



7. LuK Kolloquium

11./12. April 2002



Herausgeber: LuK GmbH & Co.
Industriestrasse 3 • D -77815 Bühl/Baden
Telefon +49 (0) 7223 / 941 - 0 • Telefax +49 (0) 7223 / 2 69 50
Internet: www.LuK.de

Redaktion: Ralf Stopp, Christa Siefert

Layout: Vera Westermann

Druck: Konkordia GmbH, Bühl
Das Medienunternehmen

Printed in Germany

**Nachdruck, auch auszugsweise, ohne
Genehmigung des Herausgebers untersagt.**

Vorwort

Innovationen bestimmen unsere Zukunft. Experten sagen voraus, dass sich in den Bereichen Antrieb, Elektronik und Sicherheit von Fahrzeugen in den nächsten 15 Jahren mehr verändern wird als in den 50 Jahren zuvor. Diese Innovationsdynamik stellt Hersteller und Zulieferer vor immer neue Herausforderungen und wird unsere mobile Welt entscheidend verändern.

LuK stellt sich diesen Herausforderungen. Mit einer Vielzahl von Visionen und Entwicklungsleistungen stellen unsere Ingenieure einmal mehr ihre Innovationskraft unter Beweis.

Der vorliegende Band fasst die Vorträge des 7. LuK Kolloquiums zusammen und stellt unsere Sicht der technischen Entwicklungen dar.

Wir freuen uns auf einen interessanten Dialog mit Ihnen.



Bühl, im April 2002

A handwritten signature in black ink that reads "Helmut Beier". The script is cursive and fluid.

Helmut Beier

Vorsitzender
der Geschäftsführung LuK Gruppe

Inhalt

1	ZMS – nichts Neues?	5
2	Der Drehmomentwandler	15
3	Kupplungsausrückssysteme	27
4	Der Interne Kurbelwellendämpfer (ICD)	41
5	Neueste Ergebnisse der CVT-Entwicklung	51
6	Wirkungsgradoptimiertes CVT-Anpresssystem	61
7	Das 500 Nm CVT	75
8	Das Kurbel-CVT	89
9	Bedarfsorientiert ansteuerbare Pumpen	99
10	Die temperaturgeregelte Schmierölpumpe spart Sprit	113
11	Der CO2 Kompressor	123
12	Komponenten und Module für Getriebebeschaltungen	135
13	Die XSG Familie	145
14	Neue Chancen für die Kupplung?	161
15	Elektromechanische Aktorik	173
16	Denken in Systemen – Software von LuK	185
17	Das Parallel-Schalt-Getriebe PSG	199
18	Kleiner Startergenerator – große Wirkung	213
19	Codegenerierung contra Manufaktur	227

ZMS – nichts Neues?

Ad Kooy
Achim Gillmann
Johann Jäckel
Michael Bosse

Kritische Betrachtung des Bogenfeder - ZMS

Es ist spannend auf dem ZMS-Markt geworden. Zum Bogenfeder - ZMS konkurrierende alternative Konstruktionen sind inzwischen in Serie gegangen. Konkurrenz belebt bekanntlich das Geschäft, und auch bei LuK sind viele innovative Lösungen angegangen worden.

Auf eine ausführliche Gesamtbetrachtung des Prinzips ZMS (Bild 1), realisiert als Bogenfeder - ZMS, kann an dieser Stelle verzichtet werden. Sie kann in den letzten LuK Kolloquiums-Bänden nachgelesen werden [1], [2], [3].

Die große Verbreitung des ZMS beruht nicht zuletzt auf dem in vieler Hinsicht gut funktionierenden und kostengünstigen Bogenfederdämpfer. Zu den Stärken gehören:

- Hohe Reibung bei großen Verdrehwinkeln (Start) und niedrige Reibung bei kleinen Verdrehwinkeln (Zug)
- Niedrige Federrate dank guter und flexibler Bau-raumausnutzung
- Anschlagsdämpfung integrierbar (Dämpfungsfeder)

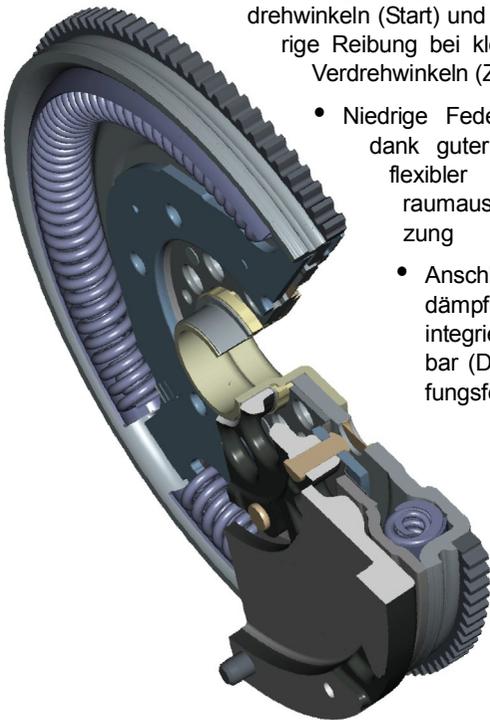


Bild 1: Zweimassenschwungrad (ZMS)

Jedes Konzept hat natürlich auch seine Schwächen. Unter Drehzahl entsteht durch die Fliehkraft zusätzliche Reibung zwischen der Bogenfeder und der Schale. Die Isolation des Getriebes im Zug – der Hauptgrund, warum ZMS eingesetzt werden – wäre ohne diese zusätzliche Reibung besser. Außerdem kann die Bogenfeder durch diese Reibung im Kanal vorgespannt liegen bleiben. Trifft der Flansch auf eine vorgespannte Bogenfeder, wirkt diese wie eine starre Wand. Die Schwingungs-isolation geht verloren.

Im Rahmen dieses Beitrages werden hauptsächlich Maßnahmen aufgezeigt, die mehrere Betriebszustände verbessern. Die Diskussion wird geführt anhand:

- der Isolation im Zug, die die Hauptfunktion des ZMS darstellt,
- des Lastwechselverhaltens im Schub. Das ist ein typisches Beispiel für einen Zustand, der durch die im Kanal vorgespannte Bogenfeder beeinflusst wird.

Physikalischer Zusammenhang

Zum leichteren Verständnis von Einflussfaktoren auf das Reibverhalten von Bogenfedern unter Fliehkraft kann man den physikalischen Zusammenhang betrachten:

$$\text{Fliehkraft} = m \cdot \omega^2 \cdot r$$

$$\text{Verschiebemoment} = \mu \cdot m \cdot \omega^2 \cdot r^2$$

$$\text{Verschiebemoment bei } 3000 \text{ min}^{-1}$$

$$0,15 \cdot 1 \text{ kg } (300 \text{ rad/s})^2 \cdot (0,12 \text{ m})^2 = 200 \text{ Nm}$$

Bei 3000 min^{-1} beträgt das Moment, um die Bogenfeder zu verschieben, rund 200 Nm. Wird eine solche Bogenfeder an den Anschlag geschoben, liegt sie auch nach der Entlastung noch mit 200 Nm vorgespannt am Anschlag. Es ist leicht vorstellbar, dass typische Schubmomente von etwa 40 Nm die Bogenfedern nicht mehr federnd betätigen können. (Es stehen aber Gegenmaßnahmen durch Änderung der Flanschgeometrie oder der Innenfeder zur Verfügung!).

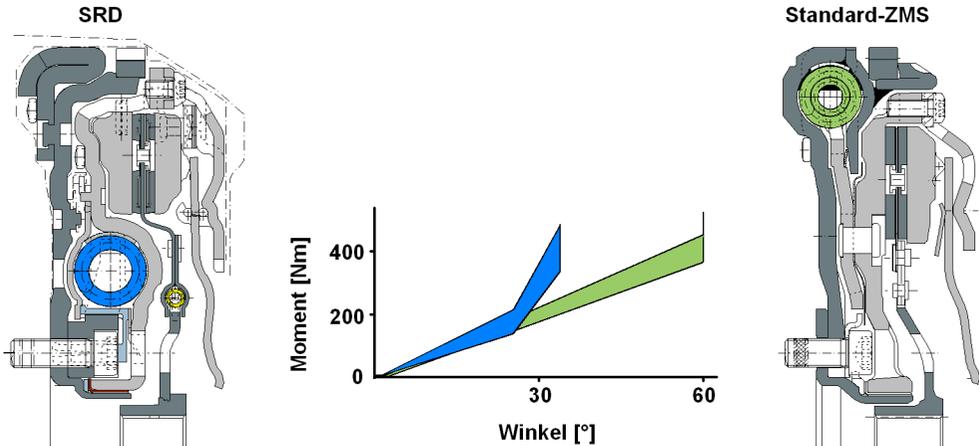


Bild 2: Konstruktions-Vergleich SRD - ZMS

Aber auch bei z. B. 1500 min^{-1} , ein besonders für die Zugisolation interessanter Bereich, kann diese Reibung mit 50 Nm nicht vernachlässigt werden.

Den größten Einfluss hat der Kontaktradius Bogenfeder zu Bogenfederschale. Verlagert man den Dämpfer radial nach innen, wie es z. B. im DFCII [2] oder bei ihrer modernen Variante SRD (Small Radial Damper), Bild 2, realisiert wurde, nimmt die Reibung quadratisch ab. Solche Konzepte lösen weitgehend fliehkräftbedingte Probleme, haben sich aber bisher nicht durchgesetzt, denn es geht dadurch Federkapazität verloren, so dass das abdeckbare Motormoment reduziert ist.

Beim Gewicht der Bogenfedern ist das Optimierungspotenzial nicht hoch, da geringeres Gewicht zwangsläufig weniger federndes Volumen und damit im Allgemeinen einen schlechteren Abkoppelungsgrad bedeutet. Niedrige Gewichte lassen sich am einfachsten über eine höhere Auslegungsspannung erreichen. Das Potenzial hierfür dürfte weitgehend ausgeschöpft sein.

Auch durch den Entfall der Innenfeder lässt sich eine 20%ige Gewichtsreduzierung erreichen. Um das Anschlagsmoment beizubehalten, muss dann die Drahtstärke der Außenfeder soweit erhöht werden, dass im Vergleich zum Bogenfederpaket die Steifigkeit noch hö-

her ausfällt. Die Isolation im Zug aber bleibt gleich, denn das geringere Gewicht führt zu geringerer Reibung, was die höhere Steifigkeit kompensiert. Das lässt sich allerdings nur umsetzen, wenn das Startverhalten des Motors unkritisch ist.

Reibwertreduzierung

Verlockend ist es, die Funktionsverbesserungen über den Weg der Reibungsreduzierung zwischen Bogenfeder und Schale zu erreichen. Zwar fehlt die Reibung dann im Start, das kann aber durch zweistufige Bogenfedern mit ihren sehr günstigen niedrigen Steigungen in der für den Start relevanten ersten Stufe oder aber durch Reibsteuerscheiben kompensiert werden.

Eine Verringerung des Reibwertes kann theoretisch durch eine Änderung jeder der drei Bestandteile des Tribosystems Gleitschale – Fett – Bogenfeder erreicht werden.

Das Verhalten der Gleitschale lässt sich mit Hilfe von Beschichtungen beeinflussen. Versuche mit sehr unterschiedlich beschichteten Gleitschalen zeigten aber, dass mit Beschichtungen z. Zt. keine ausreichende Verschleißfestigkeit zu erzielen ist. Auf eine Darstellung der Ergebnisse wird hier verzichtet.

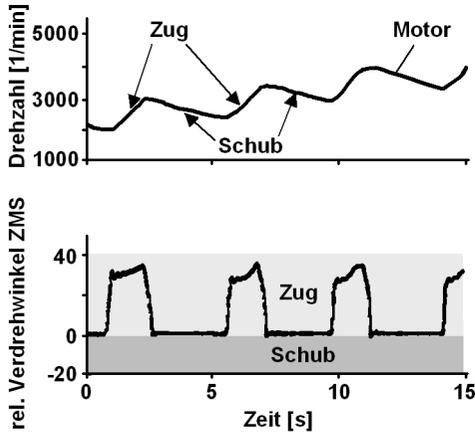


Bild 3: Lastwechsel für Bogenfeder-ZMS 2. Gang

Für das Fett liegt bereits neben dem Standardfett eine reiboptimierte Variante vor. Weitere Verbesserungen erscheinen schwierig. Interessanterweise zeigte sich, dass eine Erhöhung der Fettmenge zu einer Verbesserung des Verhältnisses Haft- zu Gleitreibung führt.

Der Einfluss von Gleitschuhen, die den Reibkontakt von Stahl/Stahl auf Polyamid/Stahl umstellen, soll hier am Beispiel des Problems

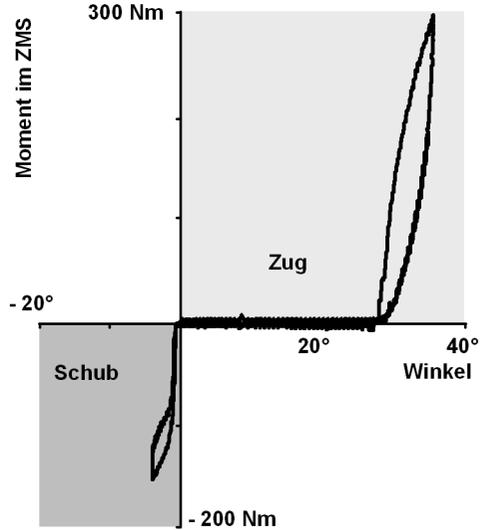


Bild 4: Kennlinie bei 3000 min^{-1} für Bogenfeder - ZMS

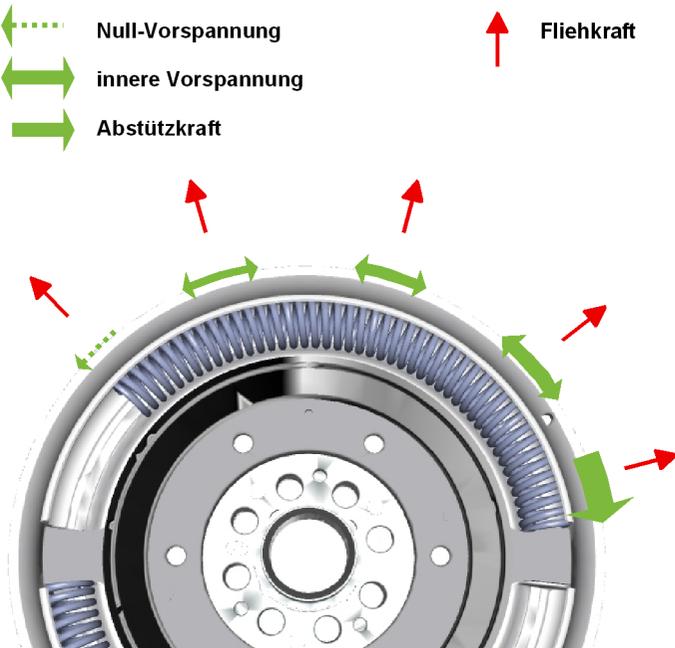
„Schlag beim schubseitigen Lastwechsel“ diskutiert werden. In Bild 3 ist hierzu eine Messung zu sehen.

Bei den abwechselnden Zug- und Schubphasen erkennt man am relativen Verdrehwinkel, dass die Bogenfeder in der Zugphase verstellt wird, in der Schubphase aber auf eine „Wand“ auftrifft. In dem hier gemessenen Fahrzeug war dieses Aufschlagen spürbar und wurde beanstandet.

Um das Verhalten des ZMS besser zu verstehen, wurde das Lastwechselverhalten unter Drehzahl auf dem Prüfstand simuliert (Bild 4). Zur Visualisierung ist außerdem in Bild 5 das schubseitige Auftreffen des Bogenfederflansches und die dabei herrschenden Bogenfedervorspannungen (dicke der Pfeile) gezeigt.

Nach der Zugbelastung auf 300 Nm und der nachfolgenden Entlastung wird die Bogenfeder bei 28° abgelegt und liegt demnach vorgespannt im Kanal. Vor dem Auftreffen auf die „Wand“

Bild 5: Lage und Kräfte der Bogenfeder beim schubseitigen Auftreffen des Flansches



von 120 Nm muss ein Leerweg von 28° durchfahren werden. Während dieses Durchfahrens würde im Fahrzeug der Motor mitsamt primärem Schwungrad Schwung holen und dann auf die „Wand“ aufschlagen.

Die geringe Hysterese im Schubbereich führt zu einem nahezu voll-elastischen Impulsaustausch mit der „Wand“.

Eine deutliche Reduzierung des Reibwertes würde mehrfach helfen: Erstens entsteht ein kleinerer Freiwinkel, so dass der Motor weniger Schwung holen kann. Zweitens ist die Bogenfeder dann nicht so hoch vorgespannt, die „Wand“ wird weniger hoch und damit leichter verschiebbar.

Tatsächlich wurde eine deutliche Verbesserung durch den Einsatz von Gleitschuhen erreicht.

Die Gleitschuhe werden einfach auf die Windungen der Bogenfeder aufgeclippt (Bild 6), wodurch nach wie vor alle Windungen federn können. Wenn die Bogenfeder auf Block geht, bleibt außen zwischen den Windungen noch genug Platz, sodass Impaktbelastungen nicht direkt über den Schuh geleitet werden.



Bild 6: Bogenfeder mit Kunststoffgleitschuhen

Die hierdurch erzielte Verbesserung des Lastwechselverhaltens ist erstaunlich (Bild 7). Jetzt kann die Vorspannung beim Übergang in den Schub überwunden und die Bogenfeder noch annähernd 10° weiter verstell werden.

Das spiegelt sich auch in der auf dem Prüfstand gemessenen Kennlinie wider (Bild 8). Die Bogenfeder entspannt sich bis auf 12° (weniger „Schwung“), die „Wand“ ist deutlich reduziert (einfacher zu verschieben) und die Hysterese hoch (gute Dämpfung des Aufschlages).

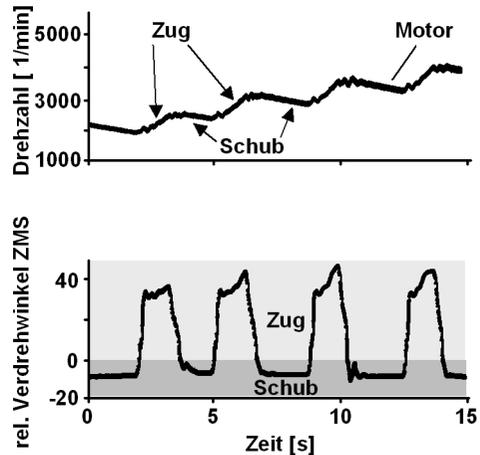


Bild 7: Lastwechsel für Gleitschuh-ZMS im 2. Gang

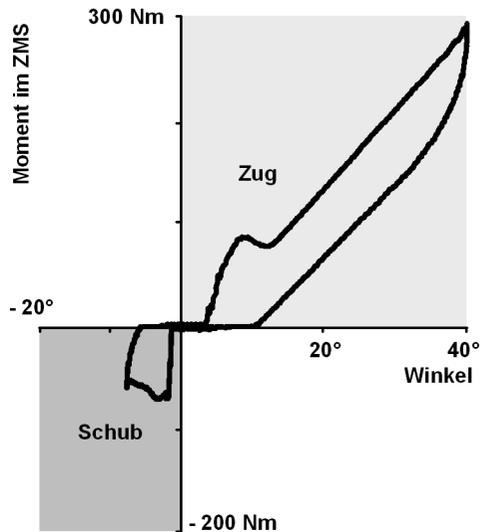


Bild 8: Kennlinie bei 3000 min⁻¹ für Gleitschuh-ZMS

Trotz spürbarer Verbesserungen im Lastwechsel gab es leider keine deutliche Verbesserung der Zugisolation (Bild 9).

Auch bei Messungen der Teilschleifen, die den Zug abbilden, konnte eine Reibungsreduzierung nicht beobachtet werden (Bild 10).

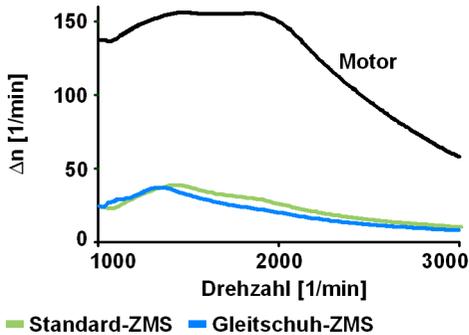


Bild 9: Gleitschuh - ZMS, gemessene Zugisolation

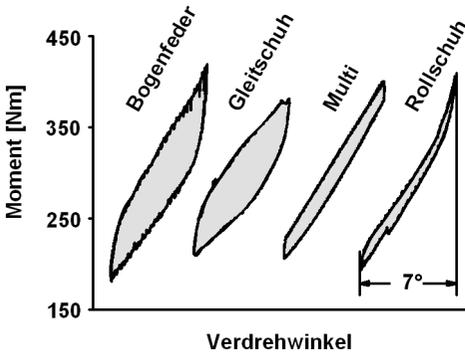


Bild 10: Teilschleifenvergleich bei 1000 min⁻¹

Die Gründe für dieses unerwartete Verhalten sind noch nicht ganz verstanden: Es spielt wohl nicht nur die Höhe des Reibwertes, sondern auch das Verhältnis Haft/Gleitreibung eine wesentliche Rolle.

Suche nach verbesserter Zugisolation

Die Hauptfunktion des ZMS ist, wie bereits erwähnt, die möglichst gute Abkoppelung des Getriebes. Um die immer höher werdenden Motormomente bei gleichem Bauraum abzudecken, müssen die Kennlinien steiler werden. Das führt natürlich zu einer Verschlech-

terung der Zugisolation. Da höhere Motormomente außerdem mit höheren Ungleichförmigkeiten einhergehen, müsste der Dämpfer sogar noch mehr leisten, um die Ungleichförmigkeit und damit das Geräuschniveau im Getriebe gering zu halten.

Diese Thematik wurde immer wieder aufgegriffen. Bereits 1990 [1] wurde dargelegt, wie ein reibungsfreier Innendämpfer die Zugisolation verbessern kann. Solche ZMS sind seit vielen Jahren bei verschiedenen Fahrzeugherstellern in Serie. Im Folgenden wird eine Konstruktion vorgestellt, die eine möglichst niedrige Federrate erlaubt.

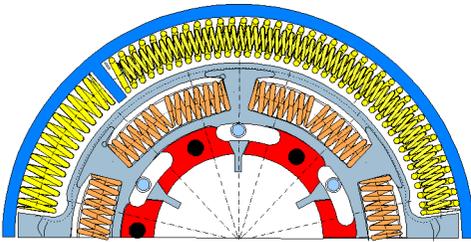
Das Multi – ZMS

Das Multi - ZMS weist einen solchen neuartigen Innendämpfer auf (Bild 11).

Jeweils zwei Druckfedern liegen hintereinander und sind in Reihe geschaltet. Dazwischen liegen die Nasen eines speziellen umlaufenden Rings, der außerdem die Aufgabe hat, die unvermeidlichen Fliehkräfte reibungsfrei aufzunehmen.

Im Schnitt unterscheidet sich dieser Dämpfer wenig von einem herkömmlichen Innendämpfer und braucht ähnlich viel Platz (Bild 12). Er bietet einen beachtlichen Verdrehwinkel von 18° bei einem Anschlagmoment von 400 Nm. Hierdurch kann eine deutliche Verbesserung der Zugisolation erreicht werden (Bild 13).

Da dieser Innendämpfer während der Startphase einen nicht unerheblichen Teil der Arbeit dem außenliegenden Bogenfederdämpfer abnimmt, darf letzterer auch für kritische 4 Zylinder Diesel Anwendungen steiler ausgelegt werden. Das erlaubt eine neue Bogenfederanordnung: Die sogenannte Viererteilung. Die normale Bogenfeder wird hierbei geteilt und der Flansch zwischen den beiden Bogenfederteilen statt über den Anschlag angeordnet (Bild 11). Die eine Bogenfeder ist jetzt nur noch im Zug, die andere nur im Schub aktiv.



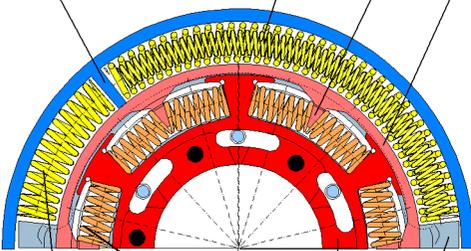
Außendämpfer:

- keine vorgespannte Bogenfeder
- $M_{\text{Anschlag}} < M_{\text{Motor}}$

Innendämpfer:

- reibungsfrei
- Serienschaltung 2er Druckfedern
- $M_{\text{Anschlag}} < M_{\text{Motor}}$

Bogenfederanschlag Zugfeder Nasen Ring



Seitenbleche für Innendämpfer mit Flanschklappen für Außendämpfer

Seitenbleche für Innendämpfer mit Flanschklappen für Außendämpfer

Bild 11: Multi - ZMS, oben mit geschlossenem, unten mit geöffnetem Innendämpfer

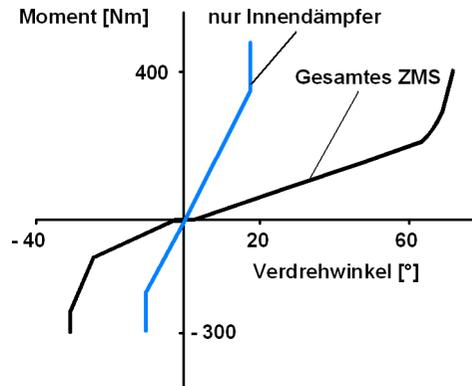
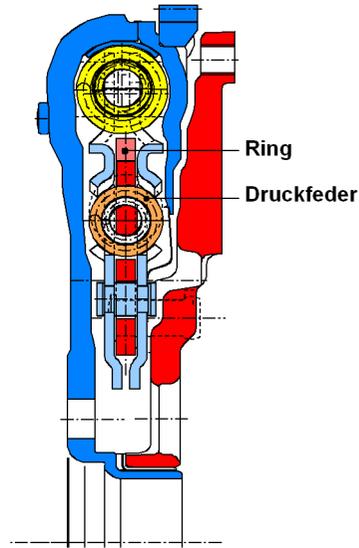


Bild 12: Multi - ZMS, Schnitt und Kennlinie

Damit kann der Flansch nicht mehr auf eine vorgespannte Bogenfeder stoßen, das schubseitige Anschlagen beim Lastwechsel gibt es nicht mehr, und die Isolation im Schubbetrieb ist exzellent.

Da im Zug bei der normalen Bogenfederanordnung nur ein Teil federt, ist die Zugisolation bei der Viererteilung kaum beeinträchtigt. Durch unterschiedliche Auslegung der im Zug und der im Schub betätigten Bogenfedern entsteht weiteres Optimierungspotenzial.

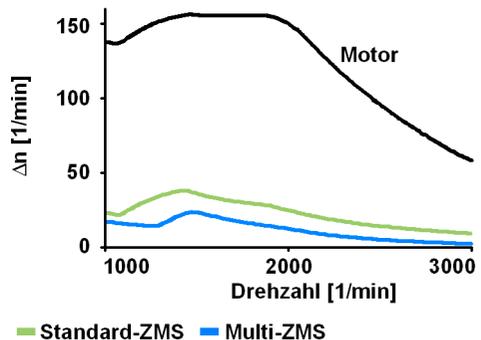


Bild 13: Multi - ZMS (Simulation der Zugisolation)

ZMS mit Fliehkraftpendel

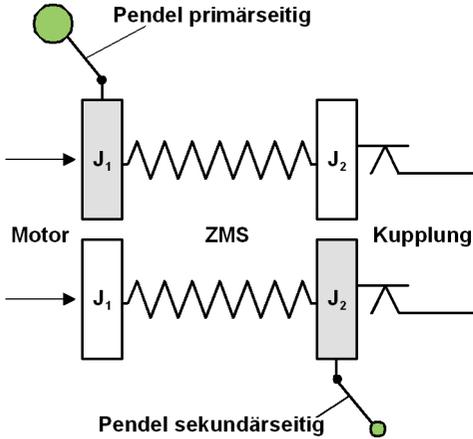


Bild 14: Kombinationsmöglichkeiten ZMS mit Fliehkraftpendel

Immer wieder ist versucht worden, ein Fliehkraftpendel als Tilger einzusetzen [4]. Theoretisch kann damit die Haupterregende, für 4-Zylinder die 2. Ordnung, eliminiert werden. Intensive Analysen zeigten aber, dass sich in

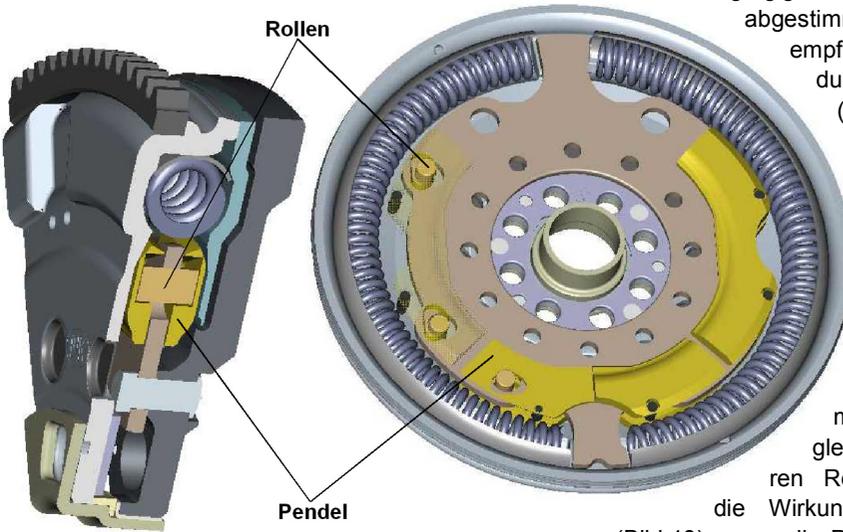


Bild 15: ZMS mit sekundärseitigem Fliehkraftpendel

der Kupplungsglocke im vorhandenen Bauraum kaum solche Pendel unterbringen lassen. Wie wäre es aber mit einer Kombination mit dem ZMS? Zwei Bauarten sind denkbar (Bild 14). Bei der primärseitigen Anordnung wirkt das Fliehkraftpendel auch für den Nebenantrieb, dafür sind relativ große Massen nötig (3-5 kg).

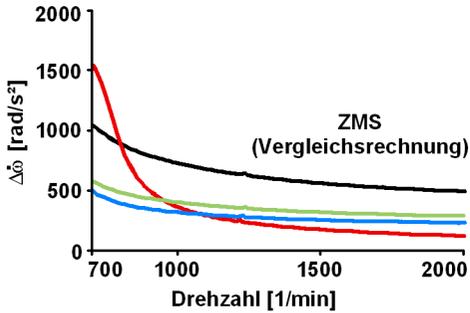
Diese Lösung wird in einer Entwicklungskooperation zwischen LuK und Vibracoustic untersucht. Hierüber wird später berichtet werden.

Bei der sekundärseitigen Anordnung wirkt das Fliehkraftpendel nicht für die Nebenabtriebe, dafür aber können die Massen auf rund 1 kg reduziert werden. Der zusätzliche Platzbedarf entspricht einem herkömmlichen Innendämpfer. Durch die Anordnung innerhalb des ZMS - Fettraumes kann die nötige Schmierung durch das ZMS - Fett sozusagen kostenlos übernommen werden (Bild 15).

Um die großen Pendelwinkel unterhalb der Leerlaufdrehzahl beherrschbar zu machen, wird das Fliehkraftpendel frequenzmäßig geringfügig oberhalb der Hauptordnung abgestimmt. Auch die Toleranzempfindlichkeit wird hierdurch deutlich geringer (Bild 16)

Der Zugisolationsgewinn leidet zwar geringfügig darunter, aber eine Verbesserung von 20% wurde immerhin erreicht (Bild 17).

Bei einem 4-Zylinder mit seiner größeren Ungleichförmigkeit und höheren Resonanzdrehzahl wird die Wirkung geringer ausfallen (Bild 18), wenn die Pendelmass nicht entsprechend erhöht werden kann. Es bleibt abzuwarten, ob und für welche Anwendungen sich ZMS mit Fliehkraftpendel durchsetzen können.



Eigenfrequenz abgestimmt auf:

— 3. Ordnung — 3,1. Ordnung — 3,2. Ordnung

Bild 16: Zugisolation für sekundärseitiges Fliehkraftpendel (6-Zylinder)

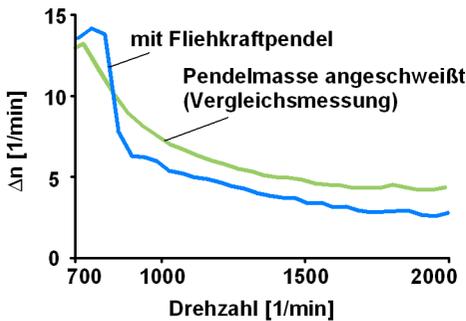
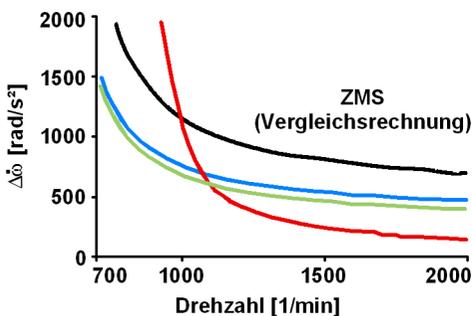


Bild 17: Gemessene Zugisolation für sekundärseitiges Fliehkraftpendel (6-Zylinder)



Eigenfrequenz abgestimmt auf:

— 2. Ordnung — 2,2. Ordnung — 2,5. Ordnung

Bild 18: Zugisolation für sekundärseitiges Fliehkraftpendel (4-Zylinder)

Das Rollschuh - ZMS

Aber auch zum Gleitschuh – ZMS gibt es noch innovative Möglichkeiten, die Zugisolation zu verbessern: Das sogenannte Rollschuh – ZMS. Kern der Idee ist es, die Reibung zum primären Schwungrad durch den Einsatz eines Nadellagers in den Schuhen zu eliminieren.

Die Konstruktion geht aus Bild 19 hervor. Während der äußere Gleitschuh den herkömmlichen Reibkontakt zum primären Schwungrad herstellt, ist der innere Gleitschuh über das Nadellager, das auf gehärteten Blechstreifen läuft, abgekoppelt. Da ein solches Linearlager nur für einen beschränkten Winkel von wenigen Grad ausgelegt werden kann, übernimmt der äußere Gleitschuh größere Winkelbewegungen. Es findet damit eine Funktionstrennung statt zwischen der Beanspruchung im Zug, der durch kleine Winkelbewegungen gekennzeichnet ist und in dem Reibung unerwünscht ist, und dem Start, der durch große Winkelbewegungen gekennzeichnet ist und bei dem hohe Reibung erwünscht ist.

Zwar ist der Bauraum für die Bogenfeder etwas reduziert, was aber bei weitem durch das reibungsreduzierende Nadellager ausgeglichen wird. Der Winkel, in dem das Nadellager wirkt, beträgt zum Beispiel $\pm 3,5^\circ$, so dass damit für 4-Zylinder Diesel der Zugbereich ab rund 1500 min^{-1} vollständig abgedeckt werden kann. Ein Isolationsgewinn von 40% kann mit diesem Prinzip erreicht werden (Bild 20). Unterhalb von 1500 min^{-1} , wo die Schwingwinkel über jenen $\pm 3,5^\circ$ liegen, wirken die Rollen nur teilweise, und deshalb ist die Isolationsverbesserung auch nur noch teilweise vorhanden. Der benötigte Bauraum reduziert natürlich den Durchmesser der Bogenfeder etwas. Die für den Start wichtige mittlere Federrate erhöht sich aber lediglich um rund 10%.

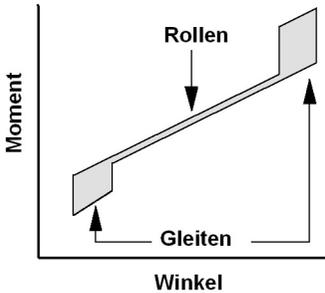
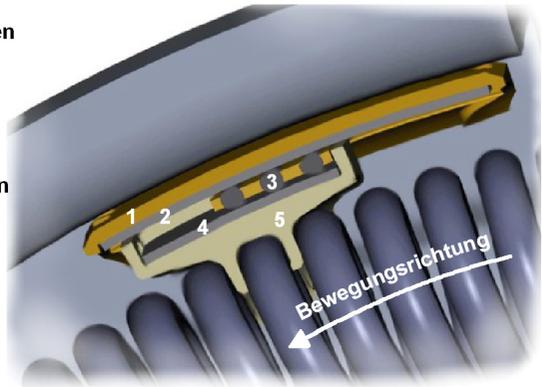
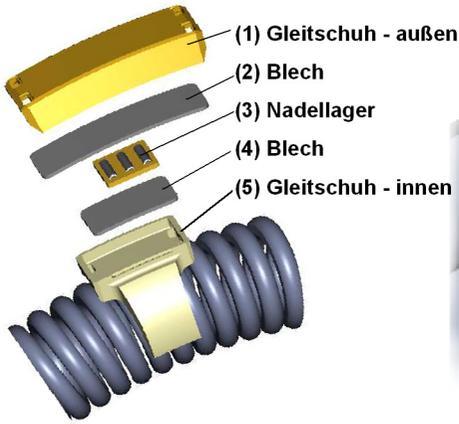


Bild 19: Rollschuh - ZMS

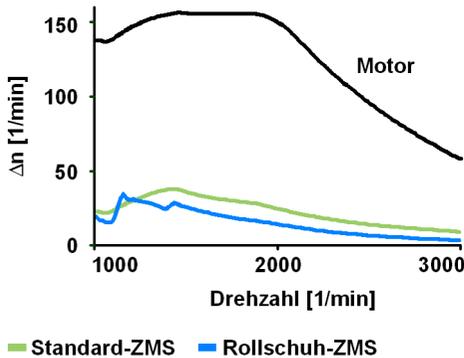


Bild 20: Getriebeisolationsgewinn durch Rollschuh – ZMS (Simulation)

Zusammenfassung

ZMS – Nichts Neues? Diese Frage lässt sich klar beantworten. Auch 16 Jahre nach Einführung des ZMS lassen sich noch weitere wesentliche Verbesserungen erreichen. Damit wird das ZMS auch in Zukunft in der Lage sein, den gestiegenen Kundenforderungen gerecht zu werden, auch bei höheren Motor-momenten.

Zusammen mit den Fahrzeugherstellern können damit für den jeweiligen Anwendungsfall passende Lösungen entwickelt werden.

Literatur

- [1] Schnurr, M.: Entwicklungen zum Superweitwinkel - ZMS, 4. LuK Kolloquium 1990.
- [2] Dr.-Ing. Albers, A.: Fortschritte beim ZMS – Geräuschkomfort für moderne Kraftfahrzeuge, 5. LuK Kolloquium 1994.
- [3] Dr.-Ing. Reik, W.: Das Zweimassenschwungrad, 6. LuK Kolloquium 1998.
- [4] Wilson, W. K.: Practical Solution of Torsional Problems, Volume 4, Chapman & Hall Ltd, London 1968.