwingung klingt mit dem ZMS schnell ab.

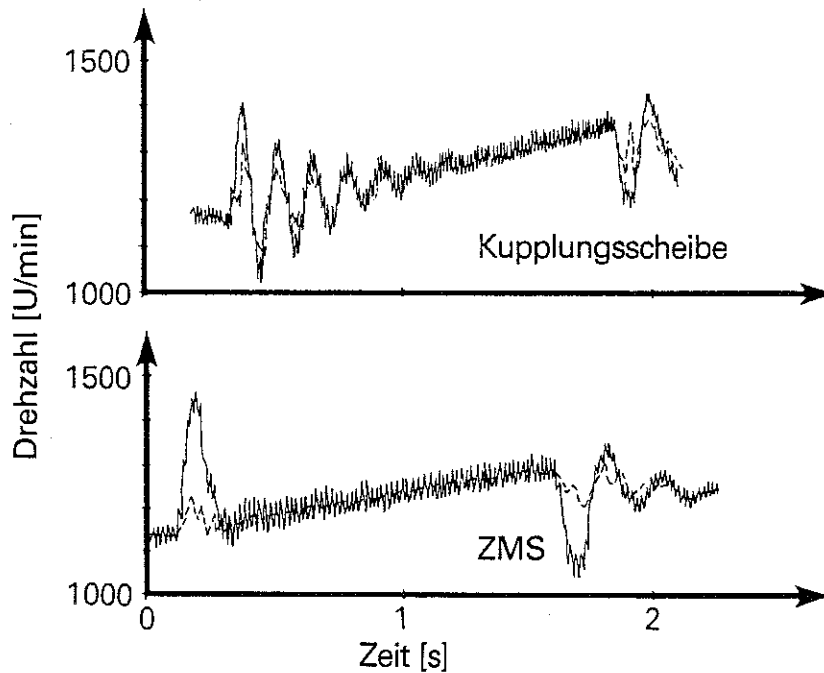


**Bild 20:**  
Lastwechselberechnungen  
für unterschiedliche  
TD-Federraten

Im vierten Gang (Bild 22) mit einer Triebstrangsteifigkeit von  $7 \text{ Nm/}^\circ$  ist mit dem ZMS kein Nachschwingen mehr feststellbar, während bei derselben Messung mit der Kupplungsscheibe noch deutliche Schwingungen sichtbar sind.



**Bild 21:** Lastwechselformung im 2. Gang



**Bild 22:** Lastwechselformung im 4. Gang

## Zusammenfassung

Die konsequente Weiterentwicklung des ZMS hat dazu geführt, daß mittlerweile für fast alle Fahrzeugtypen in Verbindung mit den verschiedensten Motoren – insbesondere auch die 4-Zylinder-Motoren – ein Zweimassenschwungrad zur Verbesserung des Geräuschkomforts und des Fahrverhaltens angeboten werden kann.

Die Auslegungen der neuen ZMS-Generation von LuK zeigen, daß Resonanzen weit aus dem Fahrbereich gedrängt werden können und Getriebelasseln und Brummer wirkungsvoll beseitigt werden. Dies konnte an vielen Fahrzeugen meßtechnisch, theoretisch und auch subjektiv bestätigt werden. Sogar das Fahrzeugruckeln kann positiv beeinflusst werden.

Steigende Stückzahlen und das ungebrochene Interesse sind die Bestätigung, daß sich das Zweimassenschwungrad als die Lösung zur Steigerung des Geräuschkomforts und damit Verbesserung zukünftiger Marktchancen moderner Kraftfahrzeuge durchsetzt. LuK stellt sein ganzes ZMS-Know-how in Entwicklung, Produktion und Qualitätssicherung in den Dienst des Kunden, um gemeinsam die Zukunftssicherung durch bessere Technik sicherzustellen.

## Literatur:

- [1] Reik, W.  
Schwingungsverhalten eines Pkw-Antriebsstranges mit Zweimassenschwungrad, VDI-Berichte 697, S. 173/21
- [2] Sebulke, A.  
The Two-Mass Flywheel – A Torsional Vibration Damper for the Power Train of Passenger Cars – State of the Art and Further Technical Development SAE Technical Paper Series (870394), 1987, S. 1/10
- [3] Lorenz, K., Wanzung, F.  
Zwei-Massen-Schwungrad – Erfahrungen im Fahrzeug und am Prüfstand, VDI-Berichte 697, S. 195/22
- [4] Schöpf, H.-J., Jürgens, G. und Fischer, R.  
Optimierung der Komforteigenschaften des Triebstranges von Mercedes-Benz-Fahrzeugen mit Schaltgetriebe, Automobiltechnische Zeitschrift 91 (1989), S. 568 – 575
- [5] Schulte, L.-F.  
Funktion und Konstruktion eines Zweimassenschwungrades, Automobil Industrie 2, 1987, S. 119/26
- [6] Reik, W.  
Das Zweimassenschwungrad, 1. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik, 1987, S. 615/35