

VORWORT

Das 5. LuK Kolloquium bezeichnet einen Wendepunkt in dem Bemühen, dem Kunden und der Fachwelt nach einem Zeitabschnitt von vier Jahren die Erfahrungen und Erkenntnisse unserer Entwicklung im Zusammenhang vorzustellen.

Zum ersten Mal haben wir über den Kupplungsbereich hinaus der Automatisierung des Getriebes unsere Aufmerksamkeit geschenkt und sind so den neuen Tätigkeitsfeldern der LuK gefolgt.

Gemeinsam mit den Automobilherstellern wollen wir neue Impulse wecken, um die Branche in der gegenwärtigen "Flaute" mit neuen Ideen wieder flottzumachen.



Ernst H. Kohlhage

Inhaltsverzeichnis

Fortschritte beim ZMS	
- Geräuschkomfort für moderne Fahrzeuge	5 - 41
Die selbsteinstellende Kupplung	43 - 63
Der mechanische Zentralausrücker für SAC, eine Alternative ?	65 - 87
Automatisierte Kupplung	
- Das neue LuK-EKM	89 -111
Wandlerüberbrückungssysteme	113 -144
Vergleich von Getriebesystemen	145 -173

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.

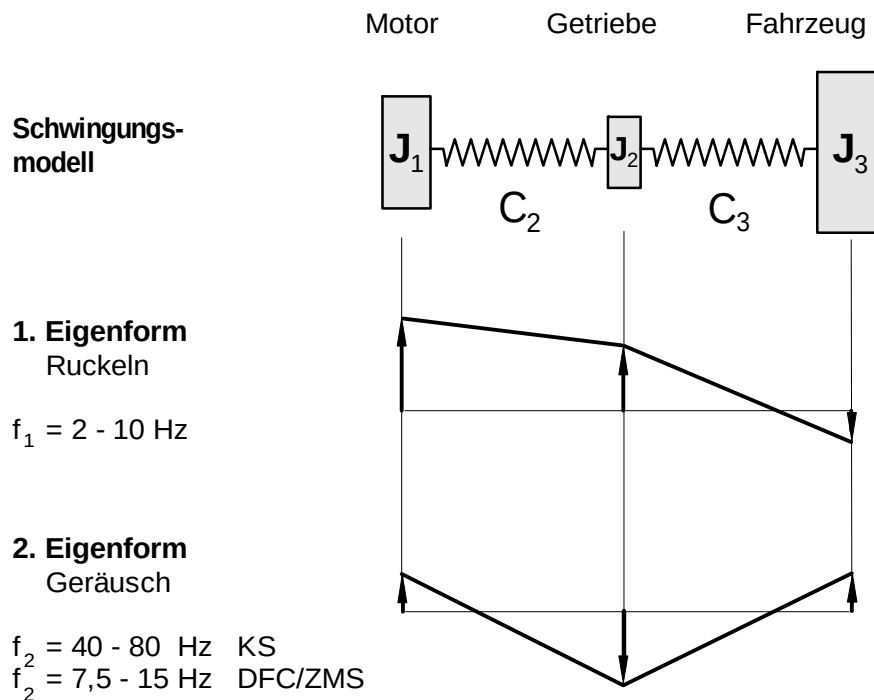
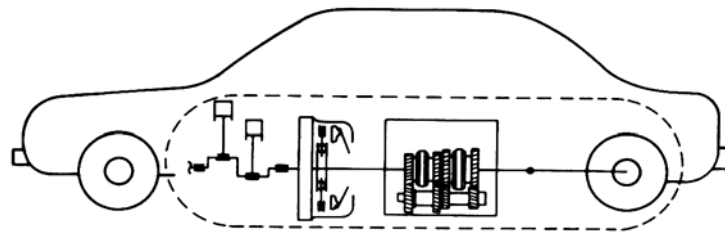


Bild 1: Fahrzeugantriebsstrang mit Eigenformen

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.

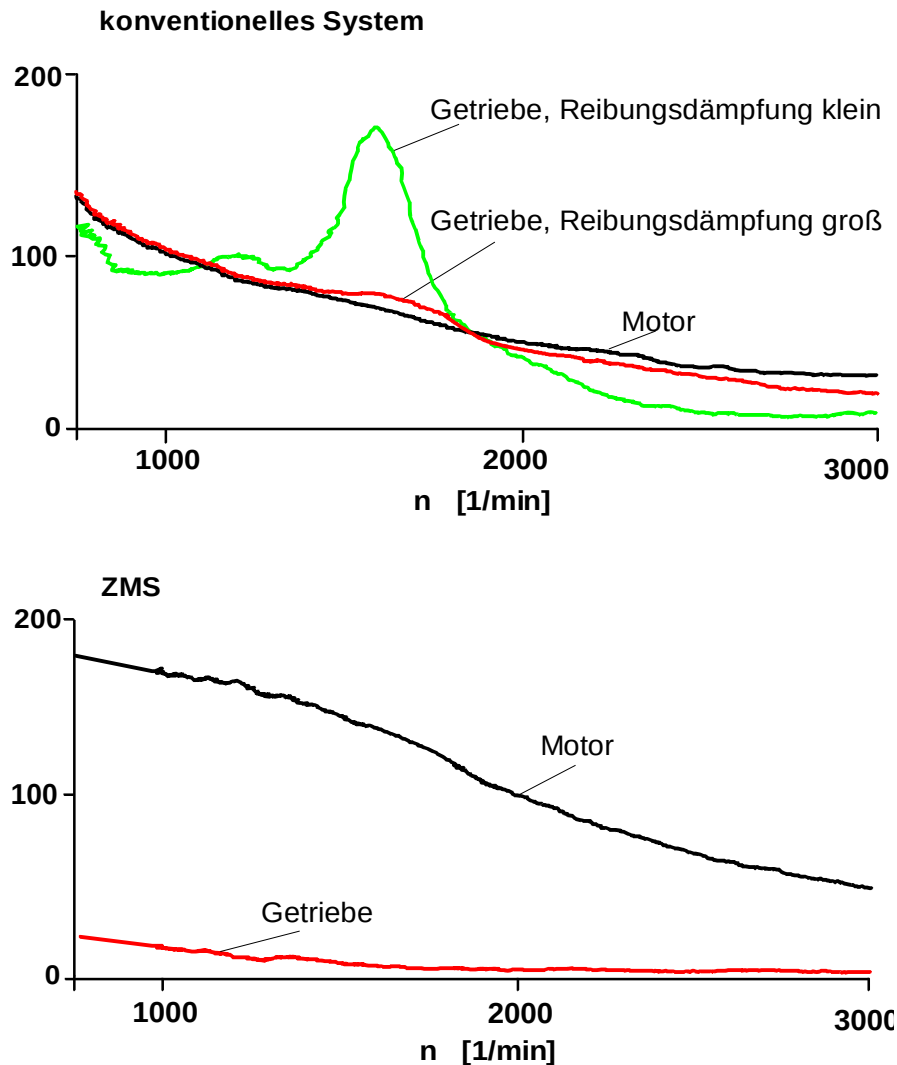


Bild 2: Torsionsschwingungsisolierung von konventioneller Kupplungsscheibe und ZMS

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 Drehschwingungen 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 Schwingungsisolations der vom Motor erregten Drehschwingungen vor.

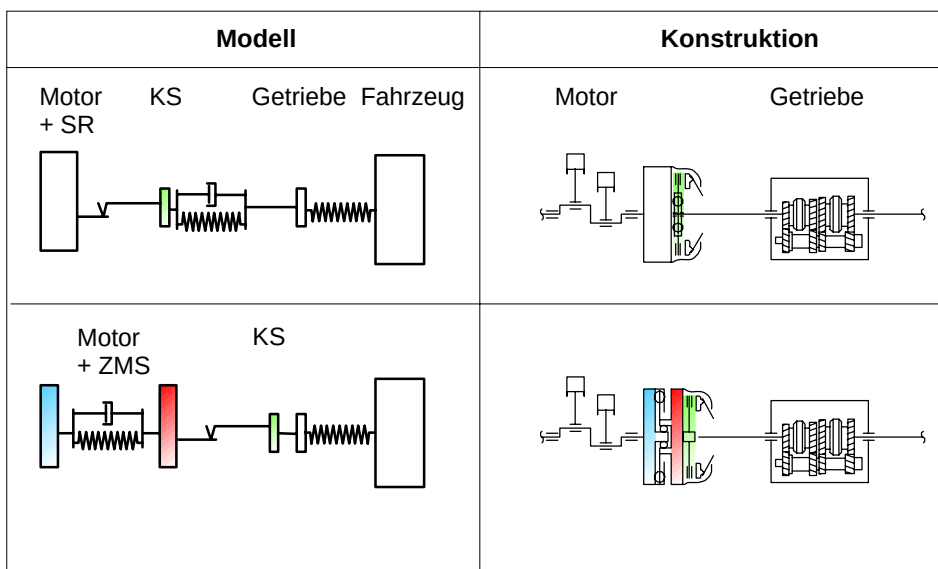


Bild 3: Das Prinzip des Zweimassenschwungrades

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.

Zylinderanzahl	Motorbauart	
	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

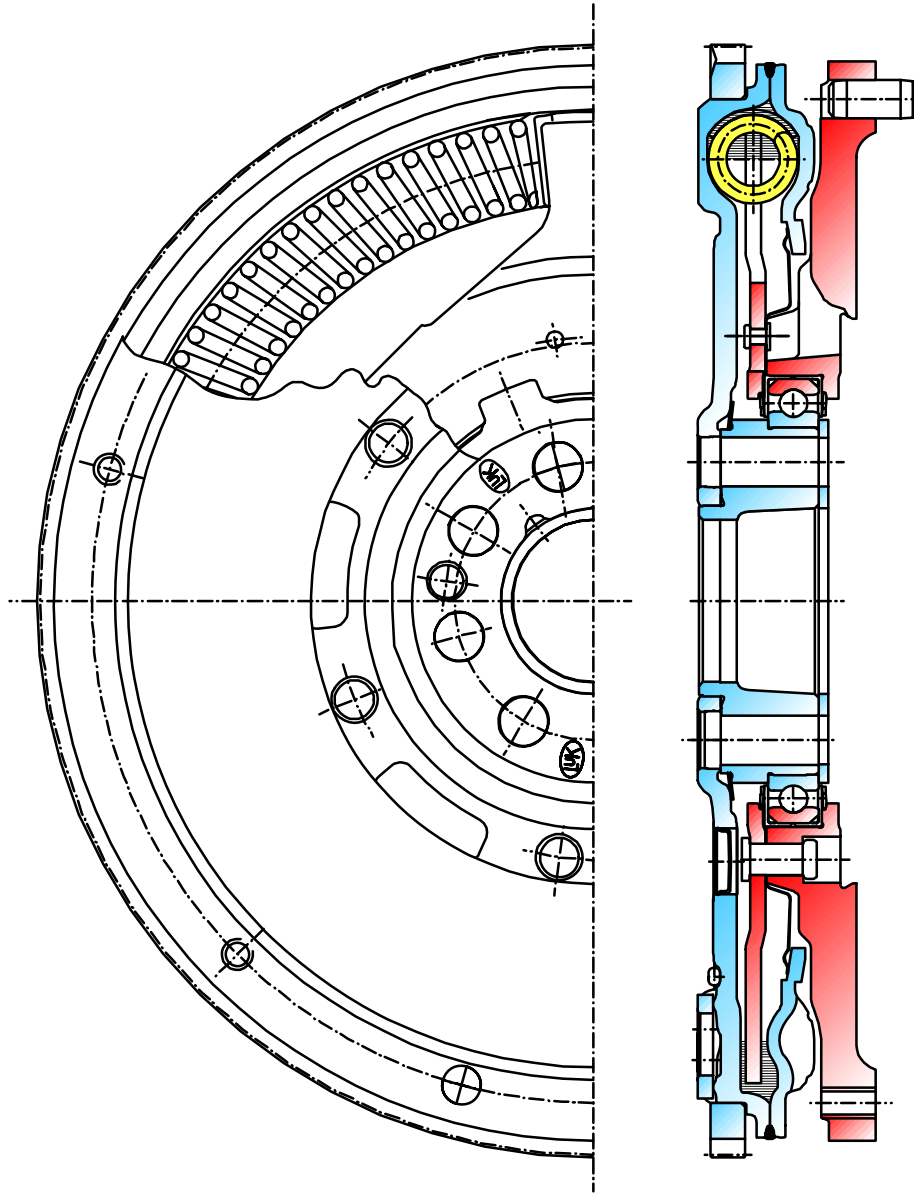


Bild 4: Zweimassenschwungrad

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

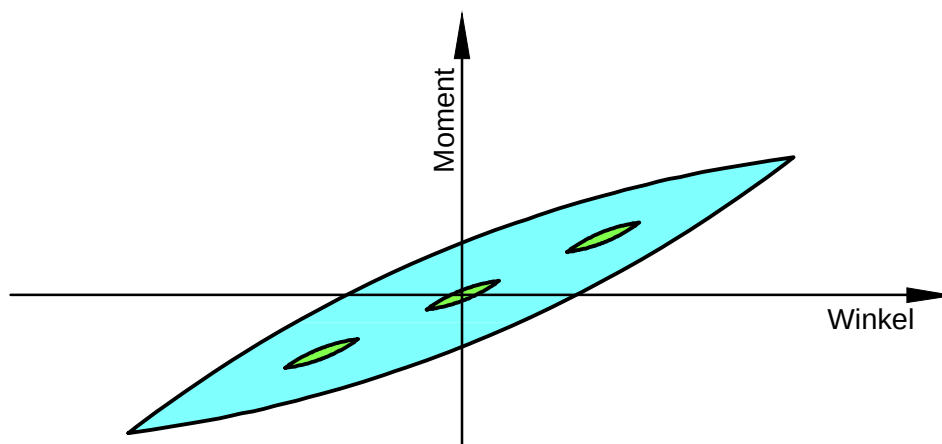
Die **Federrate und Dämpfungscharakteristik** bestimmen entscheidend das Betriebsverhalten eines ZMS. Darauf soll näher eingegangen werden.

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.



Betriebszustände	Problem	Frequenz	Winkel	TD-Anforderung	
				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 $\pm 2^\circ$. 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 großen Schwingwinkeln. Die Forderungen für den 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 überlagert wird. Damit kann der freien Eigenschwingung des 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 Erreichung 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 Stützschaalen 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.

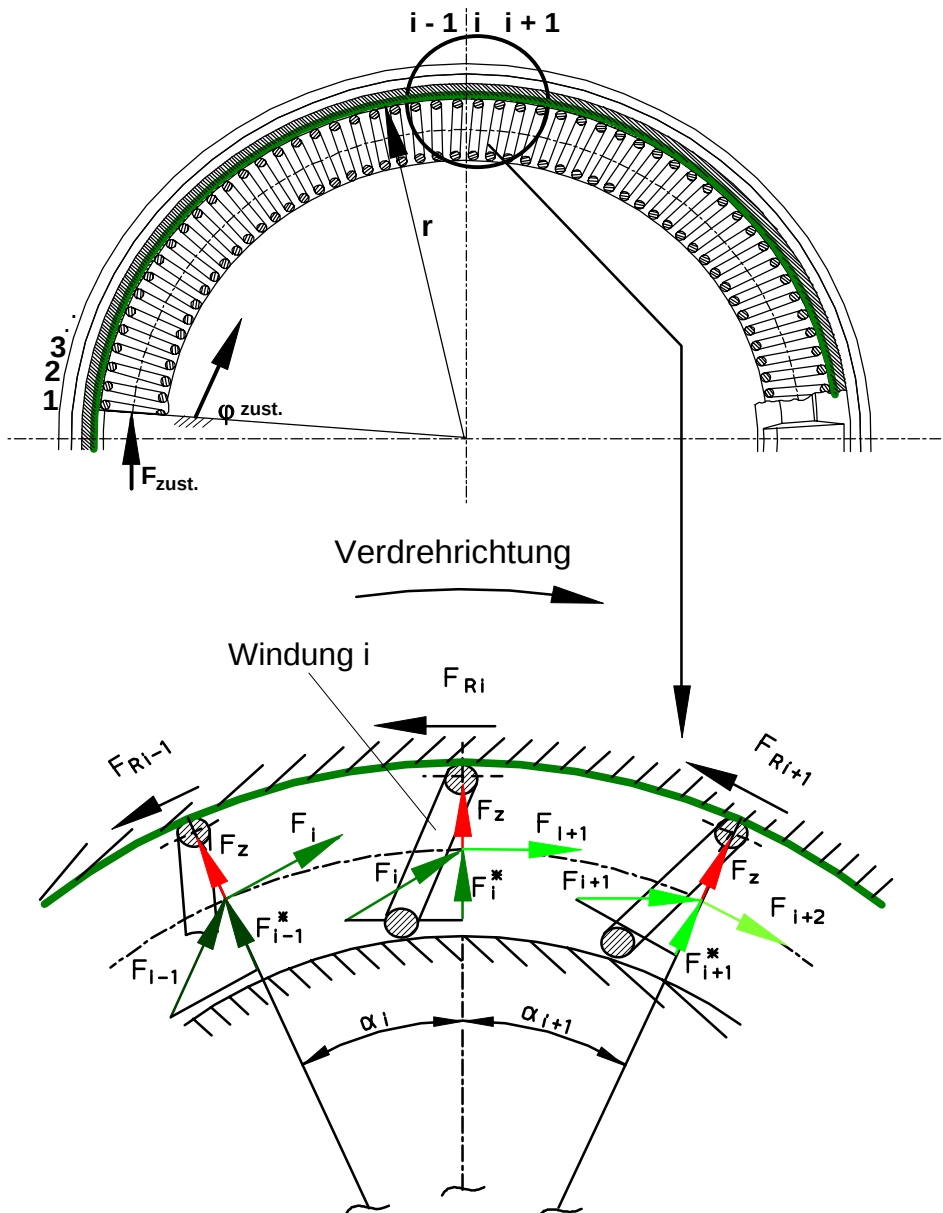


Bild 6: Bogenfeder

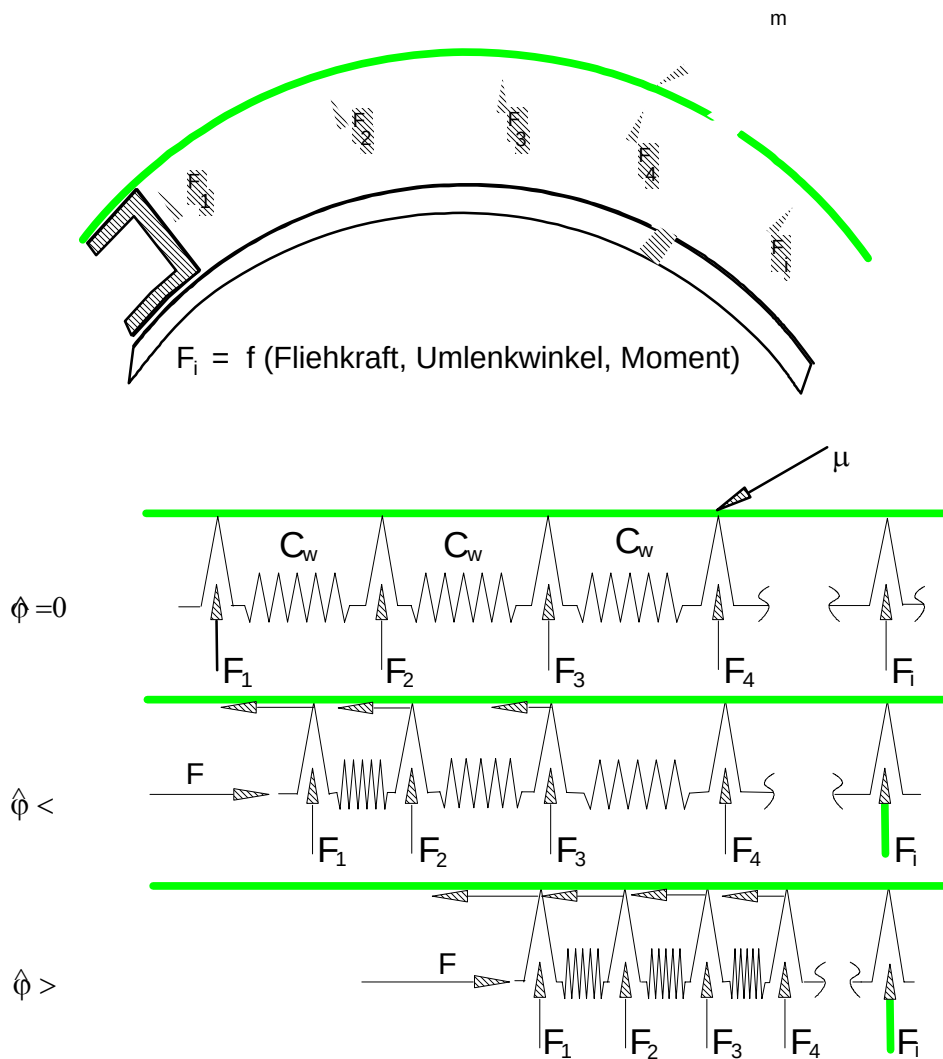


Bild 7: Wirkungsweise Bogenfederdämpfer

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_j . 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_{Fj} sowie den Reibkräften F_{Rj} 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 noch einmal 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.

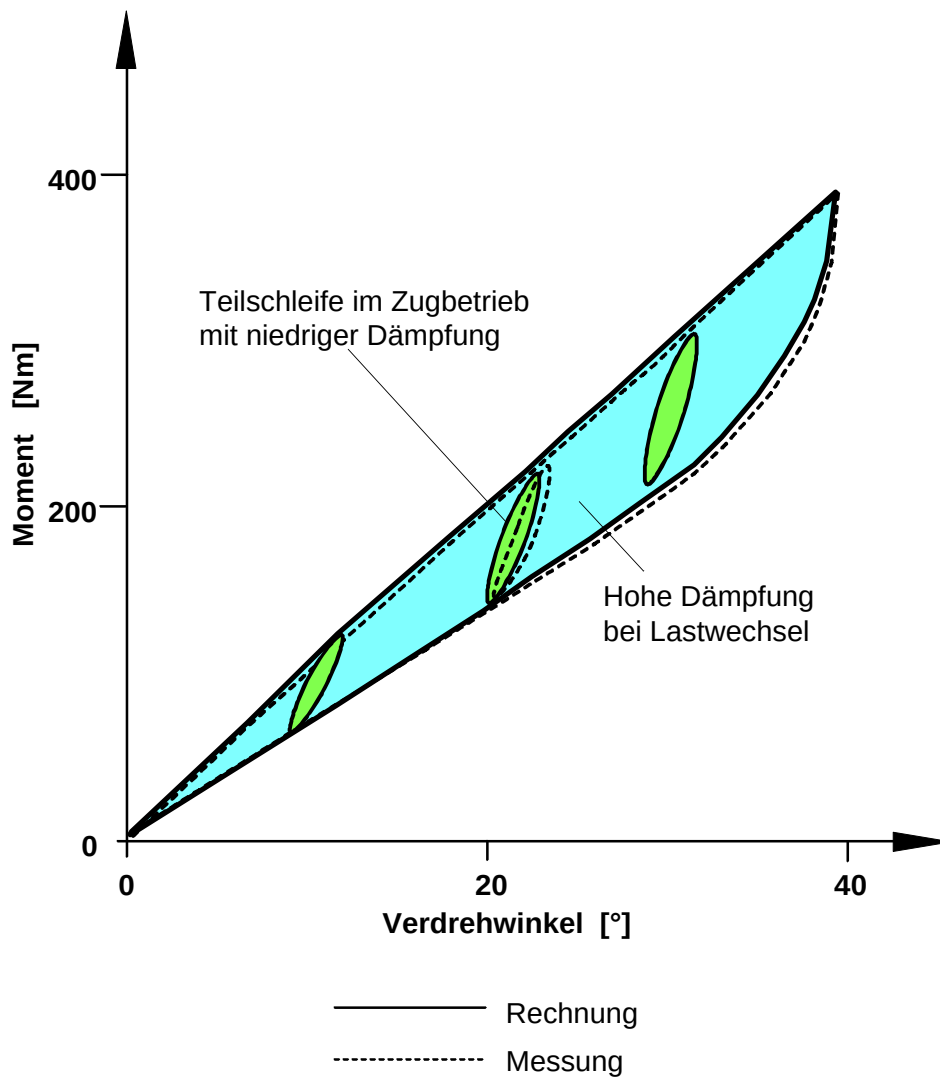


Bild 8: Kennlinie eines Bogenfederdämpfers

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 l Diesel - tatsächlich vorkommenden Betriebspunkte.

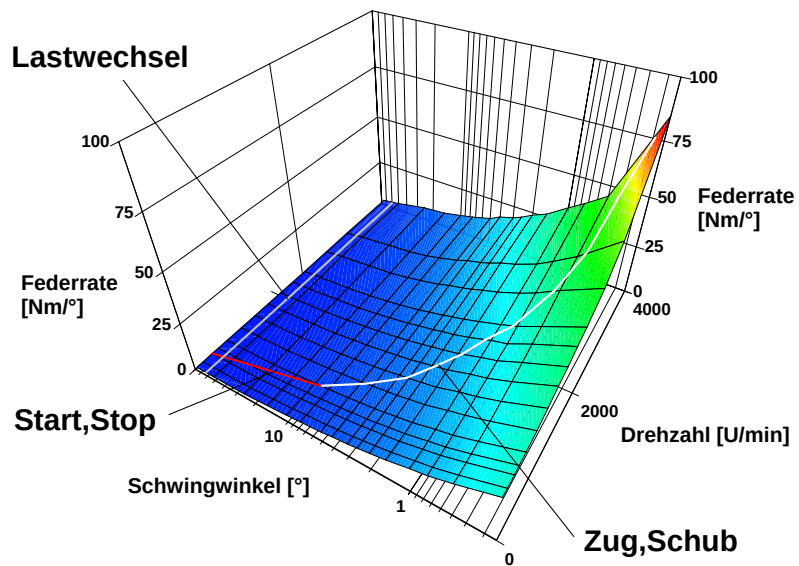


Bild 9: Federrate des Bogenfederdämpfers als Funktion von Motordrehzahl und Schwingwinkel

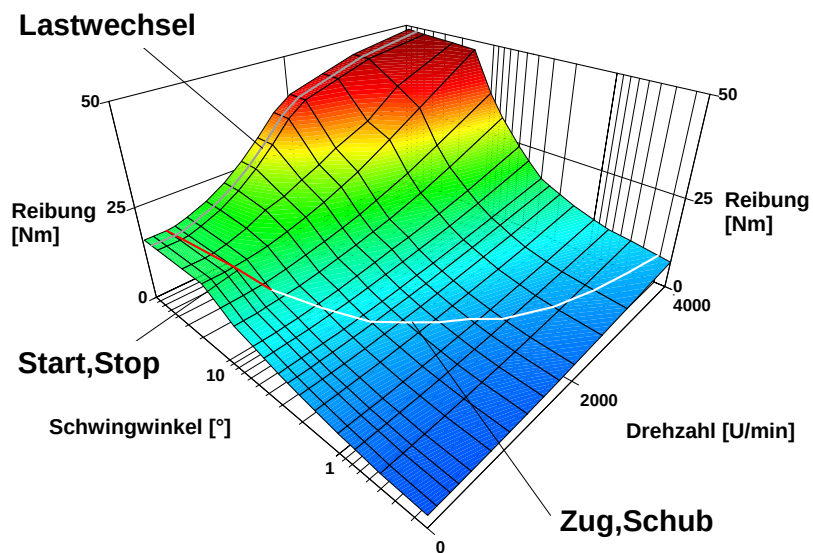


Bild 10: Reibungsdämpfung als Funktion von Motordrehzahl und Schwingwinkel

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 der Vergrößerungsfunktion 1 ist entspricht einer vollständigen Übertragung der Motorungleichförmigkeit an den Getriebeeingang, also dem sogenannten "starren Verhalten".

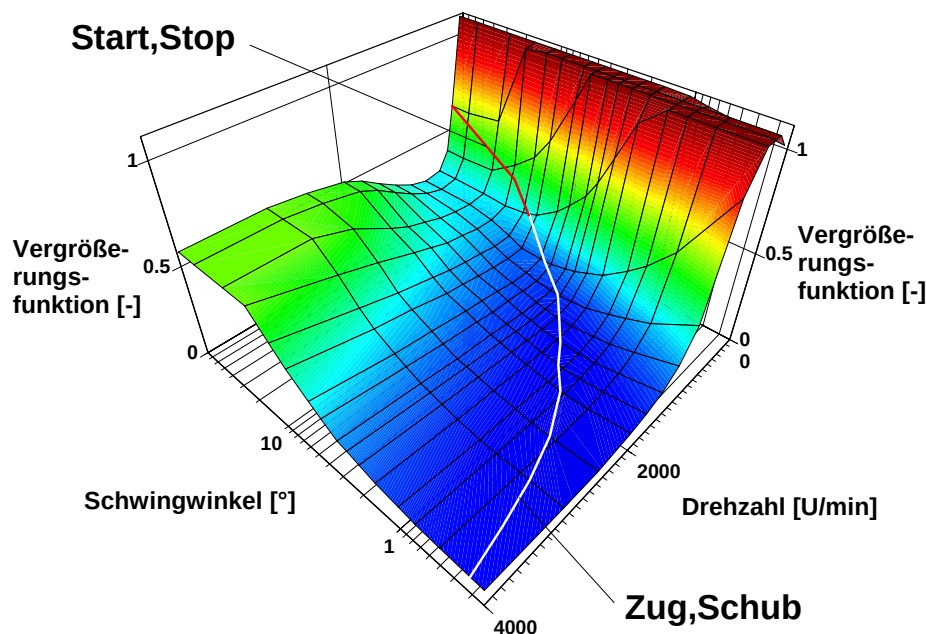


Bild 11: Vergrößerungsfunktion des Bogenfederdämpfers

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 Schwingungsisolierung 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.

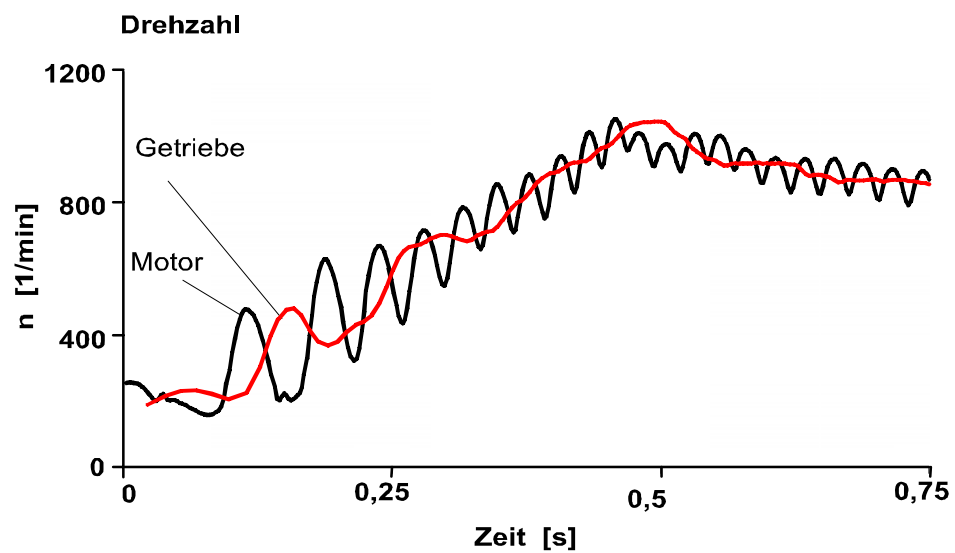
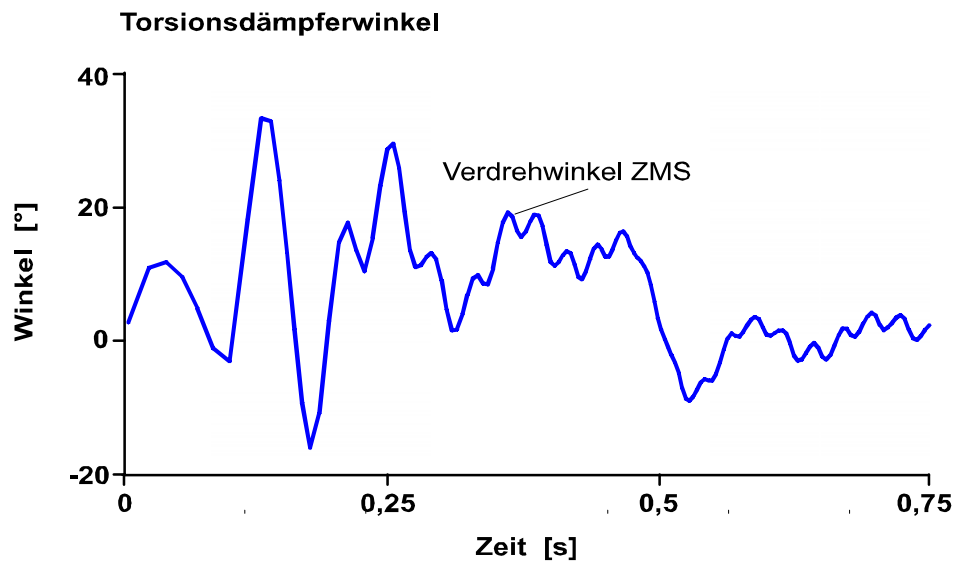


Bild 12: Betriebsverhalten Bogenfederdämpfer beim Start

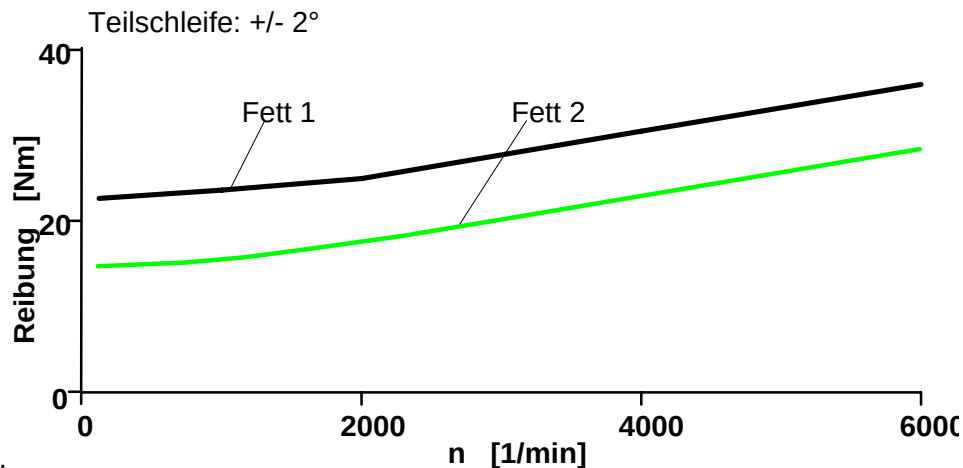


Bild 13: Einfluß Schmierstoff auf Dämpfungscharakteristik

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 Bogenfederdämpfer 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.

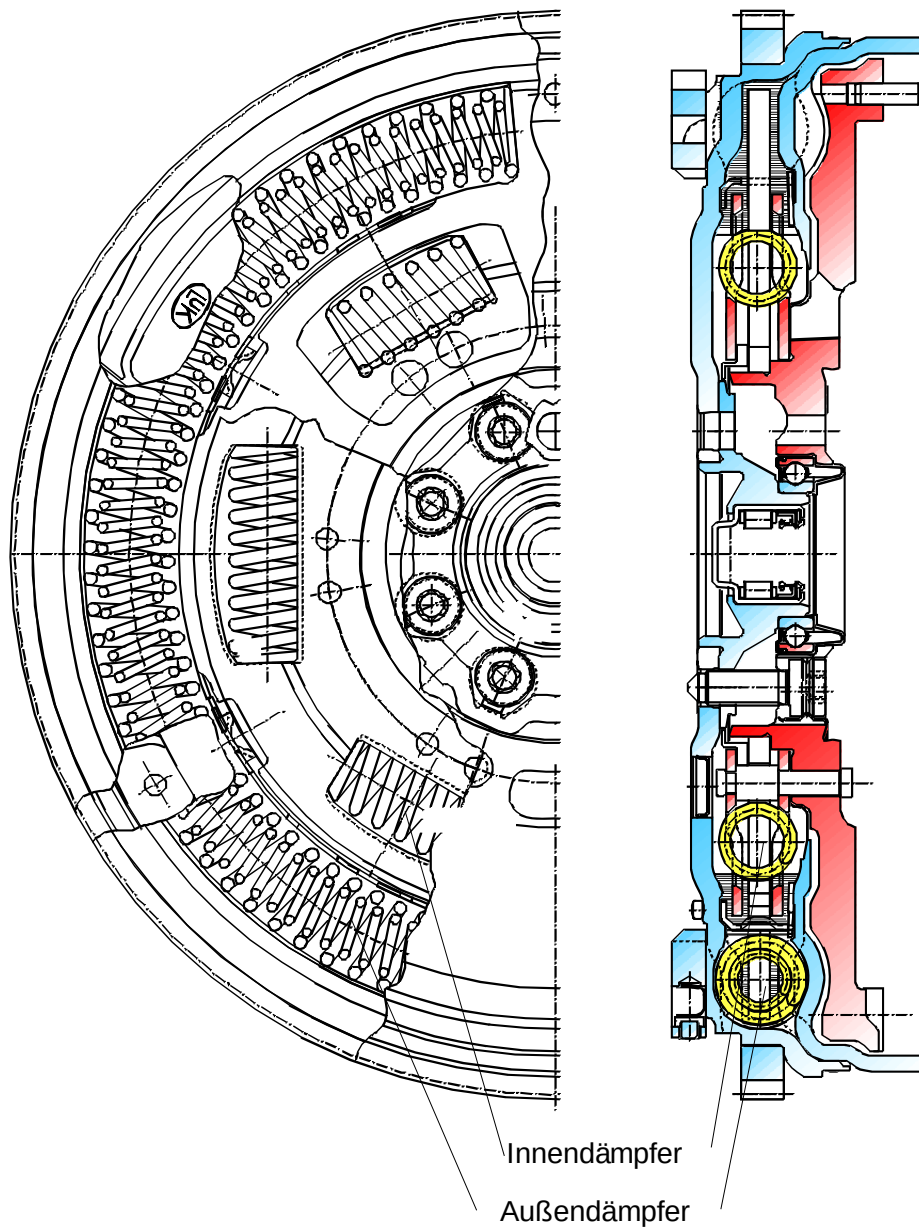


Bild 14: ZMS mit entkoppeltem Innendämpfer

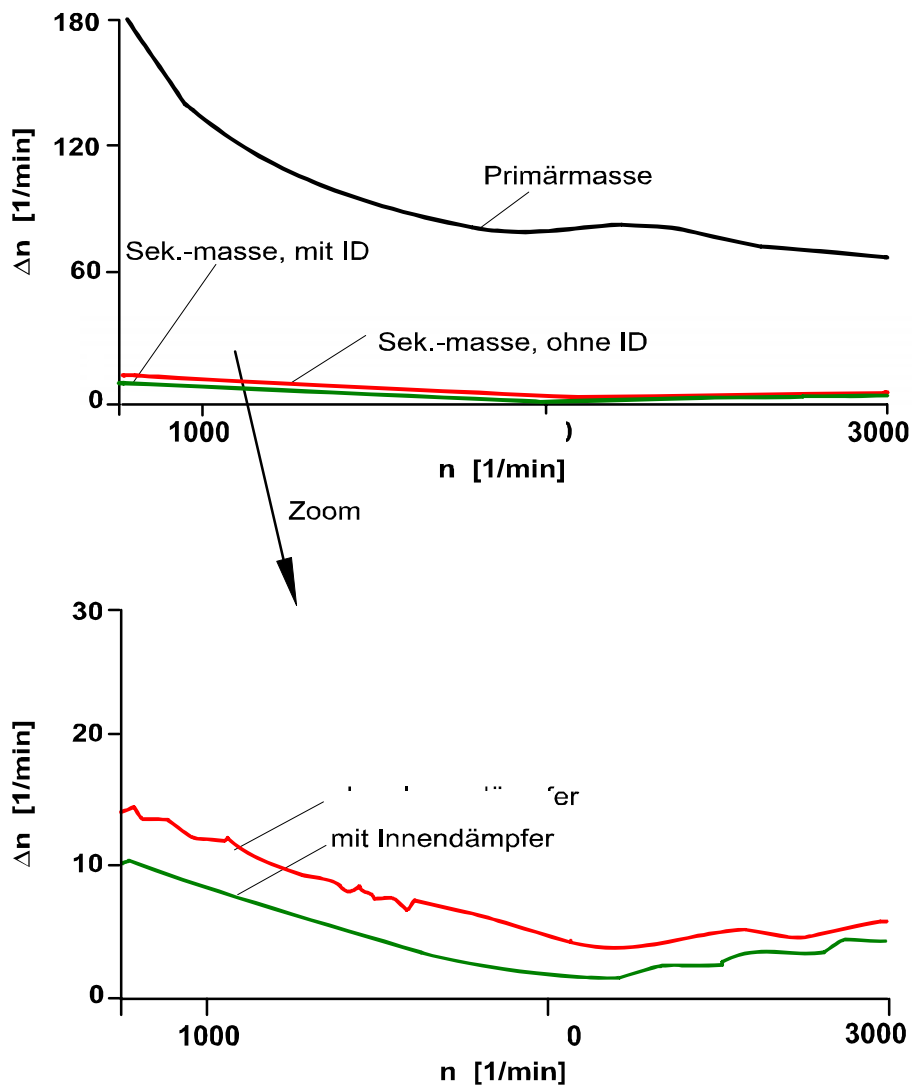


Bild 15: Ungleichförmigkeit von Motor und Getriebedrehzahl bei ZMS ohne und mit entkoppeltem Innendämpfer (ID)

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.

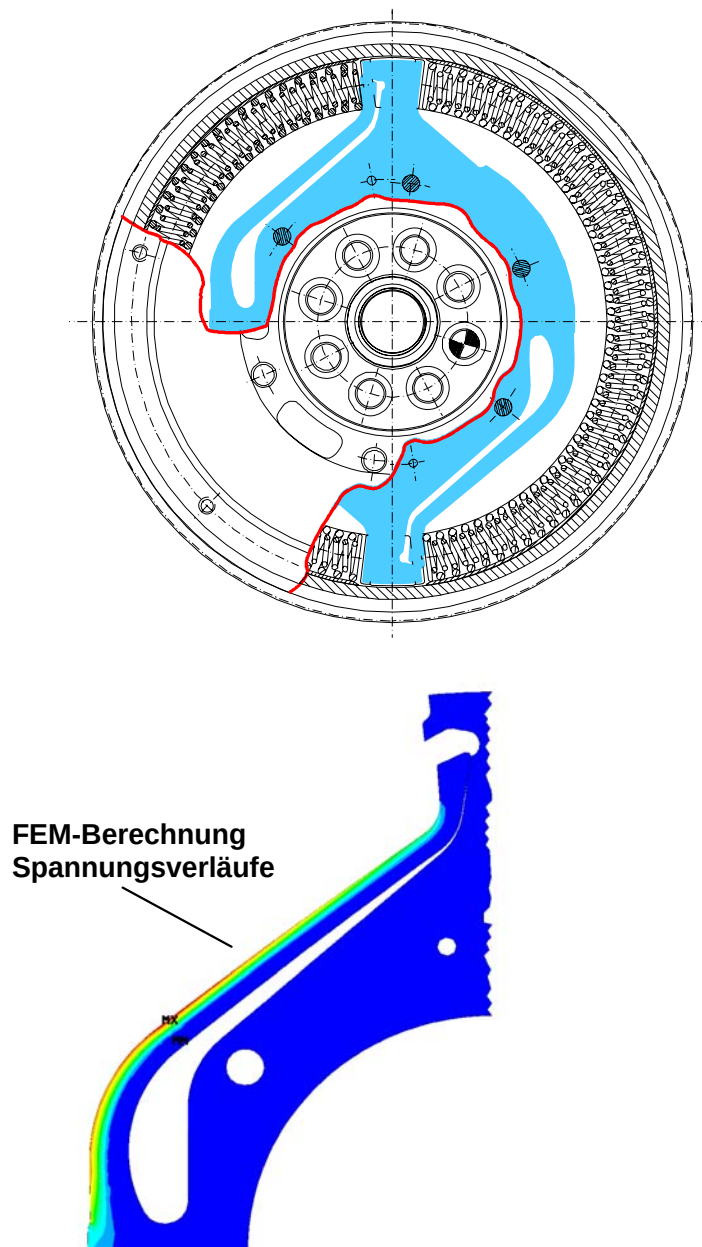


Bild 16: ZMS mit Flanschfeder

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 Schubtrieb 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.

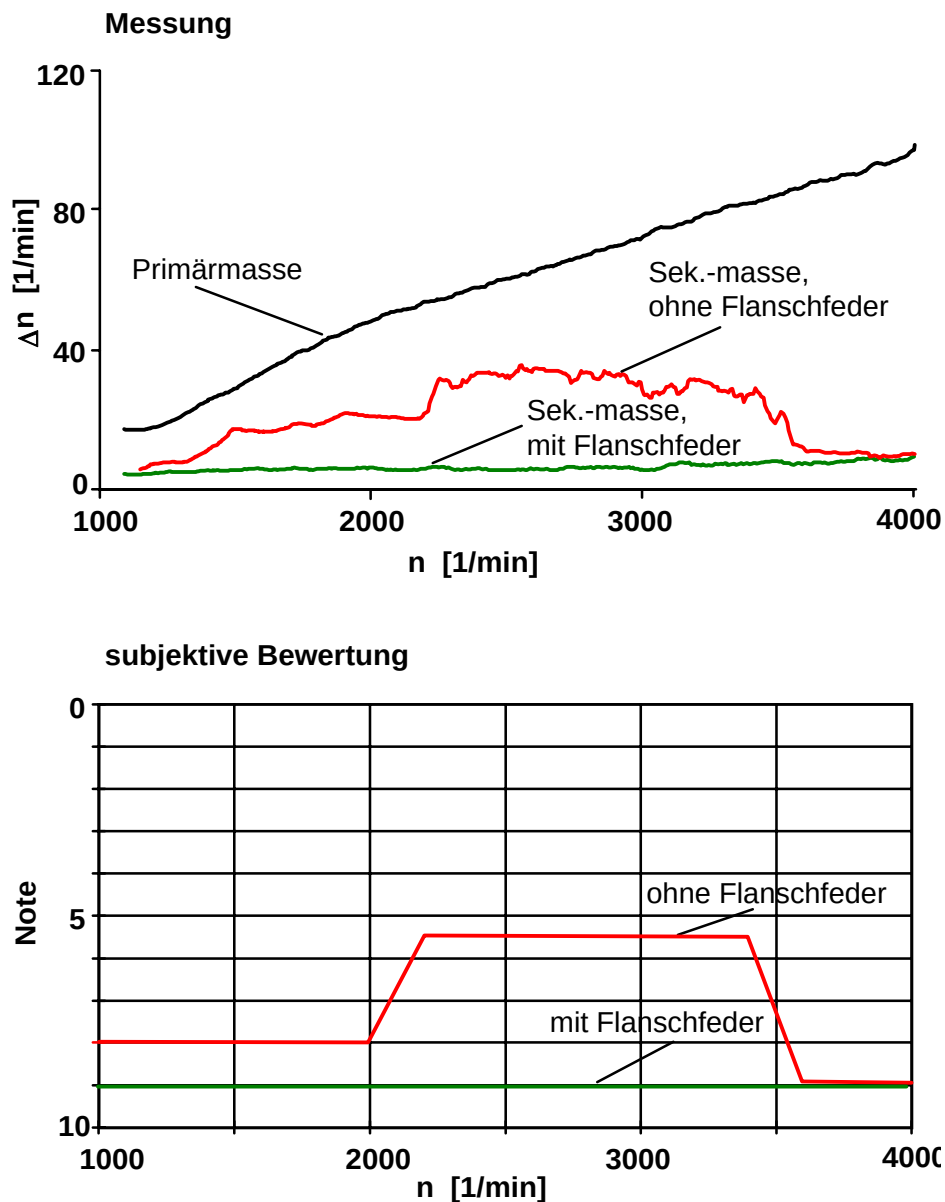


Bild 17: Wirkung der Flanschfeder im Schubbetrieb

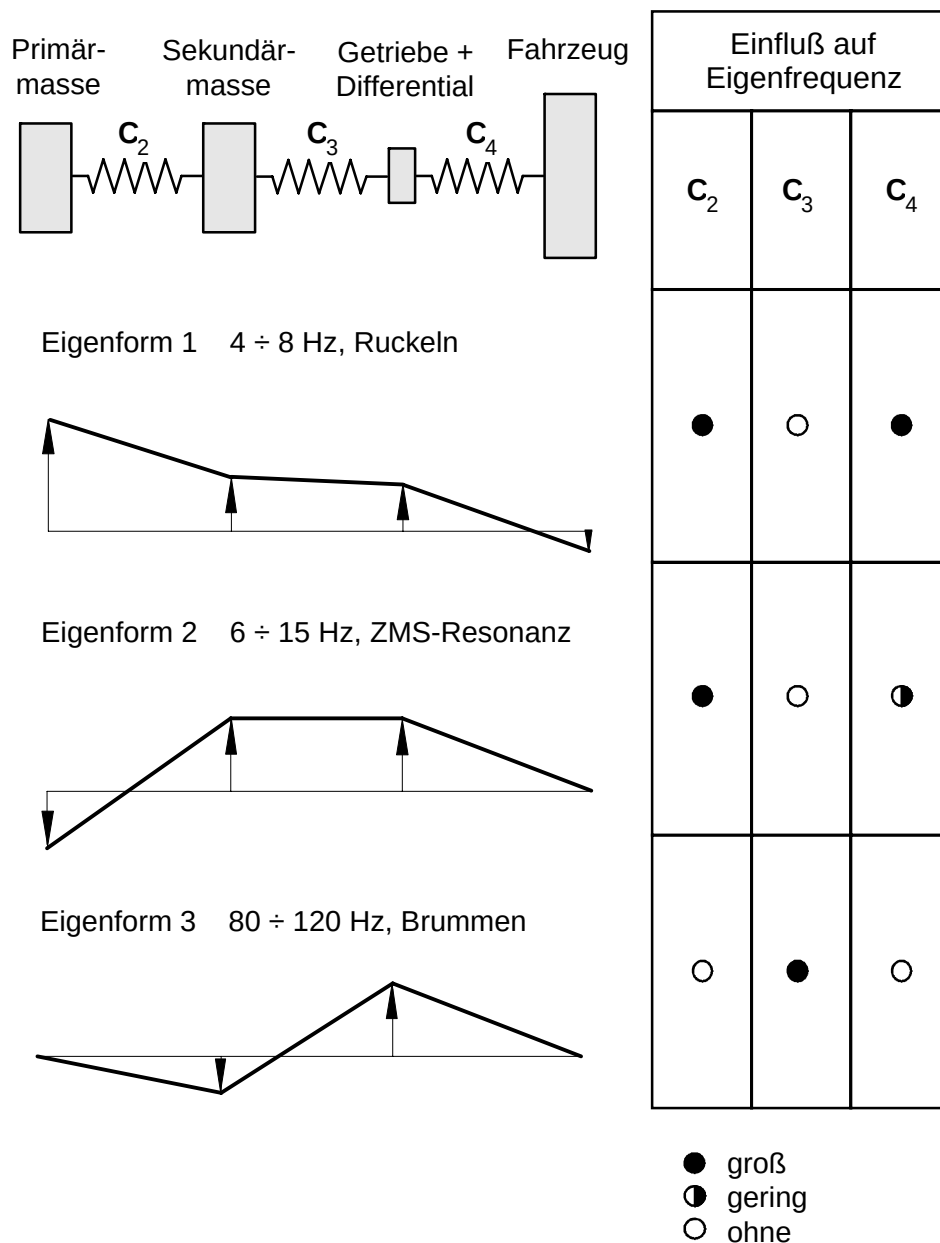


Bild 18: Karosseriebrummen durch Resonanzüberhöhungen am Differential - Schwingungsmodell

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 C_3 in diesem Modell wird im wesentlichen durch die Torsionssteifigkeit der Getriebeingangswelle 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 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 - Bild 19. 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.

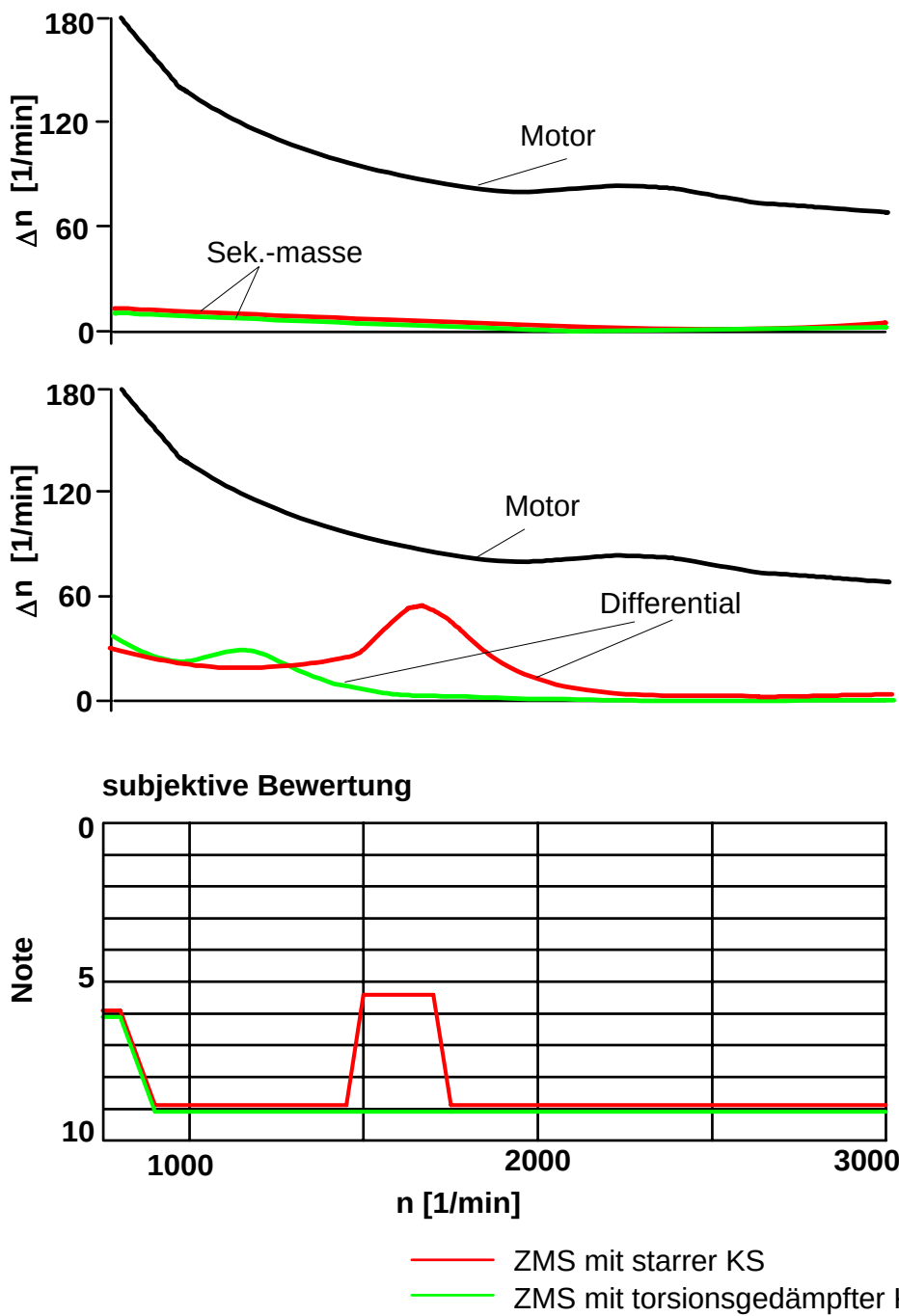


Bild 19: Karosseriebrummen durch Resonanzüberhöhungen am Differential - Messungen und subjektive Benotung

Für eine verstärkte Anwendung von ZMS-Systemen in diesen Fahrzeugen sind allerdings zwei grundsätzliche Anforderungen zu erfüllen. Zunächst sind die Einbauträume 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.

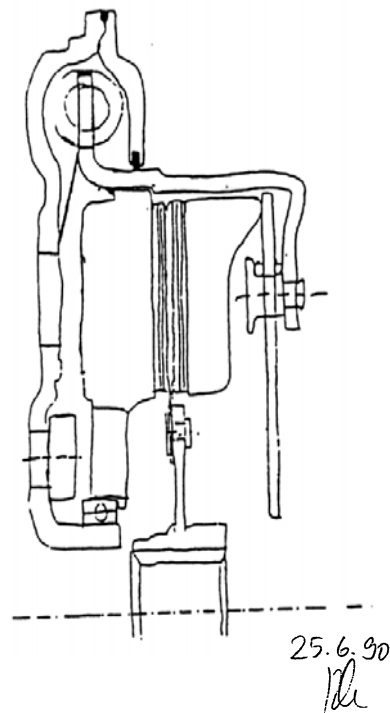


Bild 20: Idee des Damped Flywheel Clutch

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.

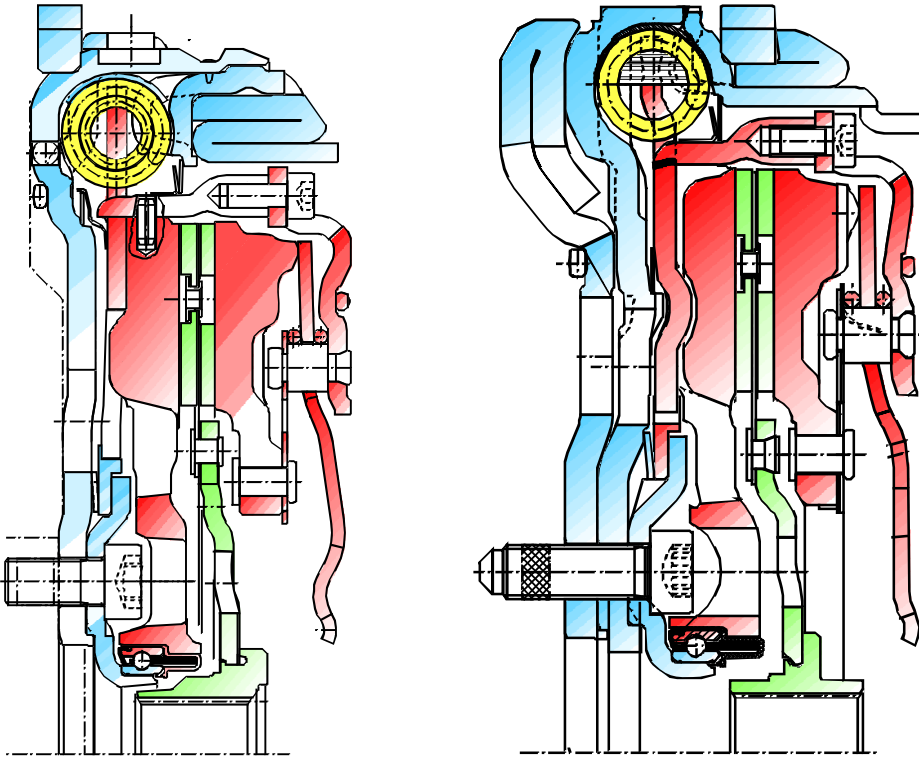


Bild 21: DFC für 4zyl. Dieselmotor

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.

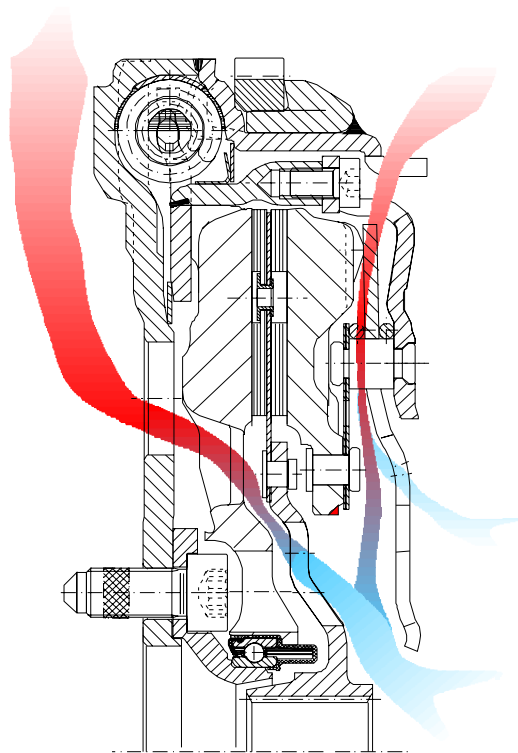
Die Zusatzschwingmassen werden kostengünstig als Blechumformteile gefertigt. Nur durch diese speziell entwickelte Produktionstechnologie konnte eine kostenoptimale technische Lösung erreicht werden.

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.

Die 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 im Bild 23 die 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 Berganfahrtstest wurde von 40 auf 100 gesteigert, wobei der Test bei 100 Anfahrten ohne Ausfall abgebrochen wurde. Die Kupplungsbeläge haben ein vergrößertes D_a zu D_i -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.

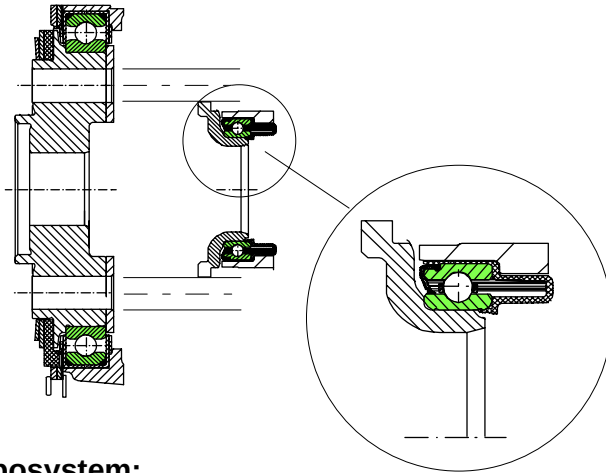


Wärme- übergangs- zahl α [$\frac{W}{m^2 \cdot K}$]	Oberflächen- temperatur ϑ zum Zeitpunkt t_1 [°C]	Anzahl Berganfahrt [-]
klein	177	45
groß	112	100

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.



Tribosystem:

Gegenkörper:

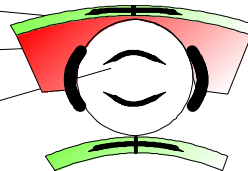
Ring, C-Stahl

Zwischenstoff:

Schmierfett
(Grundöl)

Grundkörper:

Wälzkörper, C-Stahl



Reibungsart:

Roll- und Gleitreibung als Mischform
mit Relativgeschwindigkeit 0
in den Endlagen

Hauptanforderung:

- Verschleißschutz bei oszillierender Beanspruchung (Riffel)
- hohe Schmierfettgebrauchsdauer
- keine Separation des Schmierstoffes im Fliehkraftfeld
- niedrige Kosten

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.

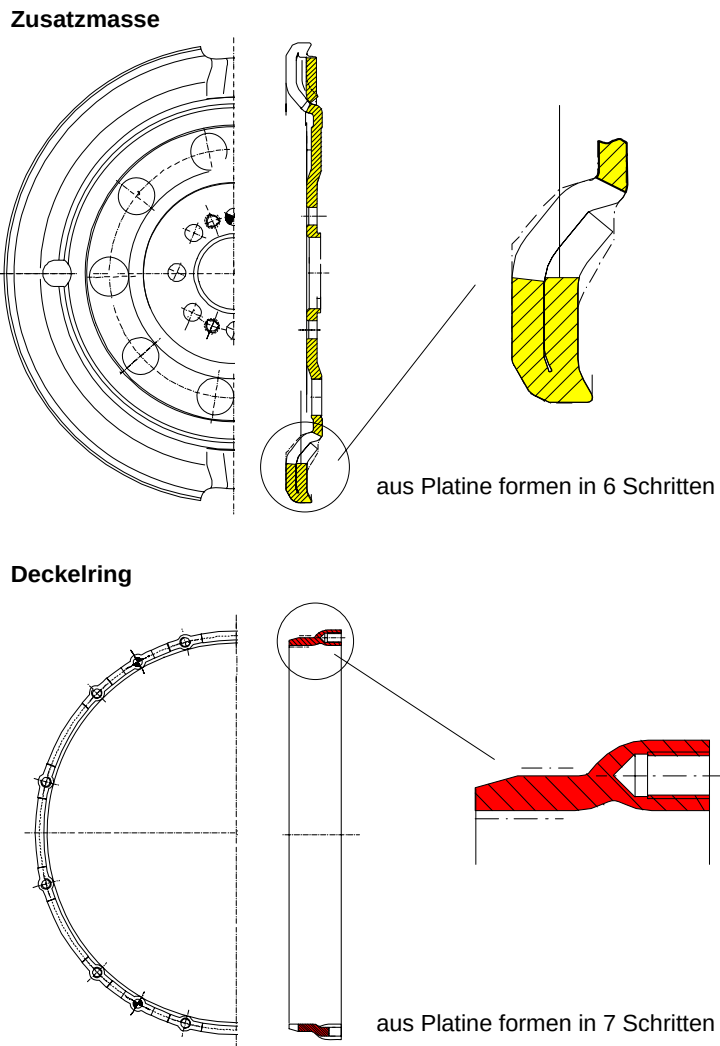


Bild 25: Umformtechnik am DFC

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

Der Deckelring mit Gewindesacklöchern wird ebenfalls aus einer Blechrunde 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 sogenannte 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-Verschuß**, 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.

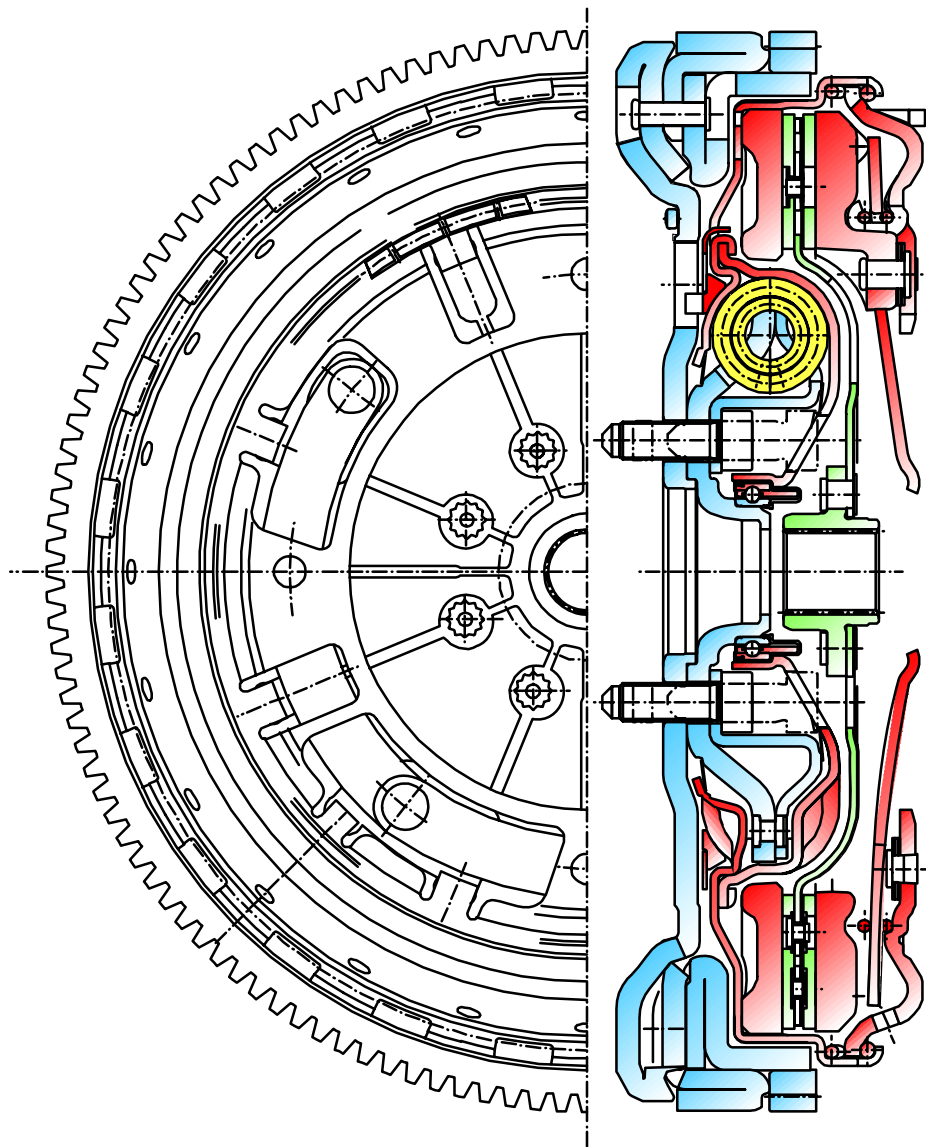


Bild 26: DFC II

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.

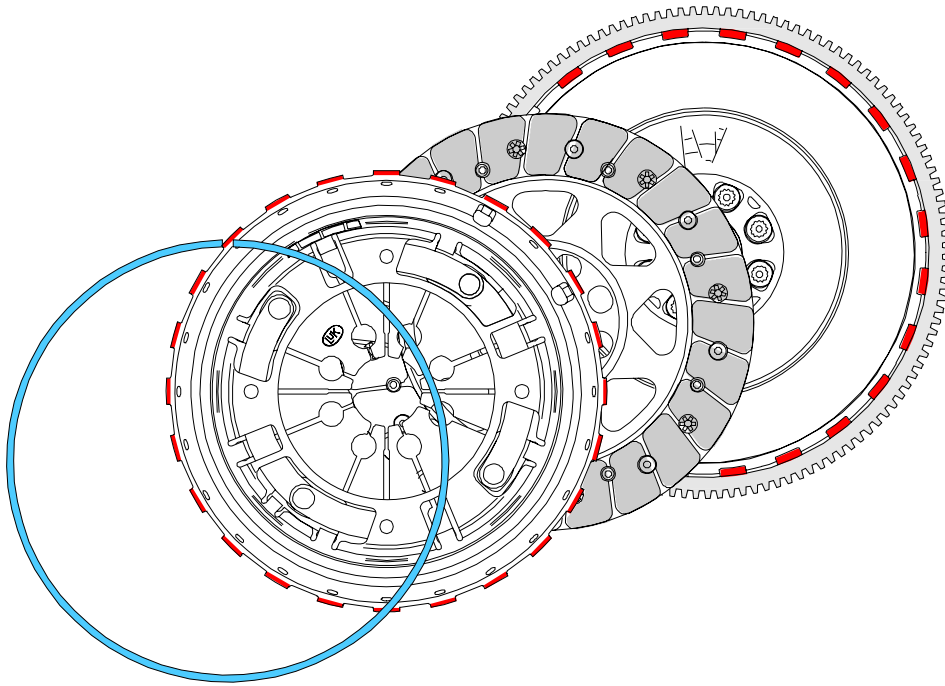


Bild 27: Kupplungsdemontage beim DFC II

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 bei aktivierter Drehmomentbegrenzung beschreibt. Der Einsatz dieses Kupplungsaufbaus ist natürlich auch bei außenliegender Bogenfeder, wie im DFC I, möglich und sinnvoll.

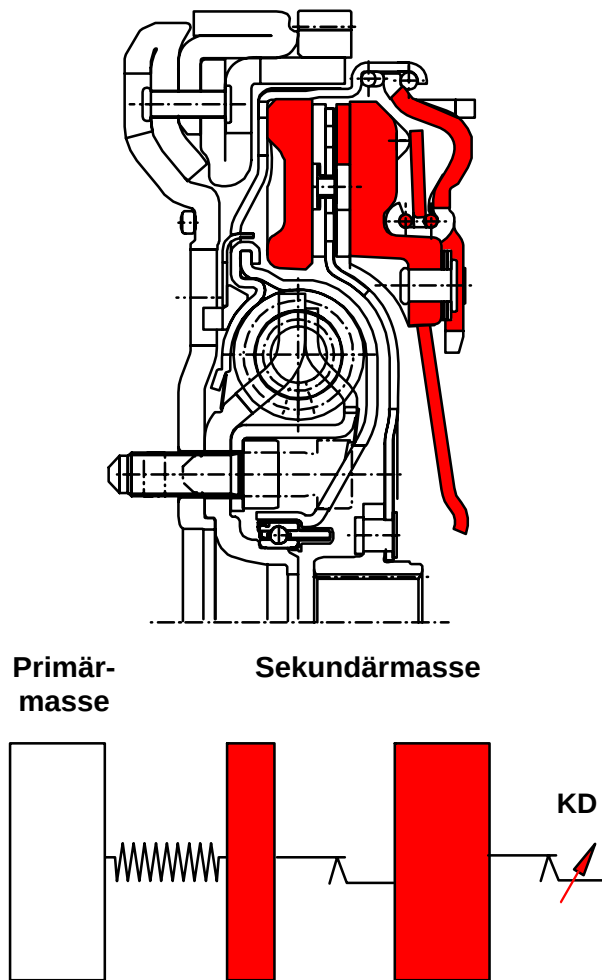


Bild 28: Schwingungsmodell DFC mit Drehmomentbegrenzung

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.

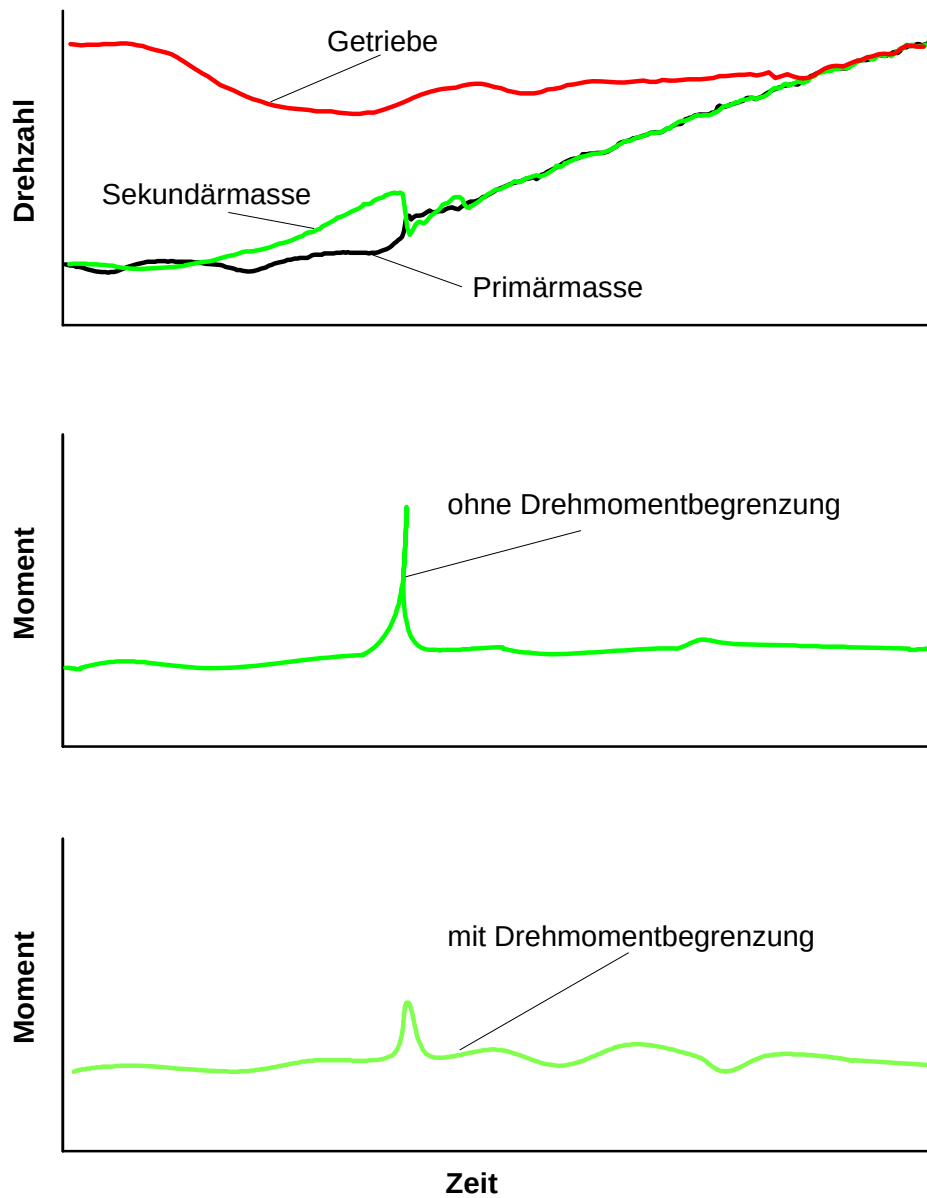


Bild 29: Drehmomentbegrenzung DFC

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.

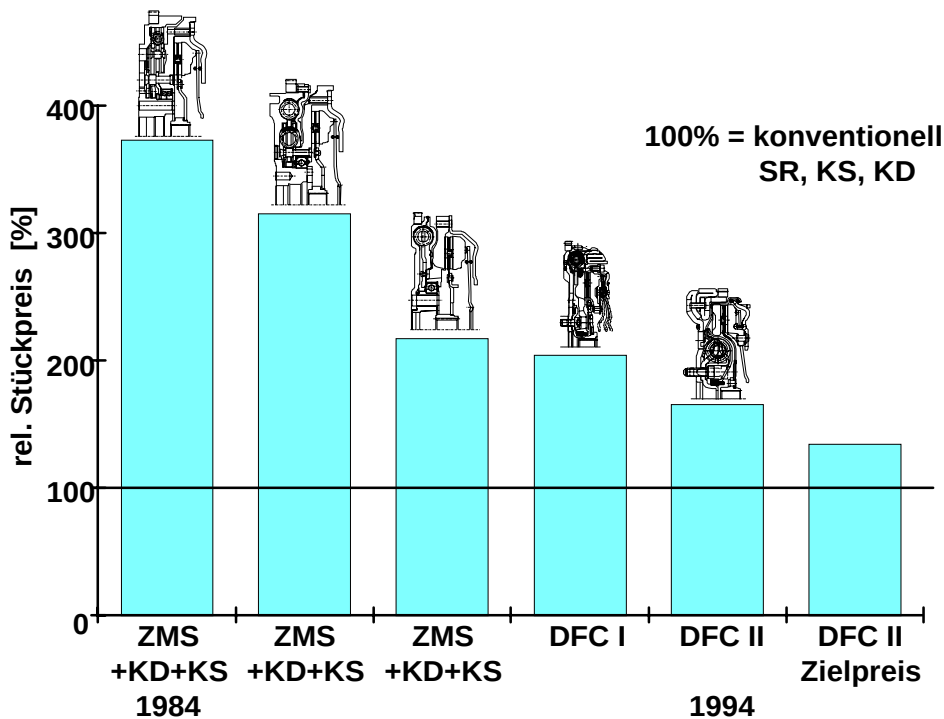


Bild 30: Kostenentwicklung bei Zweimassenschwungradsystemen

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 Bogenfeder. 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 in hohen Gängen bei niedrigen Drehzahlen - 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 Kuppelungssystems 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 Komfoteigenschaften 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 Ingenieure, Düsseldorf 1993.
- [4] Reik, W.:
Schwingungsverhalten eines PKW-Antriebsstranges mit Zweimassenschwungrad. VDI-Berichte 697, S. 173 - 194.

Die selbsteinstellende Kupplung

Dr.-Ing. Wolfgang Reik

Einleitung

Leistungstärkere Motoren, wie sie sich heutzutage durchgesetzt haben, brauchen auch Kupplungen mit höheren Übertragungsmomenten. Fast zwangsläufig ist damit auch die Pedalkraft angestiegen. Zwar konnte dieser Anstieg durch verschiedene Maßnahmen (zum Beispiel durch verbesserte Ausrücksysteme) in Grenzen gehalten werden, trotzdem wurden die Forderungen nach Kupplungen mit reduzierter Betätigungskraft immer stärker erhoben.

In diesem Vortrag wird zunächst die Frage untersucht, ob zur Betätigung einer Kupplung überhaupt eine Kraft notwendig ist. Die Antwort darauf ist überraschend.

Im Anschluß daran werden anhand der gewonnenen Erkenntnisse in der Praxis verwirklichte Kupplungen beschrieben, die wesentlich geringere Pedalkräfte erwarten lassen.

Gleichgewichte zur Kraftreduzierung

Zur Reduzierung von Betätigungskräften werden in der Technik häufig Gleichgewichte eingesetzt. Beispiele sind Seilbahnen mit zwei gegenläufigen Kabinen, Ausgleichsgewichte an vielen Maschinen etc. Das einfachste und sicher auch am leichtesten verständliche ist die Waage oder die Schaukel.

Bild 1 zeigt eine solche Schaukel. Im linken Teilbild ist nur ein Platz besetzt. Es ist deshalb eine große Kraft erforderlich, um die Schaukel zu bewegen.

Wird ein zweites, gleich großes Gewicht auf die Schaukel gesetzt, stellt sich ein Gleichgewicht ein, das in jeder beliebigen Lage bestehenbleibt (rechtes Teilbild). Man nennt dies ein indifferentes Gleichgewicht.

Die beiden Gewichte üben auf die Schaukel entgegengesetzte Kräfte (oder genauer Momente) aus. Die Kräfte heben sich auf oder - anders ausgedrückt - die Summe der von außen auf die Schaukel wirkenden Kräfte ist 0. Das bedeutet aber nicht, daß auch die inneren Kräfte 0 werden, denn zwischen dem jeweiligen Gewicht und dem Schaukelbalken wirkt selbstverständlich die Gewichtskraft. Trotzdem ist jetzt für die

Bewegung der Schaukel nur eine verschwindend geringe Kraft erforderlich, wenn Reibung vernachlässigt wird.

Sind die beiden Gewichtskräfte nicht gleich groß, muß für die Betätigung genau die Differenz der beiden Kräfte aufgebracht werden.

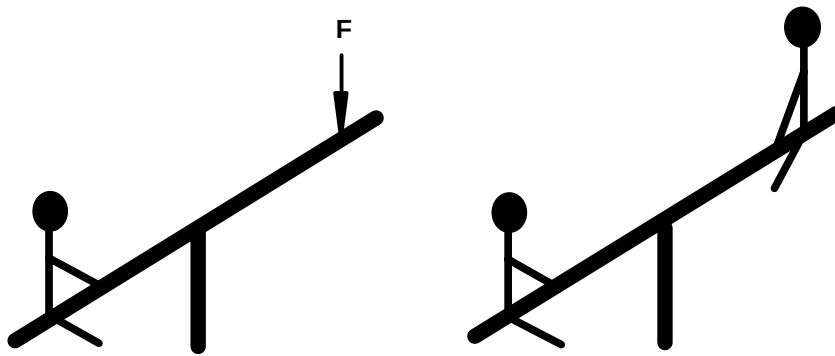


Bild 1: Kräftegleichgewicht

Diese eigentlich triviale, aber trotzdem für unsere Frage entscheidende Erkenntnis wird im folgenden für eine starke Absenkung der Ausrückkraft einer Kupplung benutzt.

Gleichgewicht von Kräften in der Kupplung

Auch in der Kupplung wirken Kräfte gegensinnig und können zur Einstellung eines Gleichgewichts herangezogen werden.

Bei der konventionellen Kupplung wirken auf die Anpreßplatte im wesentlichen zwei Kräfte (Bild 2). Die Tellerfeder versucht, die Anpreßplatte in Richtung Motor, die Belagfederung zwischen den Belägen in Richtung Getriebe zu verschieben. Ohne Kraft von außen stellt sich ein Gleichgewicht dann ein, wenn diese beiden Kräfte gleich groß sind, die Kupplung also voll eingerückt ist. Das wird verständlich, wenn die Belagfederkennlinie und die Tellerfederkennlinie in ein Diagramm eingezeichnet werden. Gleichgewicht ist erreicht, wenn beide Kräfte gleich sind, also beim Schnittpunkt (Punkt 1) der beiden Kennlinien (rechtes unteres Teilbild).

Wird die Kupplung betätigt, entfernt man sich von dem Gleichgewicht. In Punkt 2 ist die der Tellerfeder entgegenwirkende Belagfederkraft sehr viel geringer geworden. Bei einer konventionellen Kupplung tritt Gleichgewicht also nur an einer einzigen Stelle (Punkt 1) auf, im Gegensatz zu der Schaukel, bei der das Gleichgewicht in jeder beliebigen Lage vorliegt.

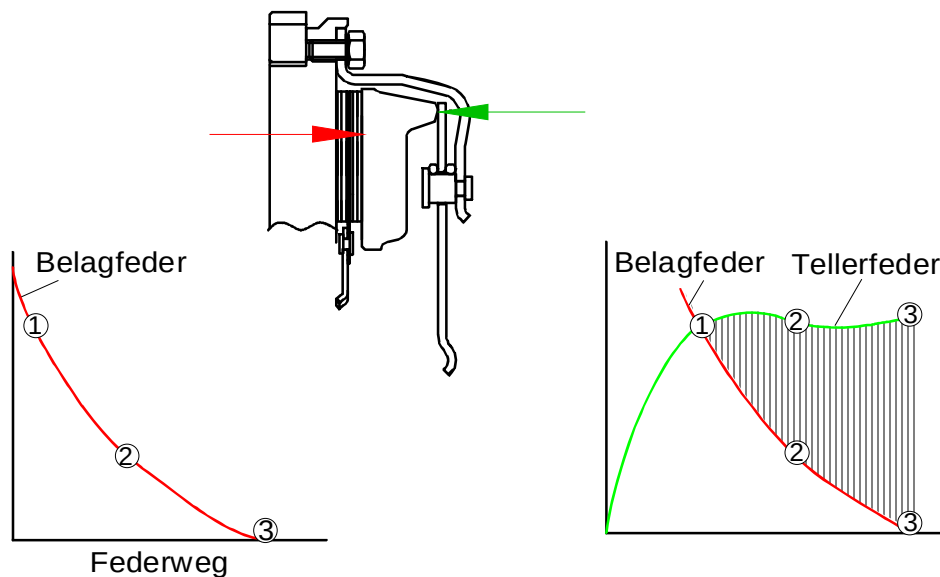


Bild 2: Kräfte in der Kupplung

Wird die äußere Kraft (die Ausrückkraft) wieder entfernt, kehrt die Kupplung stets zu Punkt 1 zurück. Es handelt sich also um ein stabiles Gleichgewicht, das eben nur für eine Position gilt. Deshalb ist zum vollständigen Ausrücken einer Kupplung auch eine relativ hohe Kraft notwendig, nämlich die Differenz zwischen den beiden Kennlinien, die in Bild 2 schraffiert dargestellt ist.

Um exakt zu sein, ist dies die Kraft, die direkt an der Anpreßplatte angreifen müßte, um die Kupplung zu betätigen. Tatsächlich wird die Kupplung aber über die Tellerfederzungen ausgerückt. Diese wirken als Hebel, die die Kraft entsprechend herabsetzen, den Weg allerdings auch dementsprechend erhöhen.

Aus Bild 2 wird nun klar ersichtlich, wie die Kennlinie der Tellerfeder geändert werden muß, um nicht nur in einer ganz bestimmten Position ein Gleichgewicht zu erzeugen. Ihre Kennlinie muß der Belagfederung angepaßt werden (Bild 3).

Belag- und Tellerfederkennlinie sind jetzt über einen großen Bereich deckungsgleich. Es stellt sich also ein ähnliches Gleichgewicht ein wie bei der Schaukel. In allen Positionen von 1 bis 3, d.h. von voll eingerückt bis ausgerückt, sind die beiden gegensinnigen Kräfte gleich groß. Es handelt sich deshalb innerhalb des markierten Bereichs um ein indifferentes Gleichgewicht. Außerhalb des Bereichs liegt selbstverständlich kein Gleichgewicht mehr vor, weil die beiden Kennlinien hier auseinanderlaufen.

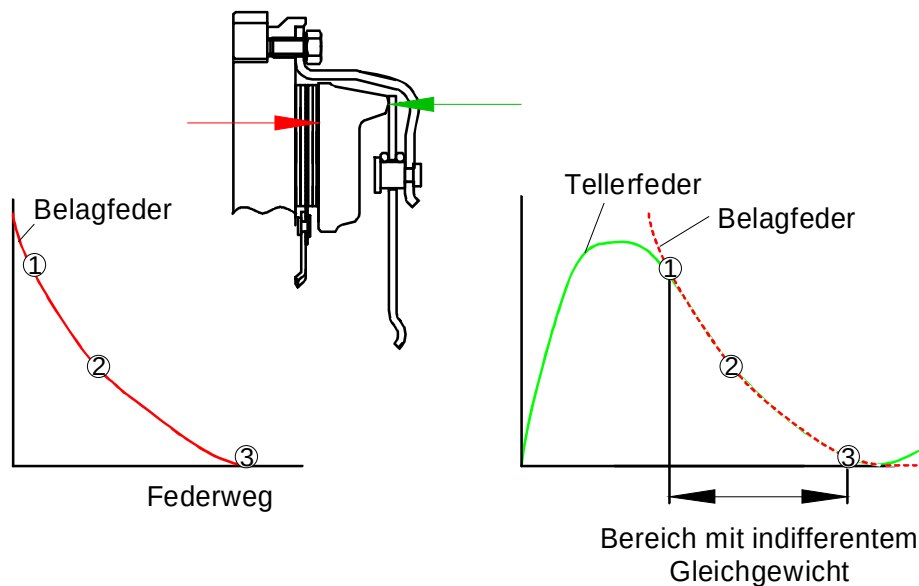


Bild 3: Kräftegleichgewicht in der Kupplung

Die Kennlinie der Tellerfeder aus Bild 3 erscheint recht ungewöhnlich, da man üblicherweise davon ausgeht, daß die Federkraft mit zunehmendem Weg stetig anwächst. Dies ist sicherlich richtig bei den meisten technisch eingesetzten Federn. Es gibt aber auch Exoten, wie die Tellerfeder, mit der sich bereichsweise degressive Kennlinien erzeugen lassen.

Abhängig vom Verhältnis der Aufstellhöhe zur Dicke lassen sich bei Tellerfedern unterschiedlichste Kennlinien herstellen (Bild 4). Im Extremfall läßt sich sogar eine "Schnapp"feder realisieren, die ab einem bestimmten Federweg plötzlich durchschnappt und nur durch eine Gegenkraft wieder in den Ausgangszustand zurückgestellt werden kann. Es ist jedenfalls kein Problem, die in Bild 3 gezeigte Kennlinie zu erzeugen.

In Bild 5 sind die Kennlinien nochmals verdeutlicht. Im Bereich indifferenten Gleichgewichts (Punkt 1 bis 3) kann die Kupplung praktisch kraftlos verstellt werden. Trotzdem liegt zwischen den Reibflächen bei Position 1 die Anpreßkraft (nämlich die Tellerfederkraft) vor, die zur Übertragung des Drehmoments notwendig ist. Erst bei Position 3 ist diese innere Kraft auf 0 abgesunken.

Zum vollständigen Öffnen muß die Kupplung noch etwas weiter ausgerückt werden. Man sagt, die Kupplung muß gelüftet werden, um Schleppmomente auch bei geringer Unebenheit der Kupplungsscheibe sicher zu verhindern. Bild 5 zeigt, daß dann der Bereich indifferenten Gleichgewichts verlassen wird, weil die Tellerfederkennlinie in diesem Bereich wieder steil ansteigt, während die Belagfederung den Kraftnullwert

erreicht hat und deshalb entlang der X-Achse verläuft. Zum Lüften der Kupplung ist deshalb Kraft notwendig.

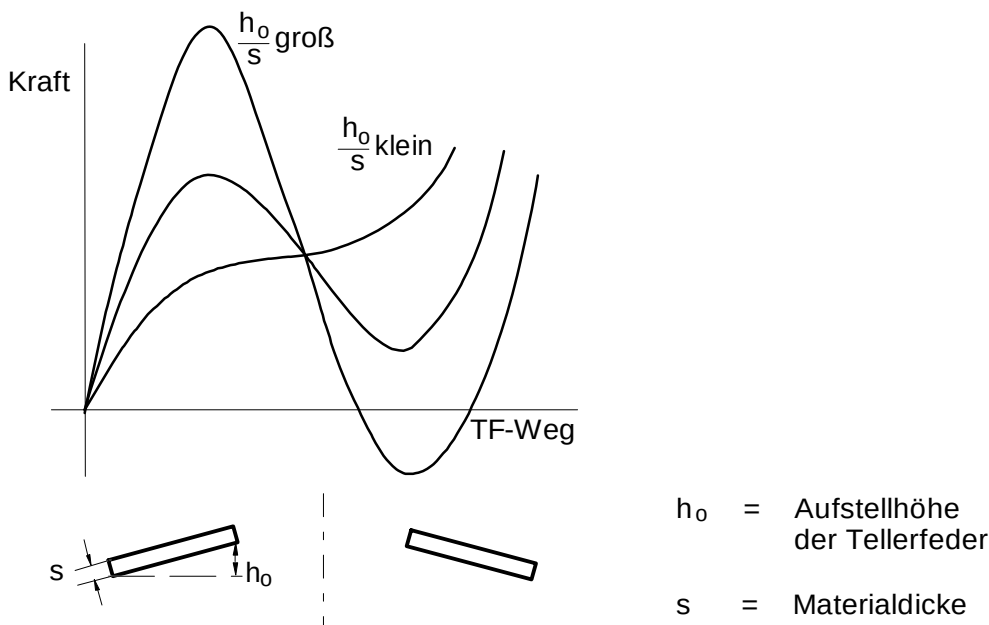


Bild 4: Tellerfederkennlinien in Abhängigkeit von h_0 / s

Die exakte Herstellung des Gleichgewichts würde absolut deckungsgleiche Verläufe von Belag- und Tellerfederkennlinie voraussetzen. Wegen fertigungsbedingter Toleranzen ist das jedoch nicht möglich. Es können deshalb die in Bild 6 dargestellten Abweichungen entstehen.

Hier ist angenommen, daß die Tellerfeder toleranzbedingt im Minimum geringfügig vom geforderten Kraftwert 0 abweichen kann. Liegt die Tellerfederkennlinie im Bereich des Minimums über der Belagfederkennlinie, so wird zum Betätigen, d.h. Ausrücken der Kupplung, die Kraft entsprechend Tellerfederkraft minus Belagfederkraft benötigt.

Liegt jedoch das Tellerfederminimum unter der Nulllinie, ergibt sich folgendes, zunächst überraschendes Verhalten:

Die Differenz zwischen Tellerfeder- und Belagfederkraft wird negativ. Die Kupplung wird sich deshalb gänzlich anders verhalten als eine konventionelle Ausführung. Im Zustand ohne äußere Kraft ist die Kupplung ganz geöffnet und kann nur durch eine negative, also entgegengesetzte Kraft wieder geschlossen werden. Im Klartext: Zum Schließen der Kupplung muß jetzt an den Tellerfederzungen gezogen werden.

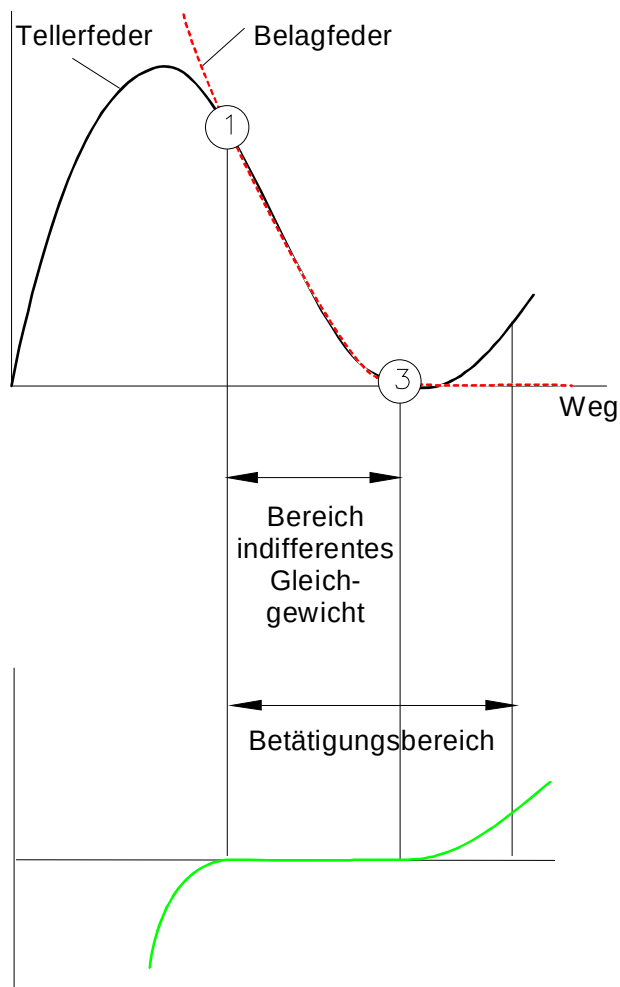


Bild 5: Gleichgewicht zwischen Tellerfeder und Belagfeder

Dieses je nach Toleranzlage vollständig andere Verhalten der Kupplung ist für eine fußkraftbetätigte Kupplung nicht akzeptabel.

Um diesen Effekt sicher zu verhindern, muß ein genügend großer Abstand vom idealen Gleichgewicht eingehalten werden.

Wie weit vom idealen Gleichgewicht abgewichen werden muß, läßt sich aus Bild 7 abschätzen. Dort ist sowohl für die Tellerfeder als auch für die Belagfederung eine Krafttoleranz angenommen. Jeweils im rechten Teilbild ist die Auswirkung der Toleranzen auf die Ausrückkraft dargestellt.

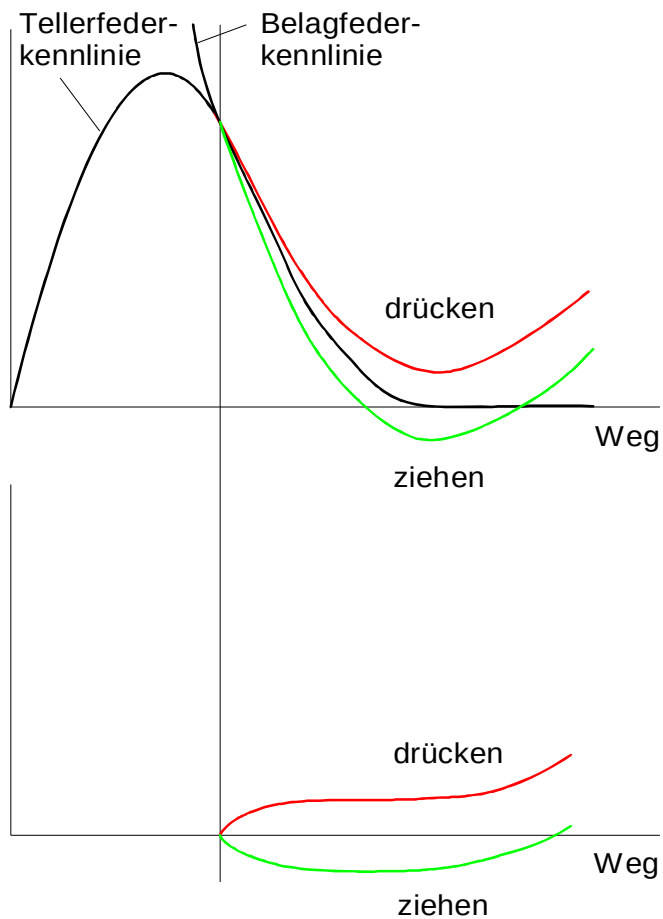


Bild 6: Störung des Gleichgewichts bei Abweichung von idealer Tellerfederkennlinie

Oben ist die konventionelle Kupplung dargestellt. Es ergibt sich eine hohe Ausrückkraft mit einer kleinen relativen Streuung.

Einen Kompromiß zwischen Höhe und relativer Streuung der Ausrückkraft stellt das partielle Gleichgewicht dar (Bildmitte), bei dem das Tellerfeder-Minimum nur auf etwa ein Drittel der maximalen Tellerfederkraft heruntergezogen wird.

Bei vollständigem Gleichgewicht (Bild unten) zeigt sich das bereits in Bild 6 diskutierte Verhalten.

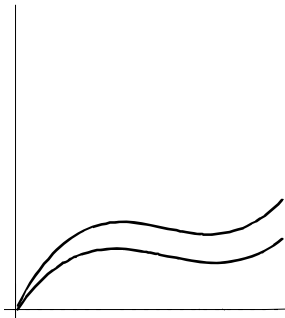
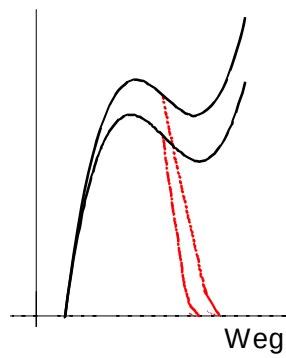
Als Folgerung aus Bild 7 ergibt sich:

Je genauer die wichtigen Kennlinien von Tellerfeder und Belagfederung gefertigt werden können, desto kleiner und konstanter kann die Ausrückkraft eingestellt werden.

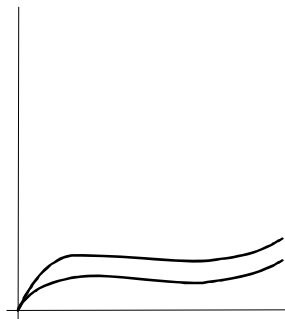
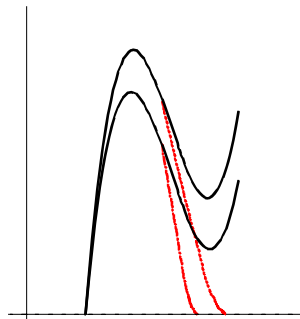
Tellerfeder- und
Belagfederungskennlinie

Ausrückkraft-
kennlinie

konven-
tionelle
Kupplung



partielles
Gleich-
gewicht



volles
Gleich-
gewicht

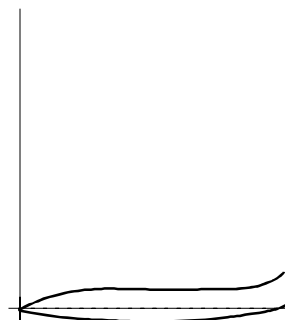
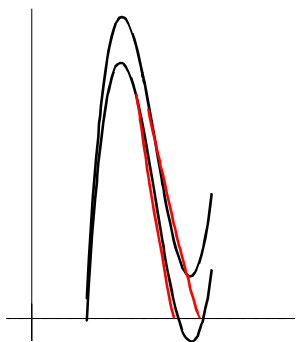


Bild 7: Einfluß der Toleranz der Tellerfeder auf die Ausrückkraftkennlinie

Verschiebung des Gleichgewichts bei Verschleiß

Bis jetzt wurde davon ausgegangen, daß der Schnittpunkt der beiden Kennlinien unverändert bleibt. Das würde absolut verschleißfreie Beläge erfordern, denn jede Dickenveränderung der Kupplungsscheibe führt zu einer Verschiebung der Belagfederkennlinie relativ zur Tellerfederkennlinie (Bild 8).

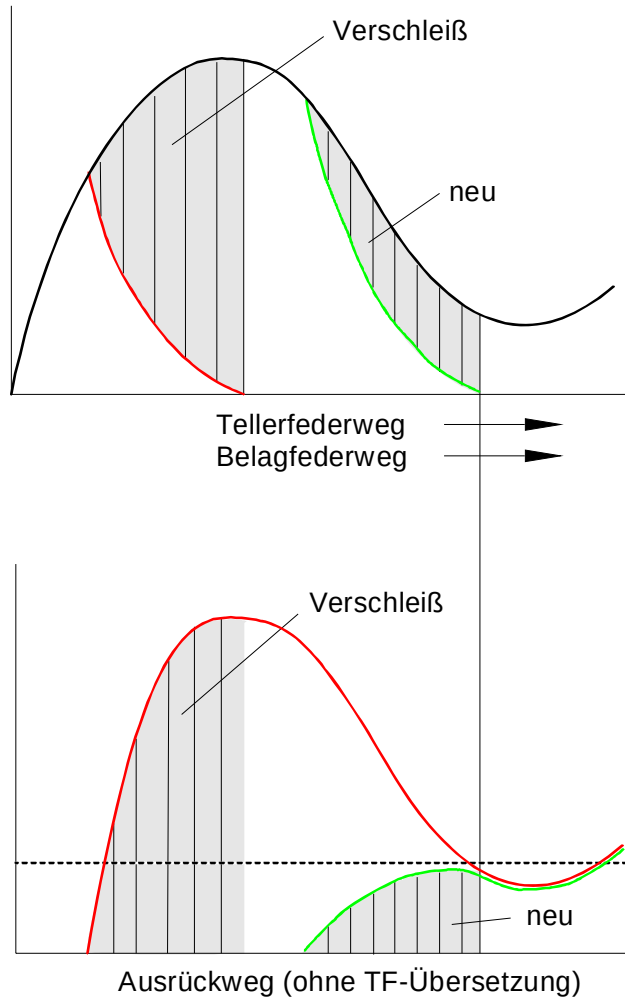


Bild 8: Einfluß der Betriebspunktverlagerung

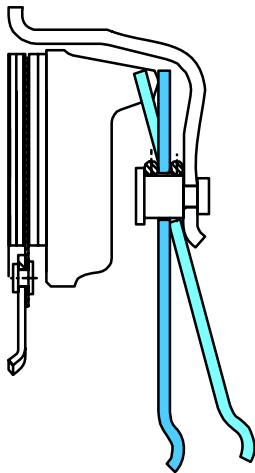
Nach Verschleiß der Beläge ergibt sich die rot eingezeichnete Belagfederungskurve. Da jetzt die Differenz zwischen Tellerfeder- und Belagfederkraft sehr groß geworden ist, wächst die Ausrückkraft entsprechend.

Der Vorteil niedriger Ausrückkräfte würde also nur im neuen Zustand vorliegen.

Um dies zu verhindern, muß der Schnittpunkt der beiden Kennlinien durch eine Verschleißnachstellung wieder an die ursprüngliche Stelle gebracht werden. Das bedeutet, daß die Dickenabnahme der Beläge kompensiert werden muß.

Zur Lösung dieser Aufgabe muß aber zunächst festgestellt werden, ob und wieviel Belagverschleiß aufgetreten ist.

Grundsätzlich bieten sich hierfür mehrere Möglichkeiten an (Bild 9):



**Bei Verschleiß der Beläge
ändert sich:**

- Ausrückkraft
- Dicke der Kupplungsscheibe
- Tellerfederlage

Geeignete Sensoren:

- Kraftsensor
- Wegsensor

Bild 9: Was ändert sich bei Verschleiß ?

Zunächst kann der starke Ausrückkraftanstieg bei dünner werdenden Belägen als Hinweis für den Verschleiß genommen werden. Diese Methode erfordert also einen Kraftsensor, der sich bei gedrückten Kupplungen sehr elegant und einfach ausführen läßt.

Bei Belagverschleiß ändert sich außerdem die Dicke der Kupplungsscheibe und damit die Position der Druckplatte im eingekuppelten Zustand relativ zum Schwungrad oder die Winkelstellung der Tellerfeder im eingerückten Zustand. Über einen Wegsensor kann diese Positionsänderung ermittelt werden, um Verschleiß festzustellen.

Die letzte Möglichkeit, ebenfalls bei LuK entwickelt, würde sich zum Beispiel bei einer gezogenen Kupplung anbieten. Da jedoch die Ausrückkräfte der in dieser Arbeit beschriebenen SAC in gedrückter Ausführung extrem abgesenkt werden können, gibt es für eine gezogene Kupplung eigentlich keine Vorteile mehr.

LuK hat alle in Frage kommenden Möglichkeiten miteinander verglichen und sich für die einfachste, nämlich den Kraftsensor, entschieden.

Die folgenden Ausführungen beschränken sich deshalb auf den Kraftsensor in gedrückten Kupplungen.

Kraftsensor

Bei der Verschleißnachstellung mit Kraftsensor soll der Anstieg der Ausrückkraft durch Verschleiß erfaßt und gezielt ein Ausgleich für die abnehmende Dicke der Beläge herbeigeführt werden.

Bild 10 zeigt eine schematische Darstellung. Als wesentlicher Unterschied zu einer herkömmlichen Kupplung wird die Lagerung der (Haupt)-Tellerfeder nicht fest am Deckel angenietet, sondern über eine sogenannte Sensortellerfeder abgestützt.

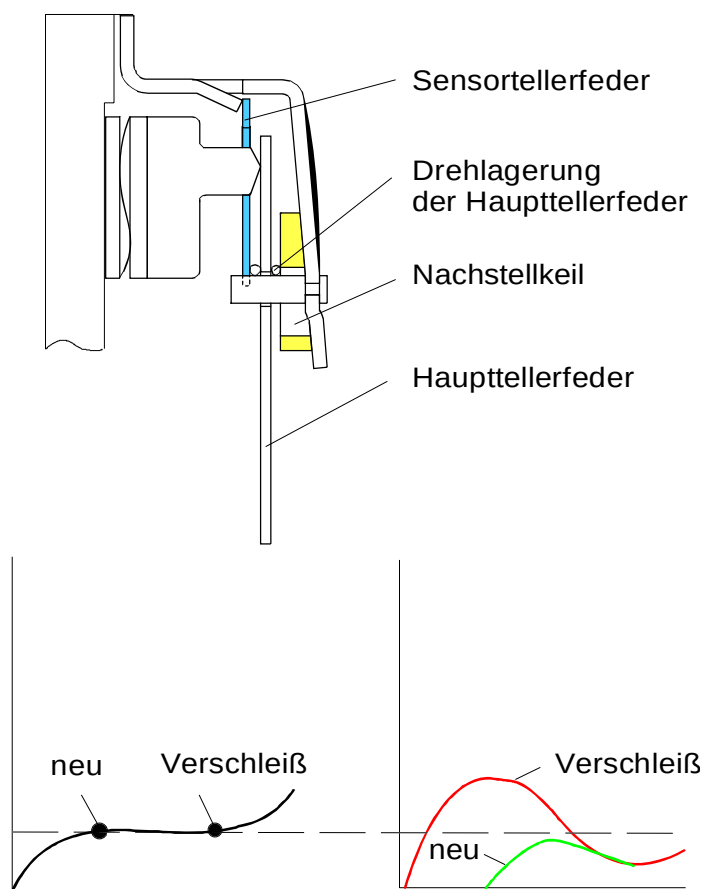


Bild 10: Prinzip der selbsteinstellenden Kupplung

Diese Sensortellerfeder weist einen ausreichend langen Bereich mit fast konstanter Kraft auf im Gegensatz zu der stark degressiven Haupttellerfeder.

Der horizontale Bereich der Sensortellerfeder wird gerade etwas über der gewünschten Ausrückkraft eingestellt. Solange die Ausrückkraft kleiner ist als die Haltekraft der Sensorfeder, bleibt die Drehlagerung der Haupttellerfeder beim Ausrücken an der gleichen Stelle. Wenn sich jedoch durch Verschleiß der Beläge die Ausrückkraft erhöht (Bild 8), wird die Gegenkraft der Sensortellerfeder überschritten und die Drehlagerung weicht in Richtung Schwungrad aus, und zwar genau so weit, bis die Ausrückkraft wieder auf die Sensorkraft abgesunken ist. Das heißt, der Schnittpunkt der Kennlinien von Tellerfeder und Belagfederung ist wieder an die alte Stelle zurückgekehrt. Zwischen der Drehlagerung und dem Deckel entsteht bei ausweichender Sensortellerfeder ein Spalt, der zum Beispiel durch einen Keil ausgeglichen werden kann.

Ausführung einer verschleißnachstellenden Kupplung mit Kraftsensor

Der Kraftsensor mit dem Dickenausgleich über Keile läßt sich recht elegant und einfach verwirklichen. Bild 11 zeigt eine solche Konstruktion. Im Vergleich zur konventionellen Kupplung kommen nur eine Sensorfeder (rot) und ein Rampenring (gelb) hinzu.

Die Sensortellerfeder ist außen im Deckel eingehängt und bildet mit ihren inneren Zungen die Lagerung für die Haupttellerfeder. Die Keile, die die eigentliche Nachstellung bringen, sind wegen der Fliehkräfte nicht, wie im vorherigen Prinzipbild, radial, sondern in Umfangsrichtung angeordnet. Dazu läuft ein Kunststoffring mit 12 Rampen auf gegenüberliegenden Rampen im Deckel. Der Kunststoffring, auch als Rampenring bezeichnet, wird über drei kleine Druckfedern in Umfangsrichtung vorgespannt, damit er bei ausweichender Sensortellerfeder die Lücke zwischen Tellerfederlagerung und Deckel ausfüllen kann.

Bild 12 zeigt die Ausrückkraftverläufe für eine konventionelle Kupplung im Neuzustand sowie im Verschleißzustand der Beläge. Im Vergleich dazu die viel niedrigere Ausrückkraft der selbstnachstellenden Kupplung (SAC), deren Kennlinie sich auch im Verlauf der Lebensdauer praktisch nicht verändert.

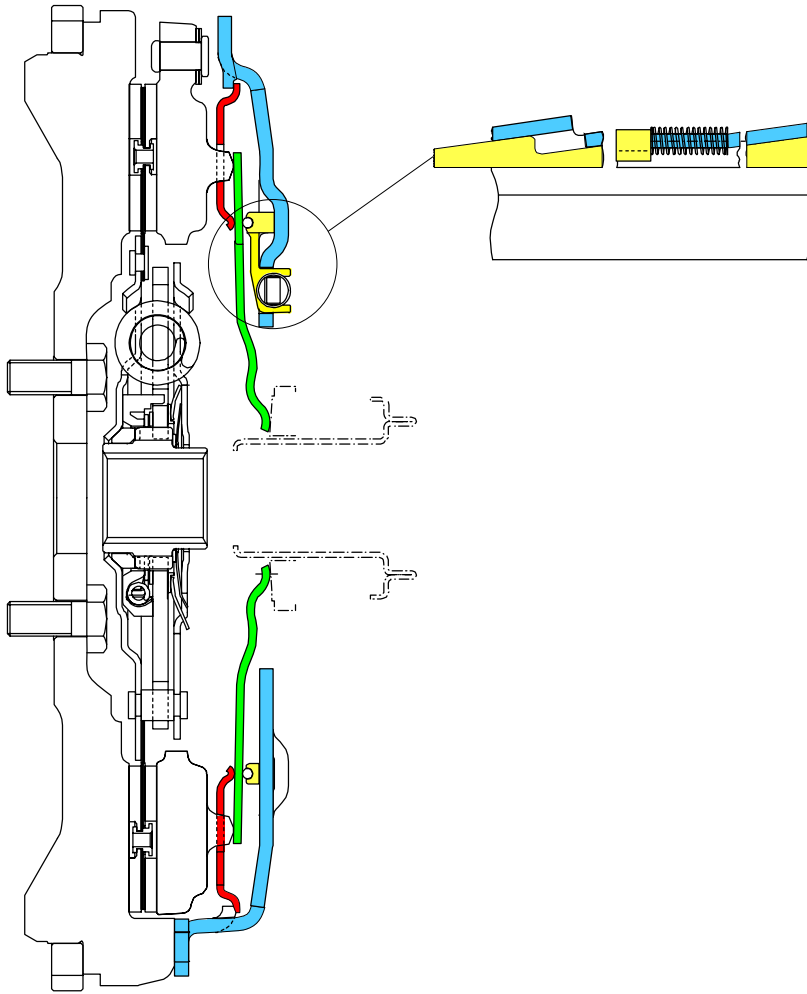


Bild 11: Selbsteinstellende Kupplung (SAC)

Als weiterer Vorteil ergibt sich eine höhere Verschleißreserve, die jetzt nicht mehr, wie bei konventionellen Kupplungen, von der Länge der Tellerfederkennlinie abhängt, sondern von der Rampenhöhe und damit ohne weiteres auf etwa 4 mm bei kleinen und bis zu ca. 10 mm bei sehr großen Kupplungen gesteigert werden kann. Dies stellt einen entscheidenden Schritt in Richtung hohe Lebensdauer der Kupplungen dar.

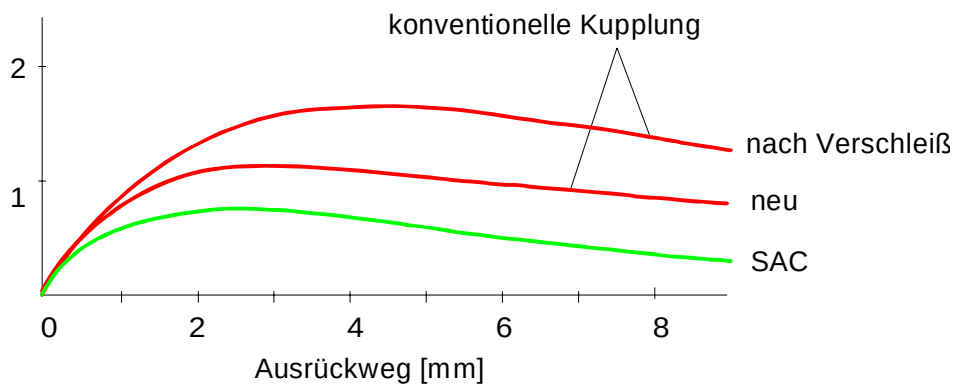


Bild 12: Vergleich der Ausrückkräfte der SAC mit einer konventionellen Kupplung

Beeinflussung durch	Wirkkennlinien der		
	Tellerfeder	Belagfeder	Sensorfeder
Tellerfeder	++		
Belagfeder		++	+
Sensorfeder	+		++
Blattfeder	+		
Deckeldurchbiegung		+	
Nachstelldruckfeder			+

Bild 13: Wirkkennlinien

Bis jetzt wurde nur über das Zusammenwirken der Kennlinien von Haupttellerfeder, Belagfeder und Sensortellerfeder gesprochen. Tatsächlich kommen aber noch weitere Elastizitäten oder Federungen hinzu, die sich

bei der Auslegung jedoch den drei Hauptkennlinien zuordnen lassen. Man spricht dann von Wirkkennlinien und meint damit, daß die Wirkung anderer Nachgiebigkeiten im System mit berücksichtigt wurde (Bild 13).

So kommt zum Beispiel bei der Wirkkennlinie der Tellerfeder noch die Kennlinie der Blattfeder hinzu, die das Drehmoment von der Anpreßplatte auf den Deckel übertragen und für eine Rückstellung sorgen soll. Falls die Sensortellerfeder die Haupttellerfeder nicht exakt in der Lagerung unterstützt, muß sie ebenfalls berücksichtigt werden.

Bei der Wirkkennlinie der Belagfederung muß die Deckeldurchbiegung hinzugerechnet werden, weil sie eine ähnliche Wirkung besitzt. Übrigens ist eine axiale Durchbiegung des Deckels, soweit sie in gewissen Grenzen bleibt, bei der SAC eher nützlich, da sie über die Lebensdauer immer konstant bleibt.

Zur Wirkkennlinie der Sensortellerfeder muß die Wirkung der Blattfedern und der Nachstelldruckfedern mit berücksichtigt werden.

Mit den so ermittelten Wirkkennlinien lassen sich dann die Gleichgewichte in der Kupplung modellieren.

Toleranzbetrachtung

Eine vollständige Toleranzbetrachtung würde hier den Rahmen sprengen. Jedoch wird versucht, zumindest die Komponenten mit ihren Toleranzen herauszustellen, die bei der selbstnachstellenden Kupplung anders bewertet werden müssen als bei einem konventionellen Aufbau. Bild 14 zeigt Merkmale, die exakter eingehalten werden müssen und solche, die großzügiger gehandhabt werden können.

Bei der SAC muß besonderes Augenmerk auf die Konstanz der Belagfederung, auch über die Lebensdauer, gelegt werden. Weiter ist die Höhe des Tellerfederminimums entscheidend, während das Tellerfedermaximum jetzt keine Bedeutung mehr hat und deshalb grob toleriert werden kann. Die Sensortellerfederkraft ist ebenfalls wichtig.

Dagegen sind die Dicken von Anpreßplatte, Kupplungsscheibe bzw. Belag praktisch unbedeutend geworden, solange die Toleranzen nicht so groß sind, daß die Nachstellmöglichkeit bereits weitgehend aufgebraucht wird.

Die SAC verlangt vom Konstrukteur also eine neue Bewertung der Toleranzen.

Merkmale, die wichtiger sind als bei einer konventionellen Kupplung:

- Belagfederkennlinie
- Tellerfederminimum
- Sensortellerfederkraft

Merkmale, die weniger wichtig sind:

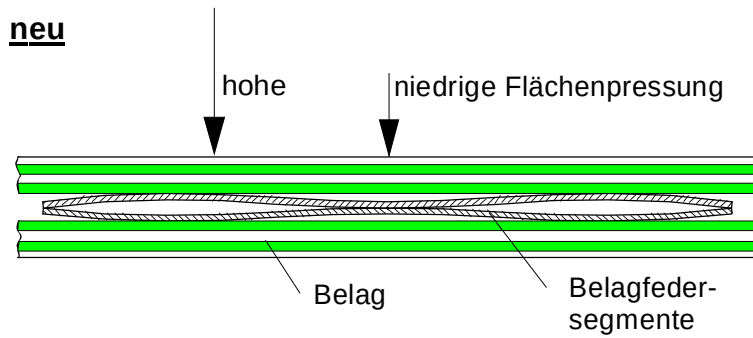
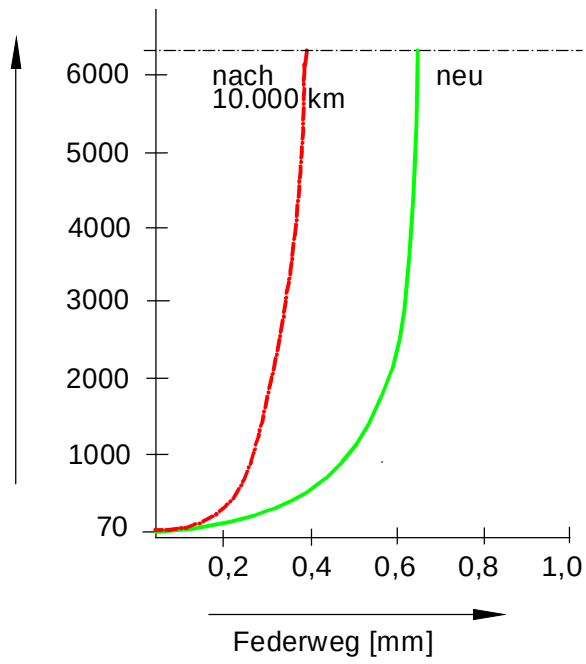
- Tellerfedermaximum
- Anpreßplattenhöhe
- Deckelhöhe
- Kupplungsscheibendicke
- Belagdicke

Bild 14: Merkmale bei verschleißnachstellenden Kupplungen

Forderung an Belagfederung

Da die Belagfederung einen wesentlichen Teil des Gleichgewichts in der SAC darstellt, darf sie sich nicht nennenswert über die Lebensdauer ändern. Dies ist bei heutigen Belagfederungen leider nicht sicher gegeben, wie Bild 15 zeigt. Nach Laufstrecke hat sich die Belagfederung scheinbar gesetzt. Werden die Beläge entfernt, so stellt sich in der Regel fast die ursprüngliche Federung der Segmente ein. Also nicht die Segmente haben sich gesetzt, sondern die Segmente haben sich in den Belag eingebettet. Dies kommt daher, weil der Belag nicht gleichmäßig an der Gegenreibfläche angedrückt wird. Er wird nur lokal von den Segmenten unterstützt und verschleißt an diesen Stellen natürlich stärker. Die danebenliegenden Bereiche bleiben dicker und gehen beim Zusammendrücken der Beläge früher auf Block. Dies ergibt dann eine kürzere Belagfederung.

Bei der SAC muß dies vermieden werden. Es ist deshalb erforderlich, die Belagfederung so abzuändern, daß eine gleichmäßigere Flächenpressung an der Belagreibfläche entsteht (Bild 16). Dies kann bei entsprechend gewählten Materialdicken entweder durch mehr Wellen (3fach-Wellung) mit kürzeren Abständen von Berg (grün) und Tal (braun) oder aber über gefiederte Segmente, bei denen sich Berg und Tal unmittelbar nebeneinander abwechseln, erreicht werden.



nach Verschleiß

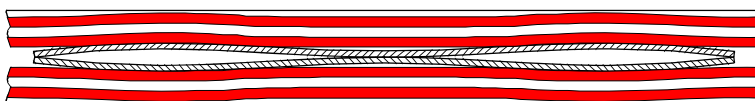
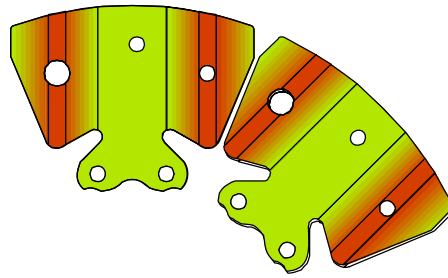
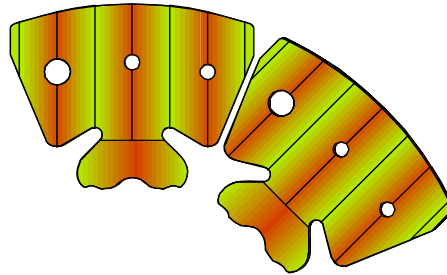


Bild 15: Veränderung der Belagfederung über Lebensdauer

**konventionelle
Belagfederung**



3fach-Wellung



**gefiedertes
Segment**

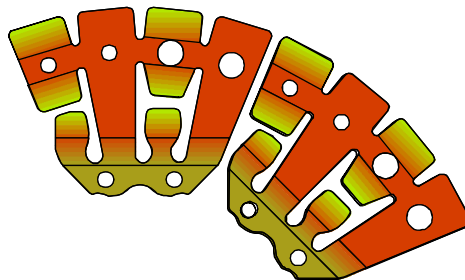


Bild 16: Belagfedersegmente

Damit lässt sich für die meisten Anwendungsfälle eine hinreichende Konstanz über die Lebensdauer der Belagfederung auch bei schwerem Einsatz erreichen.

Für extreme Fälle, bei denen die Ausrückkraft besonders weit abgesenkt werden soll und damit eine absolute Konstanz der Belagfederungskennlinie gefordert werden muß, haben sich auf Stahlträger aufgeklebte Beläge bewährt.

Forderung an Ausrücksystem

Bei der SAC stellt der Rampenring immer dann nach, wenn die Ausrückkraft größer als die Sensorkraft ist. Dies ist im normalen Bereich nur der Fall, wenn Belagverschleiß aufgetreten ist und der Mechanismus auch tatsächlich nachstellen soll.

Wird die Kupplung jedoch überdrückt, d.h. der zulässige Ausrückweg um über 30 % überschritten, so steigt die Ausrückkraft (siehe Bild 8) gegen Ende des Ausrückwegs an und bewirkt eine ungewollte Nachstellung, obwohl kein Belagverschleiß vorliegt. Dies hat zur Folge, daß die Belagfederungskennlinie (in Bild 8) zu weit nach rechts verschoben wird und sich der Schnittpunkt der beiden Kennlinien, d.h. also die Anpreßkraft der Kupplung, zu niedrig einstellt. Dann kann die Kupplung durchrutschen.

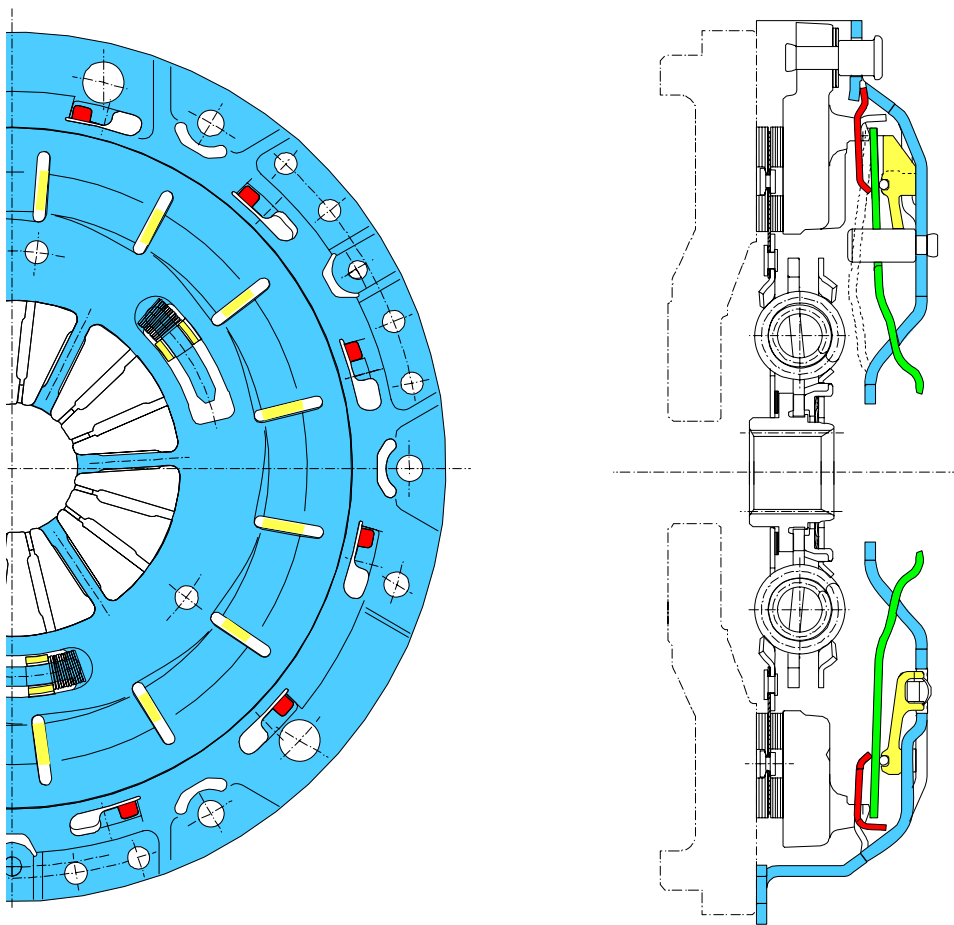


Bild 17: SAC-Serienausführung mit mechanischem Anschlag

Tatsächlich können bei manchen hydraulischen Ausrücksystemen durch schnelles Pumpen am Kupplungspedal erhebliche Überwege provoziert werden. Falls dies nicht zuverlässig vermieden werden kann, muß ein mechanischer Anschlag, zum Beispiel wie in Bild 17, aus dem Deckel herausgeformt werden.

Der Überweg des Ausrücklagers wird begrenzt, sobald die Tellerfederzungen auf den Anschlag auftreffen. Selbstverständlich darf der Anschlag nicht zu früh ansprechen, damit die Tellerfederzungen bei Verschleiß der Kupplungsbeläge noch in Richtung Schwungrad wandern können. Eine leichte Montage der Tellerfeder in den Deckel ist möglich, weil im vollständig entspannten Zustand der Innendurchmesser der Tellerfederzungen größer ist als der Durchmesser des Anschlags.

Die SAC erfordert außerdem ein weitgehend reibungsarmes Ausrücksystem, damit die kleineren Ausrückkräfte noch zuverlässig zurückstellen.

Erprobungsstand

Zum Zeitpunkt des Vortrags ist die erste SAC mit $\varnothing 240$ mm bereits in großer Stückzahl in Serie. Beim Kunden sowie in LuK-eigenen Fahrzeugen wurden mehr als 2 Millionen Erprobungskilometer absolviert. Eine ganze Reihe von Fahrzeugen hat mehr als 100.000 km zurückgelegt. Teilweise wurde auch die Kupplungsscheibe bereits wegen Belagverschleiß ausgetauscht.

Neben kleineren Problemen, für die sofort eine Lösung gefunden wurde, gab es lediglich ein etwas schwerwiegenderes Problem bei Überweg des Ausrücksystems. Die Lösung dafür, nämlich der Tellerfederanschlag, wurde im vorhergehenden Abschnitt beschrieben.

Zusammenfassung

Die selbsteinstellende Kupplung bietet die zwei Hauptvorteile:

- geringe Ausrückkräfte, die über die Lebensdauer konstant bleiben
- erhöhte Verschleißreserve und damit höhere Lebensdauer durch Verschleißnachstellung

Daraus ergeben sich eine Reihe von möglichen sekundären Vorteilen, wie zum Beispiel:

- Entfall von Servosystemen (bei Nutzfahrzeugen)
- einfachere Ausrücksysteme
- neben kleineren Pedalkräften auch kleinere Pedalwege
- neue Möglichkeiten zur Reduzierung des Kupplungsdurchmessers
- gleiche Pedalkräfte über die ganze Motorpalette
- kleinerer Ausrücklagerweg über die Lebensdauer

Der Mechanische Zentralsrücke für SAC, eine Alternative ?

Dr.-Ing. Ad Kooy

Einleitung

In den letzten Jahren ist der zunehmende Einsatz von hydraulischen Ausrückssystemen speziell in der Mittelklasse zu beobachten. Die Gründe hierfür sind leicht zu erkennen (Bild 1).

- Gute Verschleißnachstellung
- Leichte Verlegbarkeit
- Guter Wirkungsgrad bei hohen Ausrückkräften

Bild 1: Vorteile des hydraulischen Ausrücksystems gegenüber mechanischem Ausrücksystem

Die einfach zu realisierende automatische Nachstellung bei Verschleiß, die leichte Verlegbarkeit und der gute Wirkungsgrad bei hohen Ausrückkräften sprechen für ein solches System.

Mehrere Hersteller entwickeln hierauf aufbauend einen konzentrischen, um die Getriebeeingangswelle angeordneten Ringzylinder als Nehmerzylinder (Bild 2), der den Vorteil hat, daß im Vergleich zum semihydraulischen Ausrücksystem mit außenliegendem Nehmerzylinder (Bild 3) die Ausrückgabel entfallen kann. Inzwischen sind solche auch als CSC (Concentric Slave Cylinder) bekannte Systeme bei mehreren Automobilfirmen in Serie.

Aber warum sollte man nicht einen mechanischen Zentralsrücke als Alternative zu hydraulischen Systemen entwickeln? Hierbei könnten die Vorteile der zentralen Anordnung genutzt werden und durch Wegfall der Ausrückgabel sogar im Vergleich zum konventionellen hydraulischen System ein deutlicher Kostenvorteil entstehen. Die Entwicklung der SAC läßt eine solche Möglichkeit in neuem Licht erscheinen.

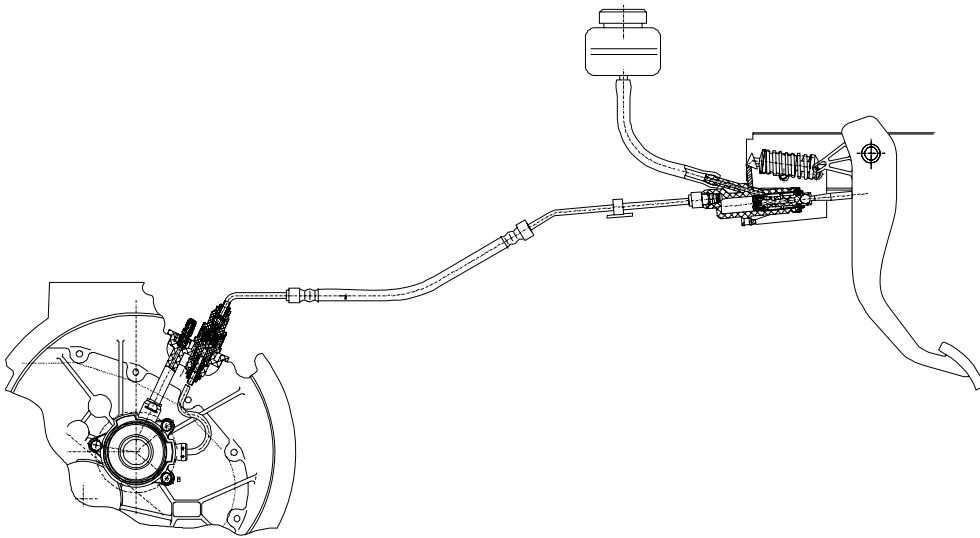


Bild 2: Hydraulisches Kupplungsbetätigungssystem, Bauart INA

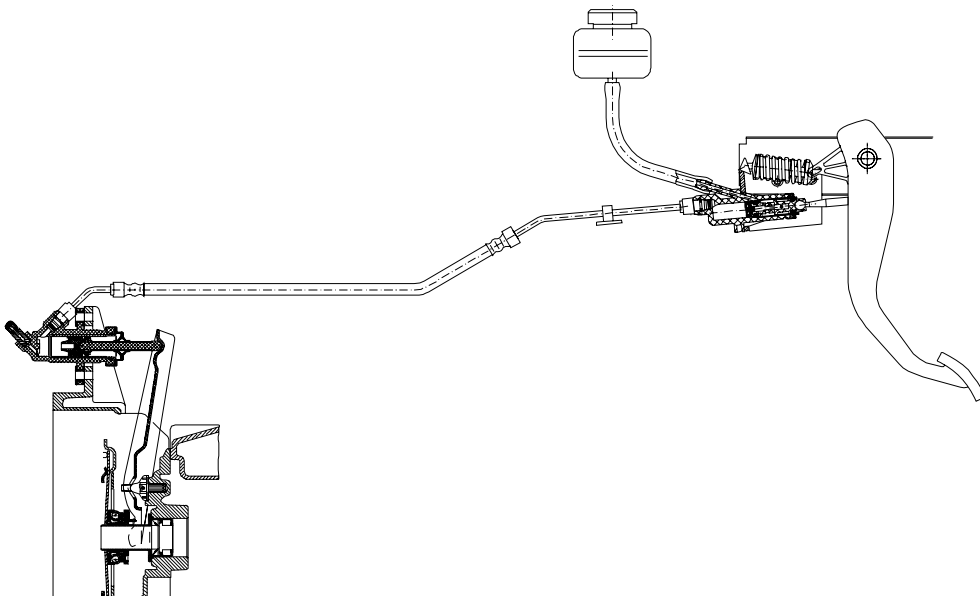


Bild 3: Semihydraulisches Ausrücksystem, Bauart INA

Anforderungen an ein Ausrücksystem bei Einsatz einer SAC

Der Einsatz der SAC zieht eine klare Änderung der Anforderungsliste für ein Ausrücksystem nach sich (Bild 4). Wie bereits in dem vorhergehenden Vortrag dargestellt, senkt die SAC die Ausrückkräfte. Das Ausrücksystem muß unter diesen kleinen Kräften effektiv sein und sicher zurückstellen können. Hierdurch werden mechanische Systeme, die eine geringere Reibung haben als hydraulische Systeme mit ihren Dichtungen, begünstigt. Außerdem werden an die Steifigkeit des Ausrücksystems keine so hohen Anforderungen mehr gestellt, ohne daß dadurch der Wirkungsgrad leidet.

SAC

- halbiert Ausrückkraft
 - begünstigt mechanisches System, da geringere Reibung
 - Steifigkeitsverluste werden unkritischer
- Bei Belagverschleiß wandern die Tellerfederzungen in Richtung Ausrückbewegung
 - Einfache, mechanische Nachstellmechanismen möglich
 - Verschleißweg um 70 % reduziert

Bild 4: Einfluß der SAC auf die Anforderungsliste Ausrücksystem

Ein weiterer Unterschied ergibt sich im Verhalten der Kupplung über die Lebensdauer. Bei Verschleiß des Kupplungsbelags wandert die Tellerfederzunge in Richtung der Ausrückbewegung; hierfür lassen sich, wie später gezeigt wird, einfache selbsttätige Nachstellmechanismen finden. Weiterhin wird der Betrag der Zungenhöhenänderung durch den Kupplungsbelagverschleiß infolge der Nachstellung in der SAC um etwa 70 % reduziert. Das schafft Einbauraum.

Ausgehend von diesen neuen, durch die SAC geschaffenen Voraussetzungen müssen zunächst die Anforderungen für ein möglichst einfach zu gestaltendes Ausrücksystem definiert werden (Bild 5).

Funktion

- Niedrige Reibung, ausreichende Steifigkeit
- Rückstellung bei niedrigen Ausrückkräften
- Überweg verhindern
- Selbsttätige Nachführung des Ausrücklagers bei Verschleiß in Richtung Motor
- Reduzierung von Pedalschwingungen

Lebensdauer

- Unempfindlich gegen Belagabrieb
- Umgebungstemperaturen bis zu 200°C
- Verschleißarm

Einbau

- Kein erhöhter Platzbedarf
- Leichte Verlegung und Montierbarkeit im Fahrzeug

Kosten

- Kostengünstiger als herkömmliche Ausrücksysteme durch Entfall der Gabel

Bild 5: Anforderungen an das Ausrücksystem

Wegen der geringen Ausrückkraft muß die Reibung gering sein, um die Rückstellung des Lagers sicher zu gewährleisten. Ausreichende Steifigkeit dürfte bei den niedrigen Ausrückkräften kein Problem darstellen. Um die Funktion der SAC zu garantieren, muß ein Überweg des Ausrücklagers vermieden werden.

Eine selbsttätige Nachstellung bei Kupplungsbelagverschleiß ist wie bei allen hydraulischen Systemen ebenfalls vorzusehen.

Selbstverständlich muß die Ausrückfunktion über die Lebensdauer trotz der hohen Umgebungstemperaturen und der Verschmutzung durch Belagabrieb erhalten bleiben.

Die oft engen Einbauverhältnisse bedingen, daß für ein neues Ausrücksystem kein erhöhter Platzbedarf entsteht.

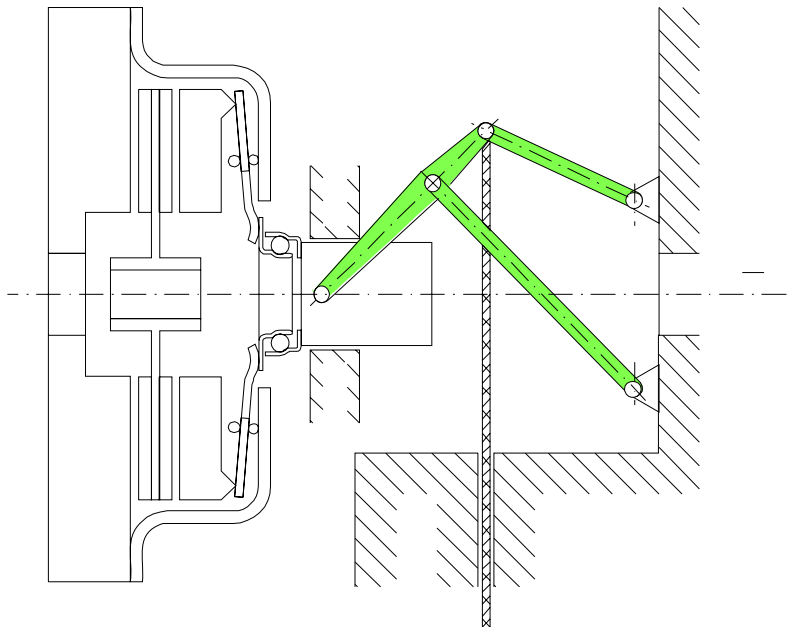
Eine einfache und schnelle Montage im Fahrzeug erfordert die Zusammenfassung in möglichst wenige Baugruppen.

Unter den hier genannten Anforderungen können nun verschiedenartige Ausrückprinzipien verglichen werden.

Mechanische Ausrückprinzipien und Nachstellung

Zunächst wurde untersucht, wie eine Betätigung mit einem Bowdenzug direkt in eine axiale Ausrückbewegung des Ausrücklagers umgesetzt werden kann, ohne die sonst übliche Ausrückgabel zu benutzen. Dabei wurde bewußt auch der teilweise in Verruf geratene Bowdenzug benutzt, da durch die niedrigere Belastung bei Einsatz einer SAC Verschleiß und Festigkeitsverhalten des Bowdenzugs deutlich verbessert werden. LuK untersuchte zunächst systematisch die in Frage kommenden mechanischen Alternativen.

Eine der untersuchten Möglichkeiten waren Gelenkvielecke. Solche Gelenkvielecke können lineare oder annähernd lineare Bewegungen erzeugen. Das in Bild 6 gezeigte Beispiel wird unter anderem für die Schiffsbeladung durch Hafenkräne eingesetzt. Die Übersetzung ist nur innerhalb gewisser Grenzen durch die Wahl der geometrischen Abmessungen des Vielecks und der Anlenkung des Bowdenzugs veränderbar. Auch Bauraumprobleme scheinen mit diesem Prinzip vorprogrammiert. Die minimal 5 Gelenkstellen lassen eine aufwendige Fertigung erwarten.



Bowdenzug

Bild 6: Gelenkvieleck für Ausrücksystem

Ein weiteres Ausrückprinzip ist die Verwendung von 2 Rampen (Bild 7). Wird die betätigte, oben liegende Rampe relativ zur unbetätigten Rampe verschoben, so wird die Bewegung abhängig vom Rampenwinkel in eine axiale Bewegung übersetzt. Durch die Verwendung von Kugeln oder Rollen kann die Reibung gering gehalten werden.

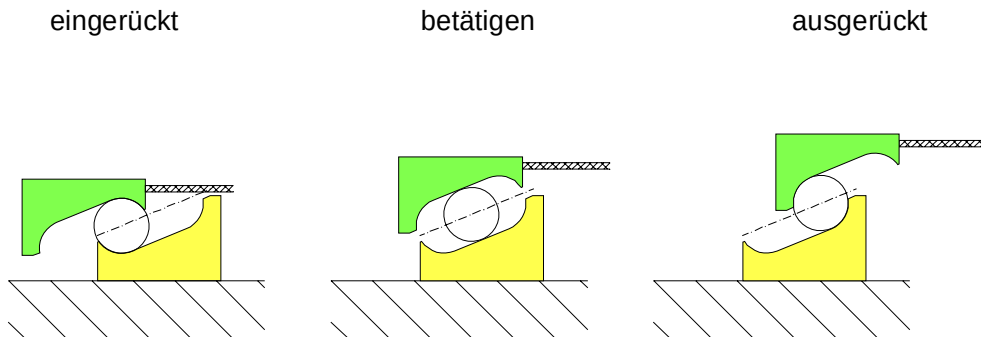


Bild 7: Rampenprinzip

Die Ausführung dieses Prinzips kann auf recht unterschiedliche Weise geschehen. Bild 8 zeigt eine zur Zeit verfolgte Ausführung. Hierbei sind 2 Rampeneinheiten zwischen Ausrücklager und Getrieberrückwand angeordnet.

Bei der Betätigung des Bowdenzugs werden zwei einander gegenüberliegende Rollen über einen Anlenkungsmechanismus synchron aufeinander zubewegt. Hierdurch werden die Rampenbahnen gespreizt und eine axiale Ausrücklagerbewegung erzeugt.

Um eine rollende Bewegung und eine symmetrische Rampenbelastung zu erhalten, besteht jede Rolle aus 3 Einzelrollen. Die mittlere wirkt auf die eine Rampenbahn, die beiden schmaleren außenliegenden Einzelrollen auf die jeweilige gegenüberliegende Rampenbahn.

Jede Rampenbahn ist also über eine Dreipunktlagerung über 3 Rollen geführt, was ein Verkippen des Ausrücklagers verhindert. Voraussetzung allerdings ist eine synchrone Bewegung der in Bild 8 oben und unten angeordneten Rollen. Dies muß über zusätzliche Komponenten sichergestellt werden.

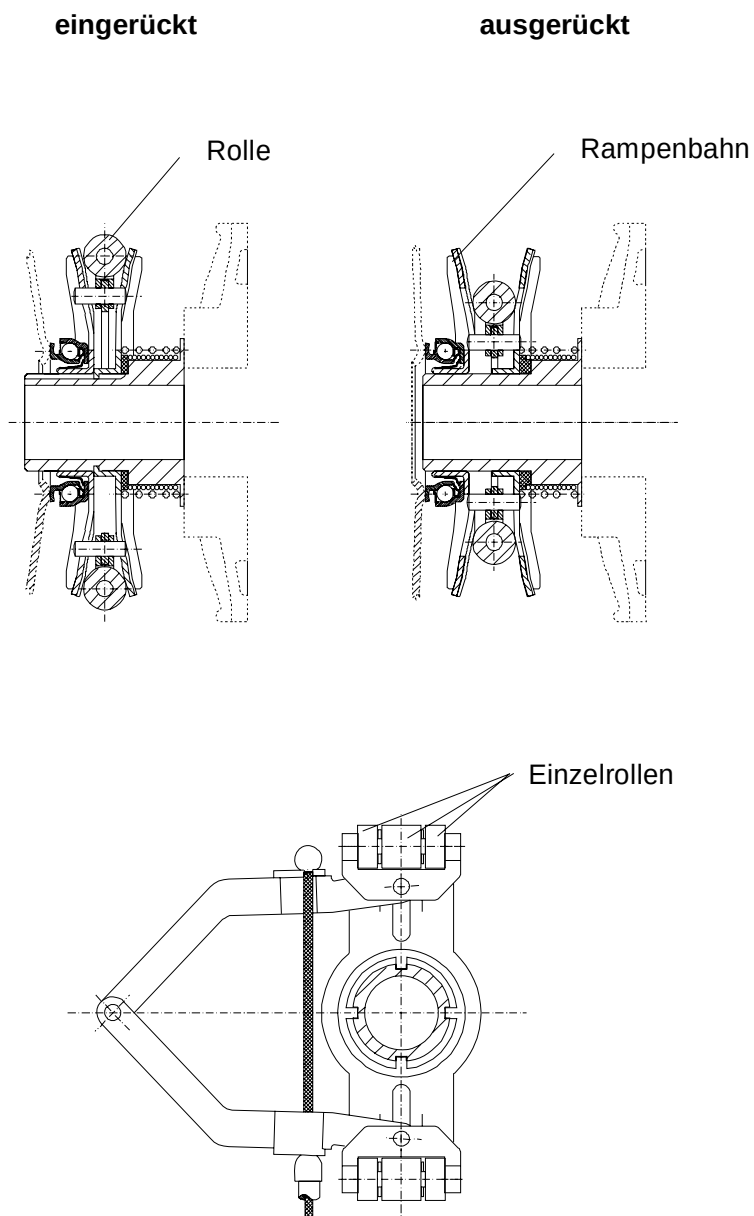


Bild 8: Rampen radial angeordnet

Eine weitere Möglichkeit, Rampeneinheiten anzuordnen, ist in Bild 9 dargestellt. Hier wurden drei Rampen in Form von Vertiefungen in Umfangsrichtung auf einem feststehenden unbetätigten und einem verdrehbaren betätigten Rampenring angeordnet. Bei Verdrehung des oberen Rampenrings erhält man eine schraubenförmige Bewegung wie mit einem drei-

gängigen Gewinde, wobei die drei Kugeln die Reibung minimieren und die radiale sowie axiale Führung des Ausrücklagers übernehmen. Während der unbetätigte Rampenring an der Getrieberrückwand befestigt ist, kann auf der verdrehbare betätigte Rampenring durch einen Bowdenzug ein Moment aufgebracht werden. Dies führt zu einer axialen Ausrückbewegung. Das einfache Prinzip hat sich übrigens bei der Betätigung von Motorradkupplungen schon lange bewährt.



Bild 9: Rampen in Umfangsrichtung angeordnet

Die Dreipunktlagerung über die drei Kugeln sorgt für eine klar definierte Lage der beiden Rampenringe zueinander. Neben dem Moment erzeugt der Bowdenzug natürlich auch eine unerwünschte Querkraft, die aber abhängig vom Rampenwinkel nur etwa 40 % der Ausrücklagerkraft beträgt. Diese Querkraft wird über 2 der 3 Kugeln abgestützt.

Falls die Rampenwinkel beider Rampenringe konstant sind, kann ein Verkippen des Ausrücklagers auch dann nicht auftreten, wenn ein Versatz zwischen den Kugeln auftritt.

Die Rampen (siehe Bild 7) können so ausgebildet werden, daß die Kugeln an beiden Enden der Rampen auch als Anschlag dienen. Dadurch werden die für die SAC schädlichen Überwege sicher verhindert; auf einen Deckelanschlag in der SAC kann folglich verzichtet werden.

Zusätzlich werden die Kugeln bei jedem Anschlagen neu positioniert. Das eröffnet die Möglichkeit, veränderliche Rampenwinkel ohne Kugelkäfig einzusetzen, um die Ausrückkraft im Maximum abzusenken und im

Minimum anzuheben. Bei der Rampengestaltung ist dann anzustreben, daß die Berührungspunkte der beiden Rampen auf der Kugel über den gesamten Weg einander genau gegenüberliegen; in diesem Fall treten keine Reaktionskräfte auf die Kugel auf und sie kann der ihr zugedachten Bahn leicht folgen (Bild 7).

Der Vorteil dieser Ausführungsmöglichkeit des Ausrückers durch Rampen besteht einerseits in der kompakten konzentrischen Anordnung und andererseits in der Dreipunktlagerung über drei Kugeln, die die Funktionssicherheit mit wenigen Teilen garantiert.

Zusätzlich zum Ausrücken muß ein mechanisches Ausrücksystem auch die Zungenhöhenänderung in der Kupplung infolge Belagverschleiß automatisch nachstellen können, wenn sie mit hydraulischen Systemen konkurrieren will.

Wie bereits in der Einleitung erwähnt, wandern bei der SAC im Gegensatz zur konventionellen Kupplung die Tellerfederzungen bei Kupplungsbelagverschleiß in die gleiche Richtung wie beim Ausrücken. Hierfür läßt sich ein vergleichsweise einfacher mechanischer Nachstellmechanismus finden, der ähnlich funktioniert wie die Nachstellung der SAC (Bild 10). Es werden dazu Rampenringe eingesetzt, die federnd vorgespannt werden. Sie übernehmen den Ausgleich, wann immer eine Lücke zwischen den Tellerfederzungen und dem Ausrücklager entsteht. Ähnlich wie bei der SAC verhindert die Selbsthemmung bei flachem Rampenwinkel ein Rückstellen der Rampen. Ein solcher Mechanismus funktioniert selbsttätig und stufenlos.

Der mechanische Zentralausrücker (MZA) kombiniert dieses Nachstellprinzip mit dem Ausrückprinzip nach Bild 9.

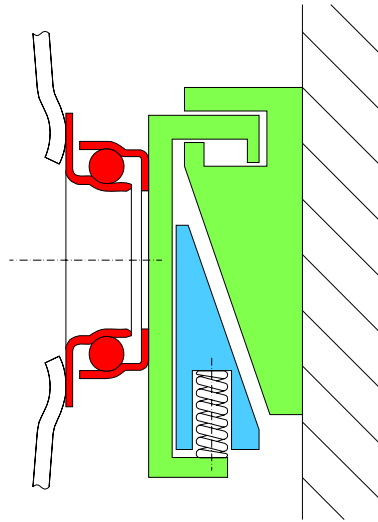


Bild 10: Nachstellung der Zungenhöhe - Prinzipbild

Der Mechanische Zentralsaurücker

Bild 11 zeigt die konstruktive Gestaltung. Der ganze Ausrücker besteht nur aus wenigen, relativ kleinen und kostengünstig herstellbaren Einzelteilen. Neben dem Ausrücklager mit Tellerfeder sind es 3 Blechformteile, 3 Kugeln, 2 Kunststoffringe, eine Druckfeder und ein einfacher gebogener Draht. Für die Werkzeuggestaltung der Stanzteile kann auf die reiche Erfahrung der LuK aus dem Kupplungs- und ZMS-Bereich aufgebaut werden. Nachfolgend wird das Zusammenwirken der Einzelteile beschrieben.

Das System läßt sich in den Baugruppen mit den Funktionen Ausrücken, Nachstellen der Zungenhöhe und Aufnehmen des Ausrücklagers einteilen.

Die Baugruppe mit der Funktion Ausrücken trägt auf dem betätigten und unbetätigten Rampenring die zum Ausrücken nötigen Rampen.

Der nicht betätigte Rampenring ist über Schrauben oder Kerbstifte drehfest am Getriebe befestigt. Über drei gefettete Kugeln wird bei einer Verdrehung des betätigten Rampenrings die axiale Ausrückbewegung erzeugt. Am Ende der Verdrehbewegung beschränken Anschläge, die über die Kugeln wirken, den Ausrückweg (Bild 12). Die Betätigung des Rampenrings erfolgt über einen Draht, der bis zur Getriebeglockenwand geführt wird. Die Ein- oder Aushängung des Bowdenzugs kann auf einfache Weise durch die hakenförmige Drahtgestaltung unterstützt von außen erfolgen. Der Draht schützt außerdem den Bowdenzug gegen den Belagverschleiß und die hohe Getriebeglockentemperatur.

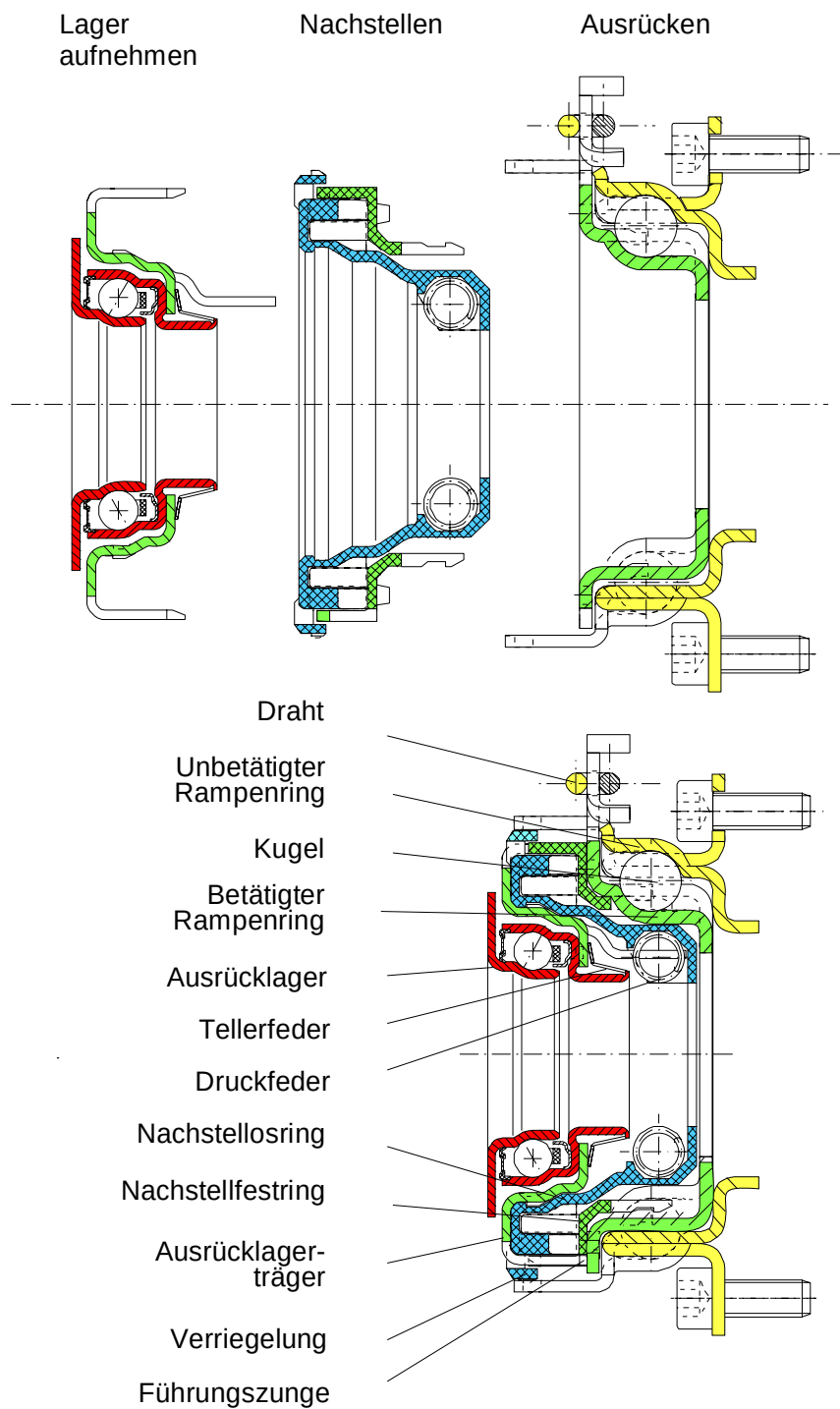
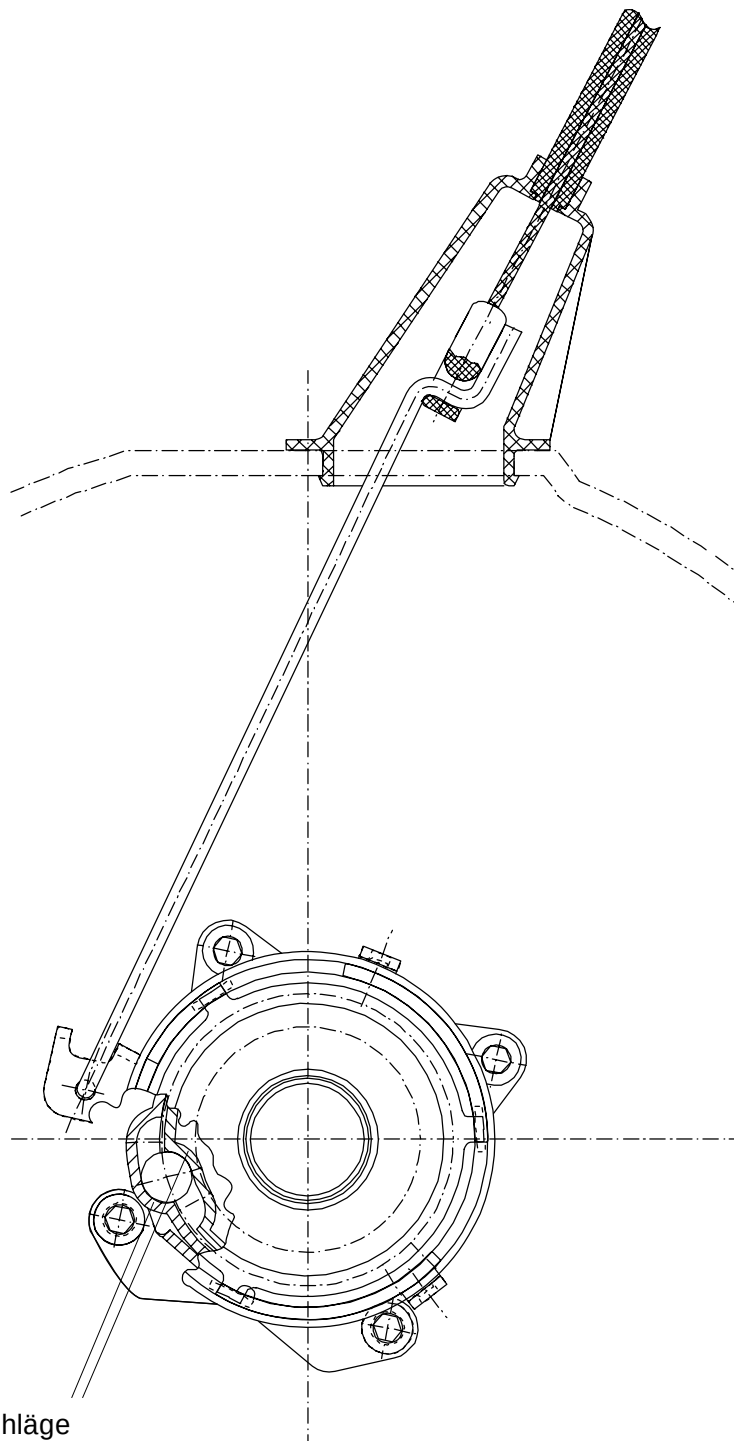


Bild 11: Mechanischer Zentralausrücker (MZA)



Anschläge

Bild 12: MZA - Zugeinhängung

Durch einen sich über den Bowdenzugweg ändernden Rampenwinkel kann die Übersetzung über den Ausrückweg verändert werden. Damit könnte der Ausrückkraftverlauf, der bei der SAC typischerweise gegen Ende des Ausrückwegs deutlich abfällt, falls erwünscht korrigiert werden (Bild 13).

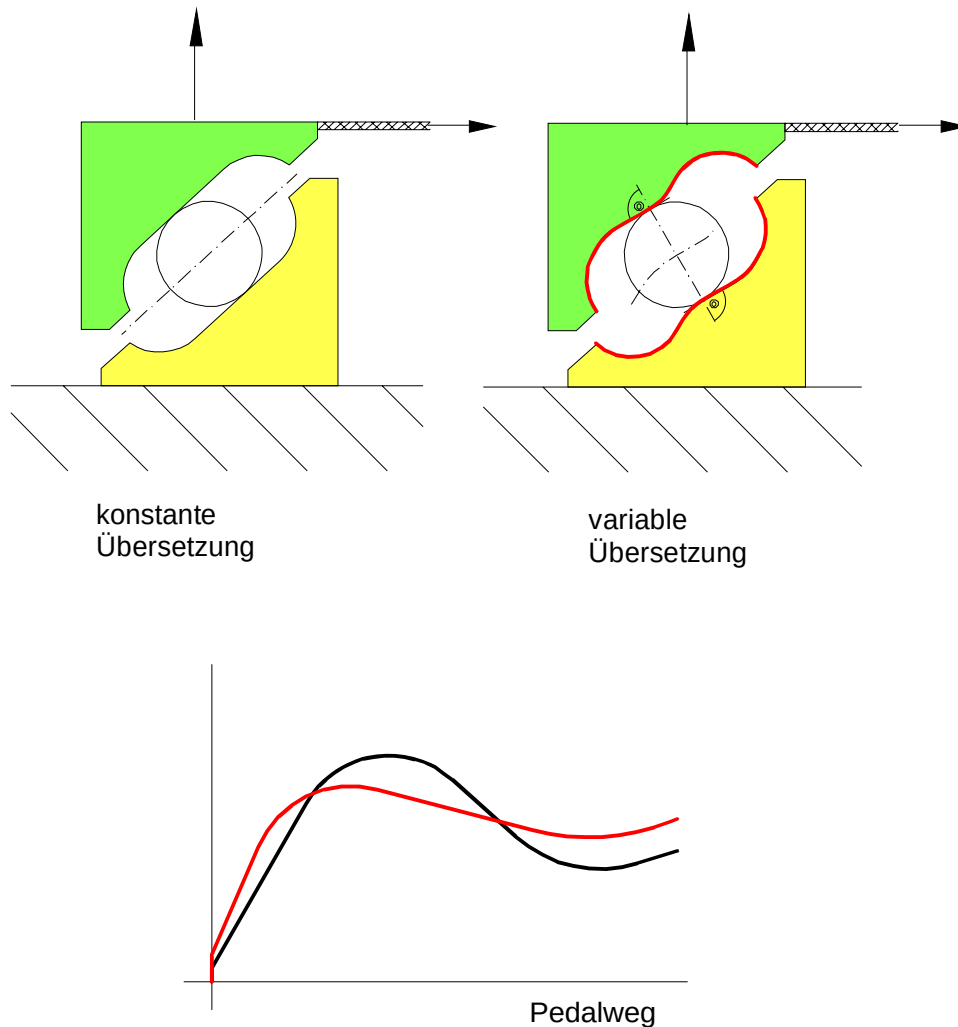


Bild 13: Rampenprinzip

Mit dem betätigten Schraubenring fest verbunden ist der Nachstellfesttring (Bild 11), der zusammen mit dem Nachstelllosring über 2 konzentrisch angeordnete Rampenbereiche die Funktion Nachstellen übernimmt. Der außenliegende und der innenliegende Rampenbereich umfaßt jeweils zwei 180° lange Rampen mit einem selbsthemmenden Rampenwinkel. Nach erfolgter Nachstellung ergibt jeder Bereich dann 2 um 180° voneinander

entfernte Restkontaktbereiche. Da der außenliegende und innenliegende Rampenbereich gegeneinander um 90° versetzt angeordnet sind, ergibt sich eine stabile Vierpunktlagerung.

Die Nachstellung wird sichergestellt durch eine Druckfeder, die auf den Nachstellosring und über einen Flansch auf dem Ausrücklagerträger wirkt. Sie kann je nach Platzverhältnissen entweder, wie hier gezeigt, im Inneren oder radial außerhalb der Nachstellrampen angeordnet werden. Mit dem Nachstellwinkel von ca. 100° werden typischerweise Nachstellwege von rund 6 mm erreicht.

Die Druckfeder erzeugt über die Rampen auch die Ausrücklagervorlast.

Vor Einbau des MZA muß diese Nachstelleinrichtung zunächst zurückgestellt und verriegelt werden (Prinzip siehe Bild 14). Hierzu muß am ausgebauten MZA der Nachstellring zurückgedreht und dabei in dem betätigten Rampenring eingerastet werden. Jetzt ist die axiale Bewegung des Nachstellosrings blockiert und das MZA nimmt die kürzeste axiale Länge ein. In dieser Position kann er nun eingebaut werden. Nach erfolgter Kupplungsglockenmontage erfolgt die Entriegelung automatisch. Bei der erstmaligen Kupplungsbetätigung bewegt sich das betätigte Rampenring vom Nachstellosring weg und gibt die Verriegelung und damit die Nachstellung frei.

Die jetzt stattfindende Nachstellung des Nachstellosrings zum Toleranzausgleich bewegt ihn von der Verriegelung weg, so daß kein erneutes Verriegeln auftreten kann. Die Verriegelung kann bei einer späteren Demontage der Getriebeglocke in einer Werkstatt leicht manuell durchgeführt werden. Sie dient außerdem bei der Anlieferung an das Automobilwerk als Transportsicherung.

Das selbstzentrierende Ausrücklager ist auf herkömmliche Weise an dem Ausrücklagerträger über eine kleine Tellerfeder befestigt. Da ein Verkippen des Ausrücklagers durch die stabile Dreipunktlagerung auf die Dreikugelrampe eliminiert wird, kann auf die herkömmliche Führungshülse für das Ausrücklager verzichtet werden. Der hierdurch mögliche geringere Außendurchmesser des Lagers hilft, sowohl die Kosten zu senken als auch die Lagerschleppmomente zu verringern. Diese Schleppmomente werden über drei Führungszungen des Ausrücklagerträgers direkt auf den Nachstellfesttring übertragen; hierdurch wird die Nachstellung des Nachstellosrings vom Schleppmoment abgekoppelt.

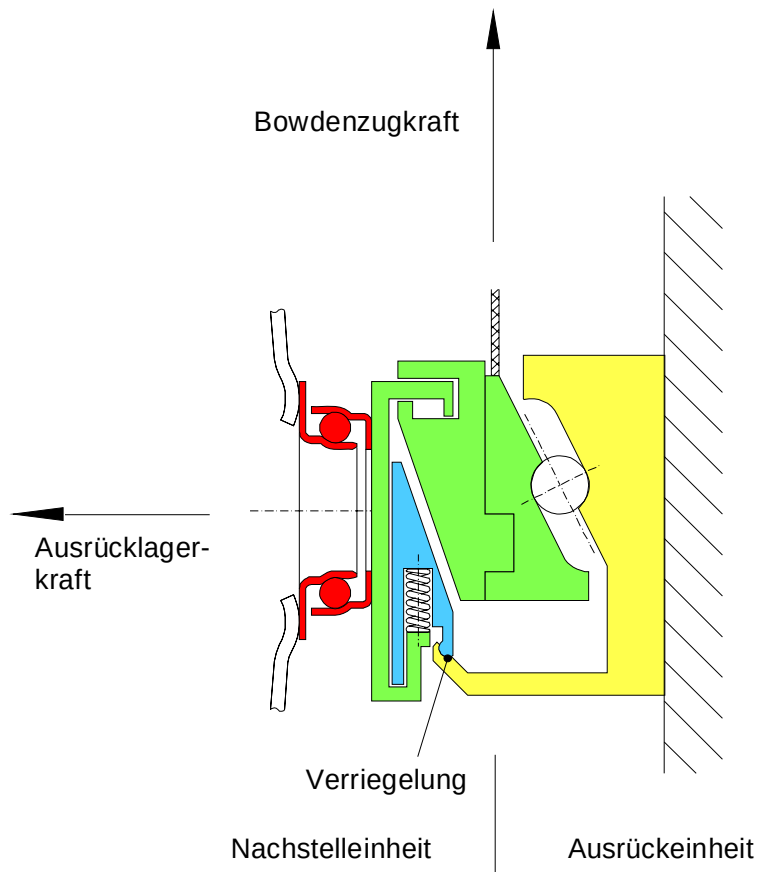


Bild 14: Prinzipbild MZA

Toleranzausgleich

Die Baugruppe zur Nachstellung der Zungenhöhe kann gleichzeitig auch als Toleranzausgleich der axialen Länge, die sich aus der Kurbelwellenlänge, Schwungradhöhe, Tellerfederzungenhöhe, Ausrücksystemlänge und Abstand zur Getrieberückwand ergibt, dienen.

Die Toleranzen der Bowdenzuglänge und Bowdenzulanlenkung, die eine Streuung der Pedalhöhen bewirken, lassen sich allerdings nicht mit diesem Nachstellmechanismus ausgleichen. Hierzu ist ein getrennter Ersteinstellmechanismus notwendig, wie er zum Beispiel mit der Firma Küster entwickelt wurde (Bild 15).

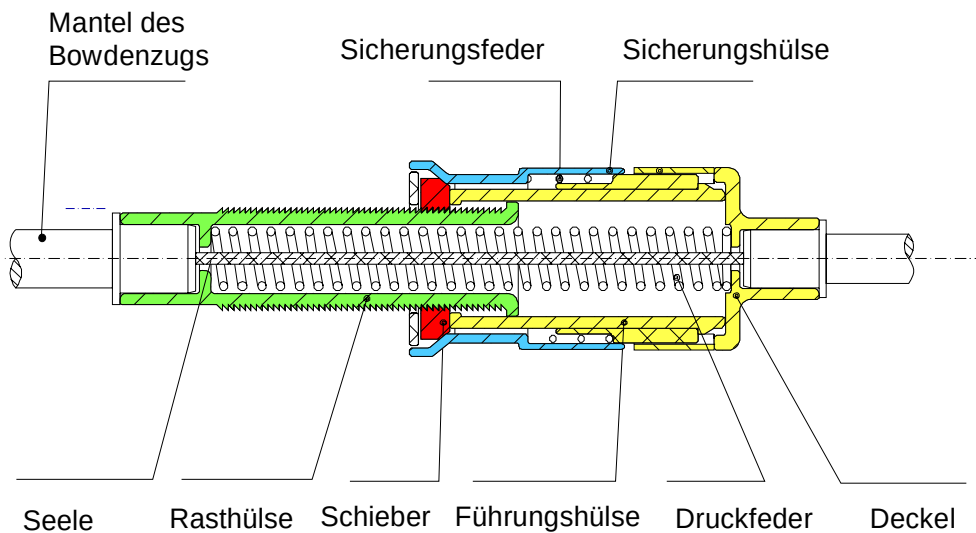


Bild 15: Ersteinstellmechanismus, Bauart Küster

Im wesentlichen besteht der Mechanismus aus zwei ineinander gesteckten Hülsen, die im Bowdenzugmantel integriert und durch eine leichte Feder vorgespannt sind. Beim Einbau ist die Feder ganz zusammengedrückt. Ein Schieber verhindert formschlüssig über Rastzähne das Auseinanderschieben der Hülsen. In diesem Zustand ist der Mantel um mehr als 4 cm verkürzt: der hierdurch überstehende Zug kann folglich leicht eingehängt werden. Nach dem Einbau des Getriebes kann durch eine Betätigung der Sicherungshülse die Verrasterung der Hülsen freigegeben werden, so daß, durch die Feder unterstützt, der Längenausgleich im Mantel stattfindet. Nach Loslassen der Sicherungshülse werden die Hülsen selbsttätig wieder gegeneinander verrastet und sind jetzt für den Betrieb eingestellt. Dieser Vorgang läßt sich auch in Werkstätten leicht durchführen.

Der Mechanismus muß dicht sein gegenüber dem etwas geringeren Luftdruck im Fahrzeuginnenraum. Ein Ansaugen von Verschmutzungspartikeln und ein hierdurch bedingter Reibungsanstieg im Bowdenzug könnte sonst die Folge sein.

Entgegen landläufiger Meinung beträgt die Längenänderung durch Verschleiß von Bowdenzügen weniger als einen Millimeter: auf ein Nachstellen des Bowdenzugs selbst während der Lebensdauer kann damit im allgemeinen verzichtet werden, obwohl es sich leicht mit dem Ersteinstellmechanismus bewerkstelligen ließe.

Eine weitere Möglichkeit des Pedalhöhentoleranzausgleichs besteht darin, den Rastmechanismus zwischen Bowdenzug und Pedal anzuordnen (Bild 16).

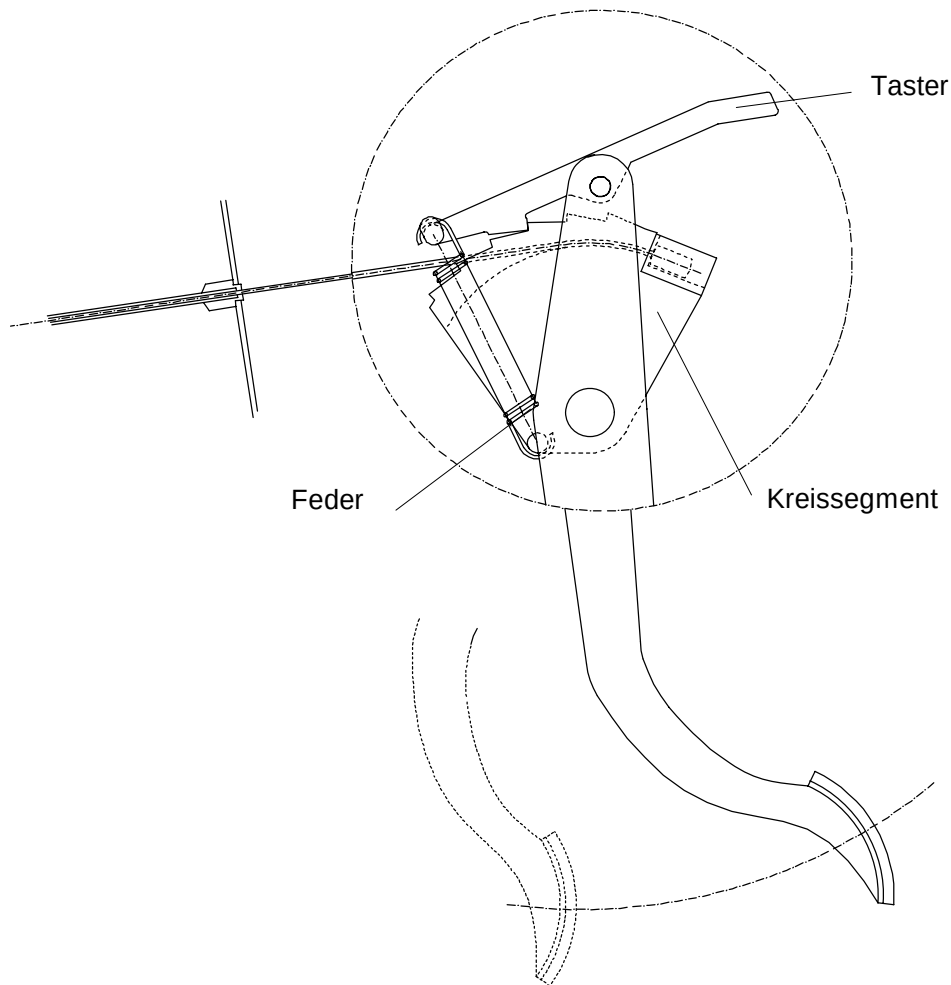


Bild 16: Ersteinstellung, Bauart Kirchhoff

Beim Einbau wird der Zug zunächst in ein kreissegmentförmiges Einhängeteil eingehängt. Der Taster verhindert über eine Verzahnung die Verdrehung des Segmentes.

Nach Einhängung des Zuges wird der Taster heruntergedrückt, die Verzahnung freigegeben, und das kreissegmentförmige Einhängeteil spannt über eine Feder den Zug leicht vor. Wenn anschließend der Taster wieder losgelassen wird, wird der Formschluß federbelastet wiederhergestellt. Die Ersteinstellung ist abgeschlossen. Da dieser Mechanismus im Fahrzeug-

innenraum eingebaut werden kann, wird er keinen erhöhten Temperaturen wie im Motorraum ausgesetzt. Auch können Luftdruckunterschiede nicht zu einem Ansaugen von Verschmutzungspartikeln führen.

Wie bereits die beiden angeführten Beispiele zeigen, gibt es verschiedenartige Prinzipien, die die Funktion Ersteinstellung und gleichzeitig eine leichte Einhängung des Bowdenzuges ermöglichen. Die Wahl kann fahrzeugspezifisch erfolgen. Bei der Ausführung ist darauf zu achten, daß möglichst geringe Rastabstände gewählt werden, um geringe Spiele und damit Verluste im Ausrücksystem zu erreichen.

Zur Überprüfung des MZA-Prinzips wurde ein Muster in ein LuK-Fahrzeug eingebaut und es funktionierte zur vollen Zufriedenheit (Bild 17).

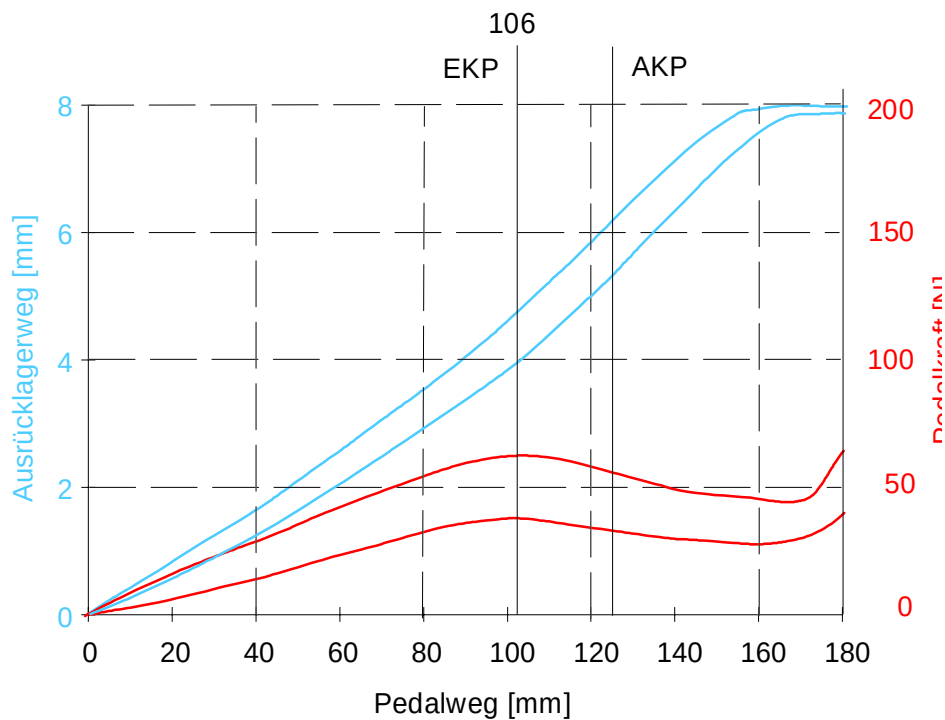
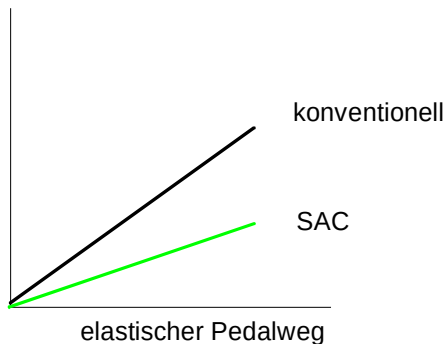


Bild 17: Funktionsüberprüfung MZA im Fahrzeug

Pedalschwingungsentkopplung

Pedalschwingungen machen sich bekanntlich durch Kribbeln im Fuß oder durch Geräusche nachteilig bemerkbar. Durch Entfall des Ausrückhebels und den Einsatz der SAC entstehen mit dem MZA Vorteile bei der Schwingungsentkopplung (Bild 18).



- Im Schwingungssystem entfällt die Ausrückgabel
- Tellerfederungsschlag führt nicht zu Anregung wegen spielfreier Ausrücklagerführung
- Weichere Federung verbessert Schwingungsentkopplung

Bild 18: Einfluß des MZA mit der SAC auf Pedalschwingungen

Der Entfall des Ausrückhebels eliminiert ein verhältnismäßig schweres und eigenschwingungsfähiges Einzelteil. Außerdem verhindert die spielfreie Führung des Lagers über drei Kugeln Kippbewegungen; der Zungenschlag der Kupplung entfällt damit als Anregungsquelle für Pedalschwingungen.

Was als Anregungsquellen bleibt, sind Axialschwingungen der Kurbelwelle und als Folge Eigenschwingungen der Anpreßplatte.

Bei konventionellen Ausrücksystemen ist zwischen dem Ausrücklager und dem Pedal oftmals eine Gummifeder angeordnet. Oberhalb der Resonanzfrequenz des Ausrücksystems kann hier zwar eine Schwingungsentkopplung auftreten, der Wirkungsgrad des Ausrücksystems wird jedoch herabgesetzt, denn der Einsatz von Federn führt automatisch zu nachgiebigeren und damit weniger effizienten Ausrücksystemen. Durch den Einsatz der SAC und der damit halbierten Ausrückkraft können bei gleichem Wirkungsgrad niedrigere Federraten und damit eine verbesserte Schwingungsisolierung erreicht werden.

Eine Möglichkeit, eine solche Feder elegant in dem Ausrücksystem zu integrieren, zeigt Bild 19. Keine zusätzlichen Einzelteile werden benötigt.

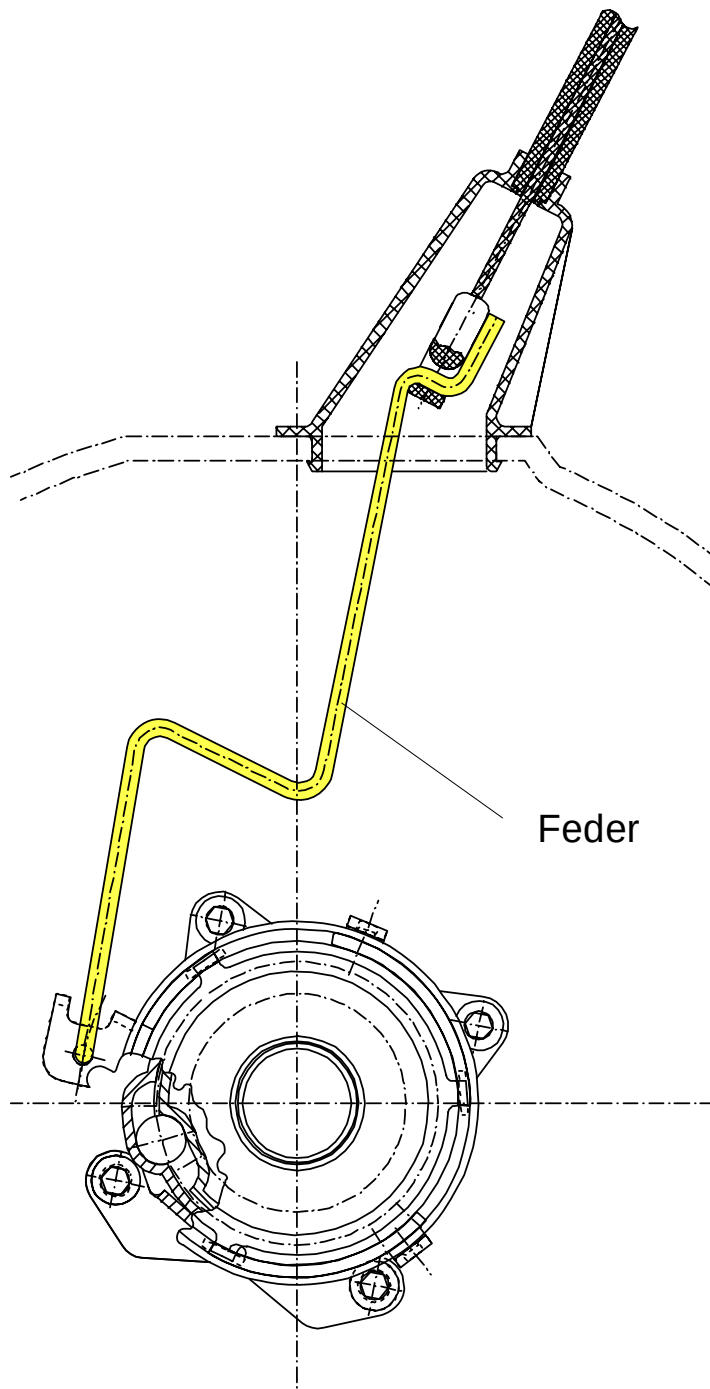


Bild 19: MZA mit Feder

Vergleich des Mechanischen Zentralsrücks (MZA) mit hydraulischen Systemen

Vergleicht man die recht unterschiedlichen Systeme miteinander (Bild 20), fällt auf, daß sich die erreichte Funktion kaum unterscheidet. Die Wegverluste (ohne Last) entstehen beim MZA durch die Rasterung der Ersteinstellung und bei hydraulischen Ausrücksystemen durch den Totweg bis zum Schließen der sogenannten Schnüffelbohrung.

Kriterium	MZA	Hydraulische Systeme
Einsatz	nur mit SAC	universell
Wegverlust	8 % (10 mm) (Ersteinstellung)	8 % (10 mm) (Schnüffelbohrung)
Elastizitätsverlust	10 %	5 - 10 %
Reibung neu Reibung alt	20 % 30 %	30 % 30 %
Dämpfung Pedal- schwingungen	möglich	möglich
Komplexibilität	wenige Teile	wenige Teile
Verlegung	durch Umlenkung eingeschränkt	frei
Funktions- sicherheit	einfaches mechanisches System	Dichtungen stellen Risiko dar
Preis	- 20 %	Basis

Bild 20: Vergleich Mechanischer Zentralsrücks zu hydraulischen Systemen

Die Elastizitätsverluste sind für den MZA etwas höher zu veranschlagen, was in der Praxis aber nicht wesentlich ist. Die Reibung aufgrund der Dichtungen liegt bei hydraulischen Systemen im Neuzustand höher als beim MZA. Mit Bowdenzug allerdings kann eine Erhöhung der Reibung über die Lebensdauer erfolgen, die bedingt durch die niedrige SAC-Belastung geringer ausfallen wird als bei konventionellem Bowdenzug.

Ein Vorteil für hydraulische Ausrückssysteme ist die einfache Verlegbarkeit der hydraulischen Leitungen. Allerdings besteht ein höheres Ausfallrisiko durch die Verwendung von der Kolbenabdichtungen. Infolge von abrasivem Verschleiß durch Verschmutzungspartikel kann die Dichtwirkung gefährdet sein.

Ein klarer Unterschied besteht in den Kosten. Im Vergleich zu einem konventionellen hydraulischen Ausrückssystem kann auf die Ausrückgabel, die Lagerstelle der Ausrückgabel und die Führungshülsen am Getriebe für das Ausrücklager verzichtet werden. Die Kosten liegen demzufolge deutlich unter dem des konventionellen hydraulischen Ausrücksystems und vermutlich auch unter dem eines CSC.

Stand der Entwicklung und Ausblick

Mit Funktionsmustern wurden erste Lebensdauerversuche mit 10^6 Ausrückvorgängen durchgeführt (Bild 21). Sie gaben Aufschluß über die geeignete Materialpaarung Kugel/Rampenring. C15 erlaubt einerseits hohe Umformgrade und weist im einsatzgehärteten Zustand eine geeignete Oberflächenhärte und Einhärtetiefe auf. Mit befetteten Kugeln konnten keine signifikanten Einarbeitungen in den Rampen unter den Versuchsbedingungen festgestellt werden. Da die Kugeln nicht rotieren, kann auf eine aufwendige Fettdichtung verzichtet werden.

Prüfstandsversuche

Schwingversuche bis 10^6 Lastwechsel
bei 120°C bis 165°C

- Keine Einarbeitung der Kugeln
- Bowdenzugverschleiß verursacht weniger als 1 mm Längenänderung

Fahrzeugversuche

- Fahrzeugversuch max. 20 000 km
- Reibungsverlust 25 %

Bild 21: MZA - Prüfstandsversuche und Fahrzeugerprobung

In einem Fahrzeug wurden inzwischen 20.000 km akkumuliert. Die max. Pedalkraft ist durch die SAC auf ca. 70 N herabgesetzt. Die Reibung liegt, bedingt durch die nicht optimierte Bowdenzulanlenkung, mit ca. 25 % noch etwas hoch.

Zusammenfassend (Bild 22) kann festgestellt werden, daß bei SAC-Einsatz ein neues Anforderungsprofil für das Ausrücksystem entstanden ist. Es wurde ein neuartiger mechanischer Zentralausrücker vorgestellt, der ähnlich gut funktioniert wie ein CSC. Durch die Eliminierung der Ausrückgabel und der Führungshülse sind deutliche Einsparungen im Vergleich zu konventionellen hydraulischen Systemen zu erreichen.

- Das SAC schafft neue Möglichkeiten für Ausrücksysteme
- Der neuartige mechanische Zentralausrücker erreicht eine gleich gute Funktion wie ein hydraulisches Ausrücksystem
- Das mechanische Funktionsprinzip ist einfach und sicher
- Deutliche Einsparung durch Elimination von Ausrückgabel und Führungshülse im Vergleich zum konventionellen hydraulischen System

Bild 22: Zusammenfassung MZA

Erste Bemusterungen sind bei diesem noch jungen Produkt für Ende 1995 vorgesehen.

Automatisierte Kupplung

- Das neue LuK-EKM

Dipl.-Ing. **Burkhard Kremmling**
Dr. techn. **Robert Fischer**

Einleitung

Schaltgetriebe haben gegenüber Automatgetrieben den Vorteil, daß der Fahrer die freie Gangwahl hat und sich dabei nicht von einem Automaten bevormundet fühlt.

Zur Erleichterung der Fahrzeugbedienung wurden bereits in den 60er Jahren Systeme zur Automatisierung der Kupplungsbetätigung von Schaltgetrieben angeboten. In der Vergangenheit war das Interesse allerdings nur sehr gering.

Die Unzulänglichkeiten der frühen Systeme, wie mangelnde Funktionalität und hohe Wartungsintensität sowie Reparaturanfälligkeit, konnten durch die Möglichkeiten der modernen Kraftfahrzeug-Elektronik beseitigt werden.

Einsätze im Formel 1- und Rallye-Bereich beweisen, daß automatisierte Kupplungsbetätigungen mittlerweile auch den härtesten Anforderungen gewachsen sind.

Die Verkehrsdichte ist ständig gestiegen und befindet sich mittlerweile auf einem Niveau, das automatisierte Kupplungssysteme interessant macht.

Die Daten, die **Bild 1** zugrunde liegen, sind einer Veröffentlichung des ADAC entnommen [1]. Während der Sommer-Ferienreisezeiten wurden alle nennenswerten Staus auf deutschen Autobahnen registriert.

Im **Bild 1** ist die Anzahl der Staus dargestellt, die länger als 20 km waren. Innerhalb nur eines Jahres ist diese Zahl um **20% gestiegen**, von 75 Staus im Jahr 1992 auf 90 Staus im Jahr 1993.

Mit der Entlastung durch das EKM-System braucht der Fahrer weniger Aufmerksamkeit auf die Fahrzeugbedienung zu richten und kann somit dem Verkehrsgeschehen erhöhte Aufmerksamkeit widmen. Daher geht LuK davon aus, daß mit EKM die Unfallhäufigkeit verringert wird.

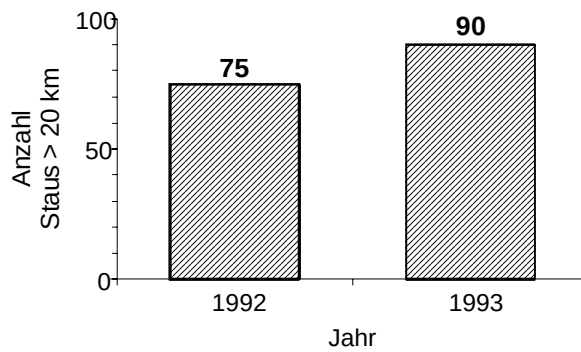


Bild 1: Anzahl der Staus auf deutschen Autobahnen, die länger als 20 km waren, im Vergleich der Sommer-Feriensaisons (Juni...September) der Jahre 1992 und 1993 [1].

Das Elektronische Kupplungsmanagement (EKM) der LuK wurde bereits auf dem letzten Kolloquium im Jahr 1990 vorgestellt [2]; die Potentiale und technischen Möglichkeiten des Systems wurden dabei aufgezeigt.

LuK begann bei der Entwicklung des EKMs zunächst mit einer hydraulischen Aktorik.

Im vergangenen Jahr 1993 war der erfolgreiche Serienanlauf des Elektronischen Kupplungsmanagements im BMW ALPINA B12 (**Bild 2**).

In diesem Fahrzeug kann das EKM unter dem Namen SHIFT-TRONIC als Option gekauft werden. Der Anteil der B12-Fahrzeuge, die bisher bei ALPINA mit der SHIFT-TRONIC-Ausstattung geordert wurden, beträgt mehr als 60% mit steigender Tendenz - ein Beweis dafür, daß das System bei den Kunden ankommt.

Die Entwicklung und die Serienfertigung des Steuergeräts für das ALPINA-EKM-System übernahm die Fa. Atlas Fahrzeugtechnik in Werdohl (AFT), die Kompetenz als Entwicklungspartner und Lieferant bewies.

Die hydraulische Aktorik ist zwar mit dem Vorteil der hohen Verstelldynamik, allerdings auch mit dem Nachteil der großen Komplexität verbunden. Das Kostenreduktionspotential mit der hydraulischen Aktorik ist daher geringer als bei anderen Betätigungsarten.

Um die Möglichkeiten eines Einsatzes des Elektronischen Kupplungsmanagements auf breiterer Basis zu schaffen, mußten die Kosten des Systems wesentlich reduziert werden. Daher führte LuK eine Nutzen/Kosten-Analyse durch.

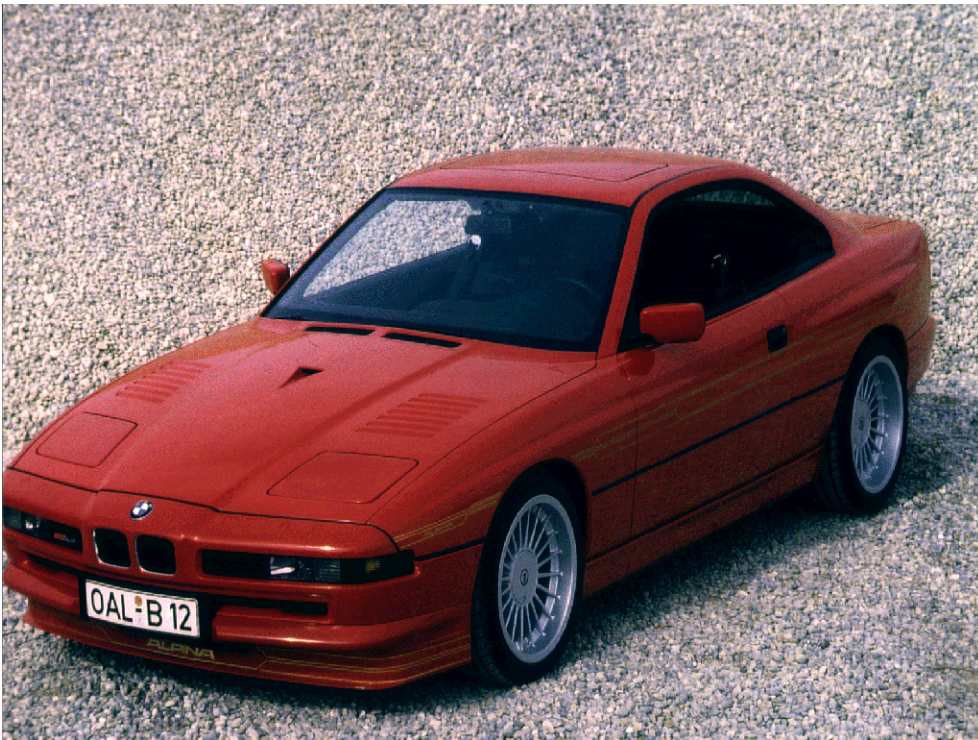


Bild 2: ALPINA B12 SHIFT-TRONIC

EKM-Funktionen

Obwohl der Nutzen, den das EKM-System bietet, zum größten Teil bekannt sein dürfte, werden die Funktionen hier nochmals zusammengefaßt:

Komfortgewinn bei Stop-and-Go

Das Fahren bei Stop-and-Go-Verkehr wird wesentlich erleichtert, u. a. weil der Motor beim Anfahren und Ausrollen nicht mehr abgewürgt werden kann.

Erleichterung des Rangierens

LuK hat eine Strategie entwickelt, die das Fahrzeug bei eingelegtem Gang trotz **nicht betätigtem Gaspedal** "ankriechen" läßt, ähnlich wie bei einem Automatgetriebe.

Der große Vorteil dieser "Kriech-Strategie" ist, daß das Rangieren deutlich vereinfacht wird, weil der Fahrer dabei nur noch ein Pedal - das Bremspedal - zu betätigen braucht.

Die Steuerung baut das Kriechmoment bei betätigter Fuß- oder Handbremse mit einer kleinen Zeitverzögerung vollständig ab. Damit konnten Nachteile des Kriechens, wie hoher Kupplungsverschleiß und steigender Kraftstoffverbrauch, vermieden werden.

Verhinderung von Rasseln und Dröhnen

Lästige Geräusche, wie Getrieberasseln und Karosseriedröhnen, können durch definierten Schlupf in der Kupplung beseitigt werden.

Verbesserung des Lastwechselverhaltens

Das Lastwechselverhalten kann durch eine spezielle Kupplungssteuerung deutlich verbessert werden, Ruckeln ("Bonanza-Effekt") wird damit verhindert.

Potential für die Getriebeentwicklung

Das EKM-System stellt ein großes Einsparungspotential für den Getriebeentwickler dar:

Beim konventionellen Schaltgetriebe mit pedalbetätigter Kupplung können aufgrund von Fehlbedienungen Gangwechselvorgänge bei teilweise geschlossener Kupplung auftreten. Eine bestimmte Anzahl solcher **"Mißbrauchsschaltungen"** muß vom Entwickler bei der Auslegung des Getriebes berücksichtigt werden.

Wird das EKM-System eingesetzt, so ist sichergestellt, daß der Fahrer das Auskuppeln beim Gangwechsel nicht vergessen kann. Daher kann die Auslegung der Synchronisation "schwächer" sein. Die Vorteile sind einerseits Kosteneinsparungen und andererseits reduzierte Schaltkräfte.

In Verbindung mit einer pedalbetätigten Kupplung muß auch damit gerechnet werden, daß der Fahrer z. B. während eines Anfahrvorgangs vom Kupplungspedal abrutscht. Bei diesem sogenannten "Knallstart" können im gesamten Antriebsstrang kurzzeitig Drehmomentspitzen auftreten, die ein Vielfaches des stationären Maximalmoments betragen.

Wird das EKM eingesetzt, treten solche **"Knallstartbeanspruchungen"** nicht auf. Dies führt, wie auch eine spezielle Lastwechselstrategie, zu einer Reduzierung der Drehmomentspitzen im Antriebsstrang. Als Folge können Getriebe und Achsantrieb schwächer dimensioniert und damit Kosten gespart werden.

Potential zur Verringerung des Treibstoffverbrauchs und der Schadstoffemissionen

Durch Optionen des EKM-Systems, die im Kapitel "Ausblick" näher beschrieben werden, können Treibstoffverbrauch sowie Schadstoffemissionen in wesentlichem Umfang reduziert werden.

Wie hoch sind die zulässigen Kosten ?

LuK geht davon aus, daß die Verbreitung des Elektronischen Kupplungsmanagements bisher auch an den zu hohen Kosten des Systems, die fast so hoch wie die Kosten eines Automatgetriebes waren, gescheitert ist.

Damit sich das EKM auf breiterer Basis durchsetzen kann, mußten die **Zielkosten** des Systems **wesentlich reduziert** werden und deutlich näher an den Kosten eines Schaltgetriebes als an den Kosten eines Automatgetriebes liegen (**Bild 3**).

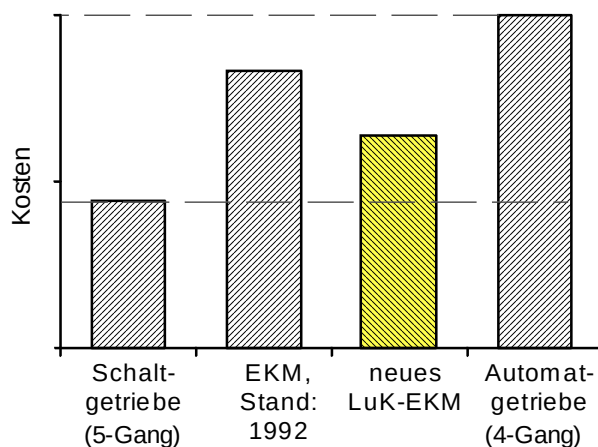


Bild 3: Kostenschätzung: Schaltgetriebe / EKM / Automatgetriebe

Resultat: Das neue LuK-EKM

Eine preisgünstige Hardware war die Grundvoraussetzung, um die geforderten drastisch reduzierten Zielkosten zu erreichen. Dazu war die **Beschränkung** der **Leistung** des **Kupplungsaktors** auf das unbedingt erforderliche Maß und die **konsequente Reduktion** der **Anzahl** der **Sensoren** notwendig.

Als Folge stiegen die Anforderungen an die Steuerungsstrategie sehr stark an, d. h. anstelle hoher Leistung bzw. vieler Sensoren wurde eine intelligendere Steuerung benötigt.

Ein wichtiges Entwicklungsziel des neuen LuK-EKMs war, das vorhandene **Seriengetriebe ohne Modifikationen** zu verwenden. Dadurch wird beim Fahrzeughersteller die Logistik vereinfacht, Entwicklungsaufwand minimiert und Investitionen gesenkt.

Weitere Entwicklungsziele waren:

- ⇒ unveränderter Schalthebel,
- ⇒ geringes Gewicht,
- ⇒ kompakter und variabler Bauraum.

Bild 4 zeigt das **Resultat** in Form einer Übersicht des neuen LuK-EKMs.

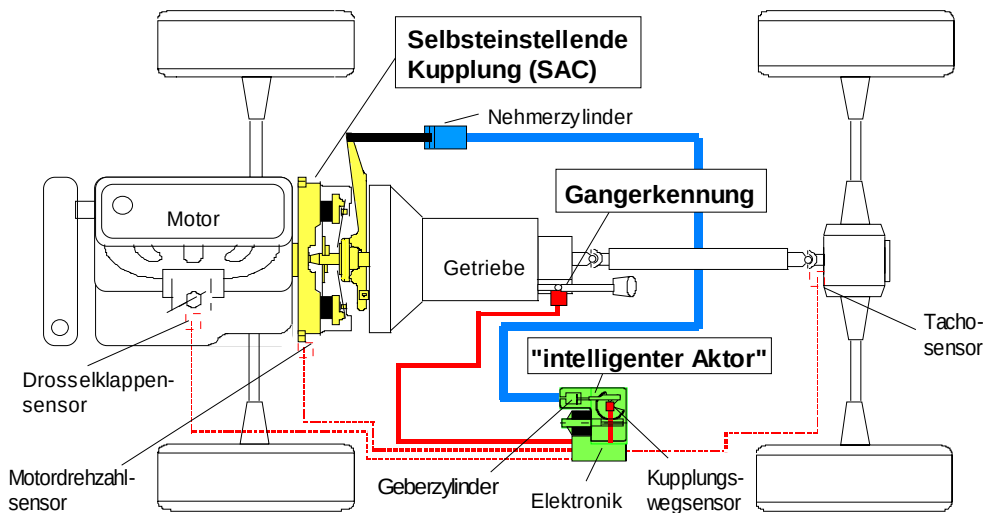


Bild 4: Systemübersicht des neuen LuK-EKMs

Die Basis: Die Selbststellende Kupplung (SAC)

Den **Durchbruch** zu einem sehr kompakten und damit preisgünstigen Aktor brachte die von LuK entwickelte **Selbststellende Kupplung (SAC)**, die in einem der vorangegangenen Beiträge vorgestellt wurde und zum Zeitpunkt des Vortrags als pedalbetätigte Kupplung bereits in Serie gefertigt wird.

Bei einer pedalbetätigten SAC-Kupplung darf die Betätigungskraft nicht beliebig klein werden, da eine zu geringe Kupplungspedalkraft subjektiv als schlecht empfunden wird. Die Forderung nach einer nicht zu unterschreitenden Mindest-Pedalkraft beschränkt somit auch die minimal zulässige Betätigungskraft der Kupplung. Bei der aktorbetätigten SAC-Kupplung des EKM-Systems muß auch eine gewisse Mindestbetätigungskraft

aufgebracht werden, da diese zur Überwindung von Reibungen notwendig ist. Die Mindest-Betätigungskraft der SAC-Kupplung für das EKM kann aber deutlich geringer als bei der pedalbetätigten SAC-Kupplung gewählt werden.

Bild 5 zeigt die Betätigungskraft über dem Weg aufgezeichnet. Die Kraftverläufe einer konventionellen Kupplung sind dabei rot gezeichnet, wobei die durchgezogenen Kurven den Neuzustand und die gestrichelten Kurven den Verschleißzustand kennzeichnen. Im Vergleich dazu ist der Kraftverlauf einer SAC-Kupplung für das EKM-System, gelb gezeichnet, dargestellt.

Aufgrund der oben beschriebenen speziellen Randbedingungen bei der aktorbetätigten SAC-Kupplung des EKM's konnte eine **Kraftreduktion** um **2/3** der maximalen **Betätigungskraft** einer **konventionellen Kupplung** erreicht werden.

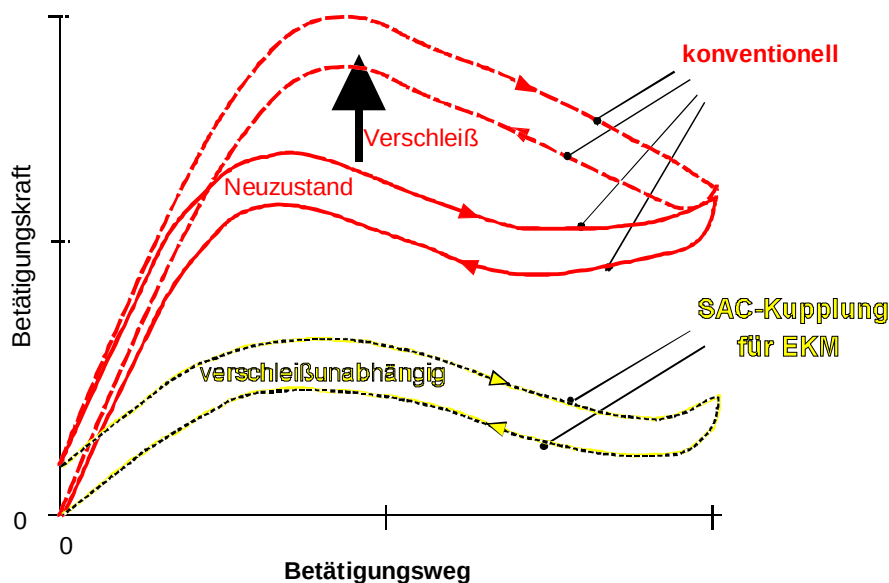


Bild 5: Vergleich der Betätigungskraftverläufe einer konventionellen Kupplung und einer für das EKM-System ausgelegten SAC-Kupplung

Im Vergleich zur konventionellen Kupplung, bei der die Betätigungskraft mit zunehmendem Belagverschleiß ansteigt (rote Kurven), ist die Betätigungskraft der SAC-Kupplung (gelbe Kurve) **über die gesamte Lebensdauer konstant**.

Ein weiterer Vorteil der SAC-Kupplung ist die Möglichkeit, die Belagverschleißreserve zu erhöhen, ohne daß die Betätigungskraft dabei ansteigt.

Der Kupplungsaktor: Ein großserienerprobter Elektromotor

Durch die Absenkung der Betätigungskraft der Kupplung kann ein leistungsreduzierter Elektromotor als Aktor verwendet werden (**Bild 4**). Es kommt ein Kleinmotor zum Einsatz, der von LuKs Entwicklungspartner, der Fa. BOSCH, über 4 Millionen mal pro Jahr produziert wird.

Am Aktorgehäuse befindet sich ein hydraulischer Geberzylinder. Über eine Schlauch- bzw. Rohrleitung wird der Geberzylinder mit dem Kupplungsnehmerzylinder verbunden. Damit kann ein nahezu beliebiger Einbauort des Aktors im Fahrzeug realisiert werden. Es ist lediglich darauf zu achten, daß die Umgebungstemperatur 100 °C nicht übersteigt.

Der Grundaufbau des Aktors gestattet es ebenso, einen Seilzug als Übertragungsmittel zu wählen.

Die reine Verstellgeschwindigkeit der beschriebenen Aktorik ist geringer als bei der hydraulischen Kupplungsbetätigung. Dieser scheinbare Nachteil der geringeren Stellgeschwindigkeit konnte aber, nach dem Motto des **Bildes 6**: "Intelligenz statt Kraft", durch eine intelligentere Steuerung kompensiert werden.

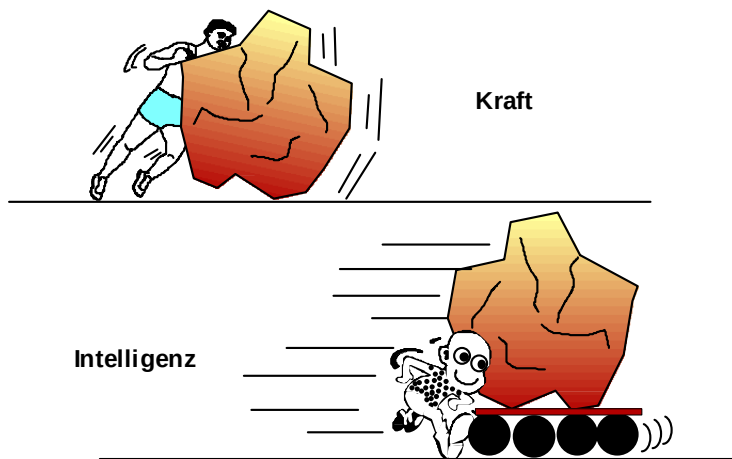


Bild 6: Intelligenz statt Kraft !

Die Lösung für mehrere Probleme: "Momentennachführung"

Das maximal übertragbare Moment einer Kupplung kann durch Sicherheits- und Toleranzzuschläge, die bei der Kupplungsauslegung berücksichtigt werden müssen, das 2- bis 3-fache des maximalen Motormoments betragen. Das mittlere Motormoment beträgt im Fahrbetrieb allerdings nur ein Bruchteil des maximalen Motormoments. Wird die Kupplung

"vollständig geschlossen" (d. h. auf das maximal mögliche Moment eingestellt), so beträgt das übertragbare Kupplungsmoment ein **Vielfaches** des aktuellen Motormoments.

Die Grundidee der "Momentennachführung" besteht darin, die Kupplung nicht bis zum maximal übertragbaren Kupplungsmoment zu schließen, sondern die Kupplung nur soweit zu schließen, daß das übertragbare Kupplungsmoment immer knapp über dem aktuellen Motormoment liegt.

Wirkung beim Gangwechsel

Sobald der Fahrer vom Gas geht, wird das Motormoment reduziert und die "Momentennachführung" verstellt die Kupplung somit automatisch ein Stück in Richtung Öffnen. Beim Erkennen des Schaltwunsches ist die Kupplung daher bereits teilweise geöffnet. Somit reicht die gegenüber der hydraulischen Aktorik reduzierte Stellgeschwindigkeit aus, um die Kupplung auch bei "schnellen Gangwechseln" rechtzeitig vollständig auszukuppeln.

Wirkung beim Lastwechsel

Bild 7 zeigt Simulationsergebnisse eines Lastwechselvorgangs (Tip-In) im 2. Gang.

Es sind die Steuerungsvarianten:

- ⇒ Kupplung geschlossen (Bild oben),
- ⇒ Schlupfregelung (Bild Mitte),
- ⇒ "Momentennachführung" (Bild unten)

vergleichend gegenübergestellt.

In den jeweils oberen der paarweise angeordneten Bilder sind Zeitverläufe von Motor- und Getriebedrehzahl dargestellt. Die jeweils unteren der paarweise angeordneten Bilder zeigen Zeitverläufe der Längsbeschleunigung.

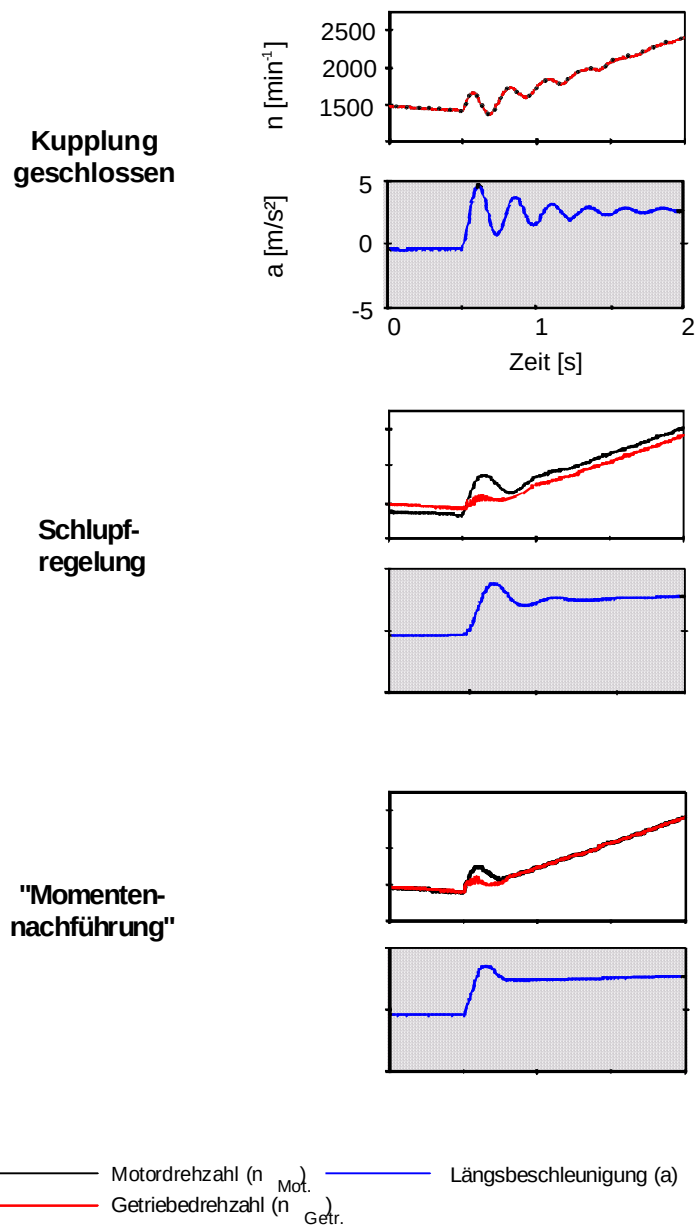


Bild 7: Simulation eines Lastwechsels (Tip-In) im 2. Gang; Vergleich zwischen den Steuerungsvarianten: "geschlossene Kupplung", "Schlupfregelung" und "Momentennachführung"

Bei geschlossener Kupplung (**Bild 7** oben) kommt es nach der schnellen Änderung des Motormoments zu unangenehmen "Ruckelschwingungen", auch als "Bonanza-Effekt" bezeichnet.

Die Schlupfregelung (**Bild 7** Mitte), die bereits auf dem letzten LuK-Kolloquium im Jahr 1990 vorgestellt wurde, ist in der Lage, "Ruckelschwingungen" zu verhindern. Der Nachteil der Schlupfregelung besteht darin, daß dazu ein dauernder, relativ großer Schlupf benötigt wird. Diese Steuerungsvariante macht es somit notwendig, auch in den Drehzahl- und Lastbereichen mit dauerndem Schlupf zu fahren, in denen Schlupf aus Geräuschgründen gar nicht benötigt würde.

Die Wirkungsweise der "Momentennachführung" (**Bild 7** unten) gleicht der einer Rutschkupplung. Es tritt nur bei schneller Motormomentenänderung und **nur** dann ein **kurzzeitiger** Schlupf auf. Gegenüber der Schlupfregelung bringt die "Momentennachführung" somit Verbrauchs- und Verschleißvorteile.

Bild 8 zeigt auf der linken Seite die bereits im **Bild 7** dargestellten Simulationsergebnisse. Vergleichend dazu sind auf der rechten Seite Meßergebnisse derselben Fahrsituation (Tip-In, 2. Gang) gegenübergestellt. Man erkennt die gute Übereinstimmung zwischen Messung (**Bild 8** rechts) und Simulation (**Bild 8** links).

Die "Momentennachführung" arbeitet mit Hysterese. Das bedeutet im Gegensatz zur Schlupfregelung, daß das Kupplungsmoment nur dann verstellt wird, wenn sich das Motormoment um einen gewissen Mindestbetrag geändert hat. Das Ergebnis ist eine wesentliche Verringerung der Einschalt-dauer des Elektromotors bei trotzdem gutem Lastwechselverhalten.

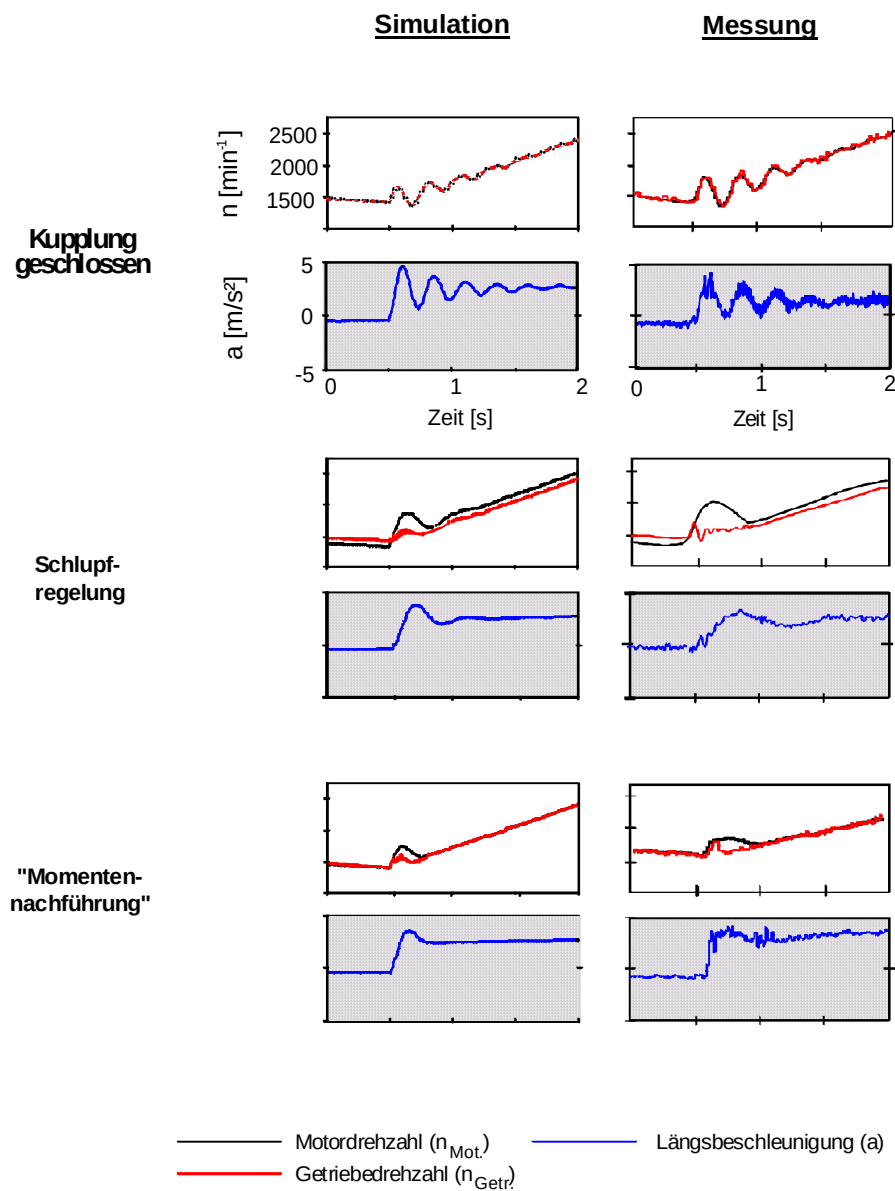


Bild 8: Lastwechsel (Tip-In) im 2. Gang; Gegenüberstellung von Simulation und Messung.

Das Steuergerät: Integriert im Aktorgehäuse

Der leistungsreduzierte Elektromotor sowie die Anbringung des Aktors fern von der Ausrückgabel bzw. vom Zentralausrücker in einem Bauraum,

dessen Umgebungstemperatur 100 °C nicht übersteigt, waren die Grundlage für einen weiteren wichtigen Entwicklungsschritt: Der Aktor und das komplette EKM-Steuergerät konnten mit der Motor-Leistungselektronik zu einer Baueinheit, dem "intelligenten Aktor", vereinigt werden (**Bild 9**). Außerdem wurde noch der Kupplungspositionssensor im Aktorgehäuse untergebracht.

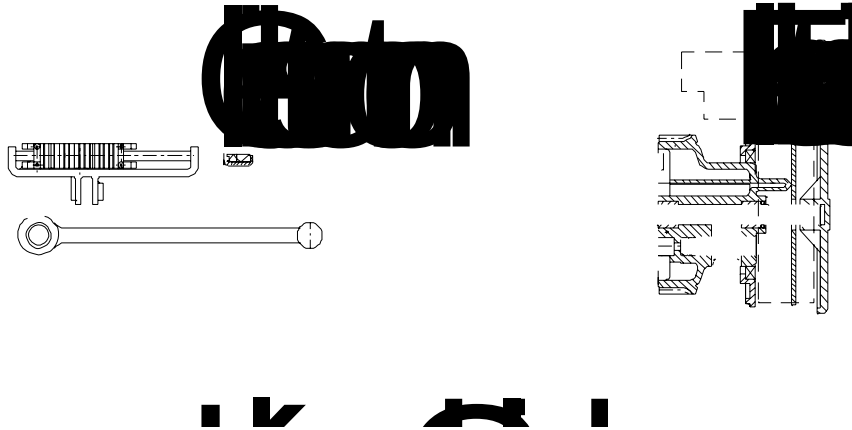


Bild 9: Baueinheit aus Aktor und Steuergerät ("intelligenter Aktor")

Die wichtigsten Vorteile dieser Integration sind:

- ⇒ reduzierter Verkabelungsaufwand,
- ⇒ weniger Steckverbindungen,
- ⇒ weniger Bauteile,
- ⇒ höhere Ausfallsicherheit,
- ⇒ reduzierte Systemkosten,
- ⇒ reduziertes Zusatzgewicht.

Die komplette Aktor/Steuergeräte-Baueinheit wurde von BOSCH entwickelt.

Getriebeänderungen: Nicht notwendig !

Um die hohe Forderung, das **Seriengetriebe nicht zu modifizieren**, zu erreichen, waren anspruchsvolle Aufgaben zu lösen :

- ⇒ die **Verlagerung** der **Kupplungswegmessung** vom Nehmerzylinder zum "intelligenten Aktor" (**Bild 4**) und damit noch vor den Geberzylinder
- ⇒ der **Verzicht** auf einen **Getriebeeingangsdrehzahlsensor**
- ⇒ die **Verlagerung** der **Gangerkennung** von der ehemals direkten Anbringung am Getriebe hin zum Schaltgestänge

Diese Maßnahmen vereinfachten zwar die Anpassung des EKM-Systems an ein neues Fahrzeug wesentlich, die Anforderungen an die Software stiegen aber gleichzeitig. Dies soll am Beispiel der Verlagerung der Kupplungswegmessung vom Nehmerzylinder zum Kupplungsaktor genauer erläutert werden:

Zwischen dem am Aktor angebrachten Geberzylinder, d. h. der "neuen" Meßstelle der Kupplungsposition, und dem Nehmerzylinder befindet sich eine Schlauch- bzw. Rohrleitung mit von Fahrzeug zu Fahrzeug unterschiedlicher Länge. Das darin enthaltene Fluid (Bremsflüssigkeit) ist Volumenänderungen aufgrund von Temperatureinflüssen ausgesetzt, die das Meßsignal der Kupplungsposition in beträchtlichem Maße verfälschen. Kompressibilitätsverluste, die stark vom Luftgehalt der Bremsflüssigkeit abhängig sind, verfälschen das Meßergebnis ebenso wie Fluidverluste durch die Ausgleichsbohrung im Geberzylinder ("Schnüffelbohrung").

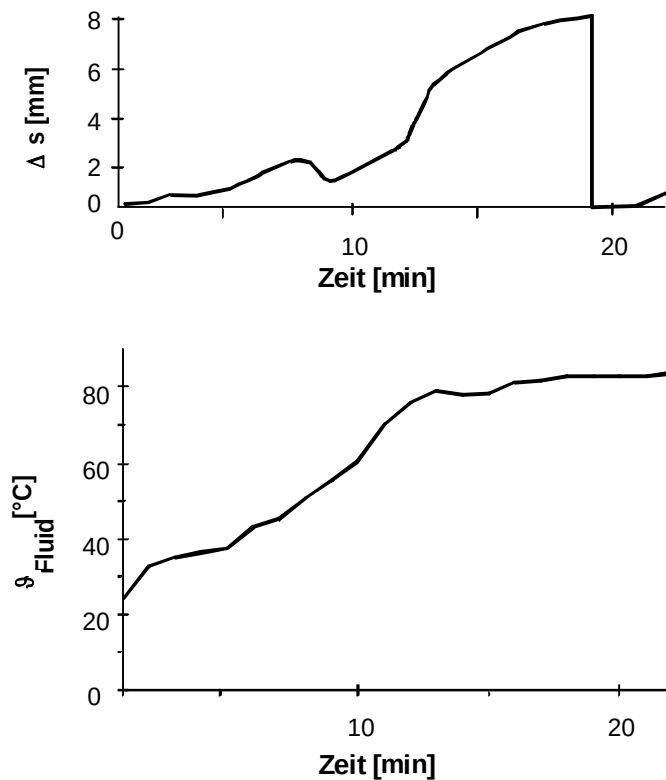
Im **Bild 10** sind Meßergebnisse aus einem EKM-Fahrzeug dargestellt. Die Messungen wurden nach vorangegangener, zügiger Fahrt im Stand aufgezeichnet.

Das Bild verdeutlicht die Verfälschungen des Signals "Kupplungsposition", die sich durch die Sensorverlagerung ergaben. Im oberen Diagramm ist die **Abweichung Δs** zwischen der **wahren** Kupplungsposition, gemessen am Nehmerzylinder, und der **virtuellen** Kupplungsposition, gemessen am Geberzylinder, über der Zeit dargestellt.

Zum Zeitpunkt $t = 0$ wurde das Fahrzeug abgestellt und die Messung bei laufendem Motor gestartet. Die relativ niedrige Fluidtemperatur von ca. 25 °C zu Beginn der Messung, **im Bild 10** unten dargestellt, ist durch die Kühlung der Leitung zwischen Geber- und Nehmerzylinder infolge des Fahrtwinds zu erklären.

Die Stauhitze des Motors sowie der Abgasanlage führen jedoch dazu, daß die Fluidtemperatur (**Bild 10** unten) im Stand wieder deutlich ansteigt. Als Folge dehnt sich das Bremsflüssigkeitsvolumen aus, was bewirkt, daß die Abweichung Δs zwischen Geber- und Nehmerzylinderposition ansteigt.

Wie aus der Messung ersichtlich ist, beträgt die Positionsabweichung Δs zum Zeitpunkt $t \approx 18$ min rund 6 mm. Beachtet man, daß der gesamte Verstellbereich der Kupplung nur etwa 20 mm beträgt, so wird deutlich, wie **ausgeprägt** der **Effekt** ist.



Δs = Abweichung zwischen
Geber- und Nehmerzylinder-
Position

$\overline{\vartheta}_{\text{Fluid}}$ = mittlere Fluidtemperatur
in der Leitung zwischen Geber-
und Nehmerzylinder

Bild 10: Verfälschungen des Meßsignals "Kuplungsposition" aufgrund der Verlagerung der Meßstelle vom Nehmerzylinder zum Geberzylinder

Zum Zeitpunkt $t \approx 19$ min wird der Motor abgestellt und damit die Kupplung geschlossen. Die überschüssige Bremsflüssigkeit entweicht dabei über die "Schnüffelbohrung" im Geberzylinder in den Tank. Zum Zeitpunkt $t \approx 21$ min wird die Kupplung wieder geöffnet. Unmittelbar danach ist die Positionsabweichung Δs zunächst 0, steigt dann aber sofort wieder an.

LuK hat eine Strategie entwickelt, die die **Kupplungskennlinie**, d. h. den Zusammenhang zwischen Kuplungsposition und Reibmoment, **ständig** adaptiert. Dabei wird in den Schlupfphasen das aktuelle Kupplungsmoment

aus einem dynamischen Momentengleichgewicht ermittelt. Durch diese Adaption **konnten** die Auswirkungen der beschriebenen, vehementen Verschlechterung der Signalgüte **vollständig kompensiert** werden. Dies ist bereits im ALPINA B12 in Serie realisiert und funktioniert fehlerfrei.

Die Anzahl der Sensoren: Auf einen Sensor reduziert

Beim neuen LuK-EKM ist nur ein zusätzlicher Sensor, die "Gangerkennung", notwendig. Alle anderen Sensorsignale, die von der Steuerung benötigt werden, können von bereits vorhandenen Steuergeräten abgegriffen werden (**Bild 4**). Wie bereits vorher erwähnt, wird die "Gangerkennung" nicht mehr am Getriebe, sondern am Schaltgestänge appliziert.

Die Vorteile der reduzierten Anzahl von "EKM-spezifischen" Sensoren sind:

- ⇒ weniger Steckverbindungen und damit weniger potentielle Störquellen,
- ⇒ vereinfachte Applikation und Verkabelung des Systems.

Als Sensorelemente der Gangerkennung finden zwei Drehpotentiometer Verwendung, die ihre Automobil-Langzeittauglichkeit bereits als Drosselklappen-Sensoren unter Beweis gestellt haben. Damit werden zwei Richtungen des Schalthebels - "Schalten" und "Wählen" - analog aufgelöst. Eine analoge Messung ist sinnvoll, um **Einstellarbeiten** aufgrund von Serienstreuungen und Veränderungen in der Übertragungs-Kinematik zwischen Schaltverzahnung und Gangerkennungssensorik, z. B. durch Temperatúrausdehnungen oder Verschleiß, **überflüssig** zu machen. Solche Veränderungen werden im Betrieb laufend durch Überprüfung der Extrempositionen adaptiert.

Wie bereits vorher erwähnt, werden für die Steuerung des EKM-Systems eine ganze Reihe **weiterer Signale benötigt**, die im **Bild 4** teilweise gestrichelt dargestellt sind. Diese Signale **können** alle von **vorhandenen Steuergeräten**, z. B. der Motorsteuerung, **abgegriffen** werden:

- ⇒ Motordrehzahl,
- ⇒ Tachodrehzahl,
- ⇒ Drosselklappenstellung,
- ⇒ Motormoment,
- ⇒ Handbremse betätigt,
- ⇒ Fußbremse betätigt.

Schalthebeländerungen: Nicht notwendig !

Die Erkennung des Fahrer-Schaltwunsches wird beim neuen LuK-System aus dem Verlauf des Schalthebel-Längsweges abgeleitet.

Ein bei früheren EKM-Systemen zusätzlich notwendig gewesener Sensor "Schaltabsichtserkennung" kann beim neuen LuK-EKM-System daher, bis auf seltene Sonderfälle, entfallen.

Eine intelligente Software stellt sicher, daß einerseits Fehlauslösungen durch "Handaufliegenlassen" oder durch eine unebene Fahrbahn verhindert werden und andererseits rechtzeitiges Öffnen der Kupplung im Falle des tatsächlich vorhandenen Schaltwunsches gewährleistet ist.

Das Optimum: Sehr einfach aufgebauter Torsionsdämpfer

Die gesamtheitliche Betrachtung von Mechanik und Elektronik führte zur Erkenntnis, daß durch einen **einfachen Torsionsdämpfer** die Drehzahlbereiche, in denen aus Geräuschgründen Schlupf notwendig ist, wesentlich reduziert werden können. Der Torsionsdämpfer kann dabei auch nur auf Teillast ausgelegt sein.

Vergleich verschiedener Systeme

Bild 11 zeigt eine Gegenüberstellung verschiedener Systeme zur Automatisierung der Kupplungsbetätigung. Im Bild oben ist ein System mit hydraulischer Aktorik (LuK-EKM der 1. Generation), in der Mitte ein System mit konventioneller elektromotorischer Aktorik **ohne** SAC-Kupplung und im Bild unten das neue LuK-System dargestellt.

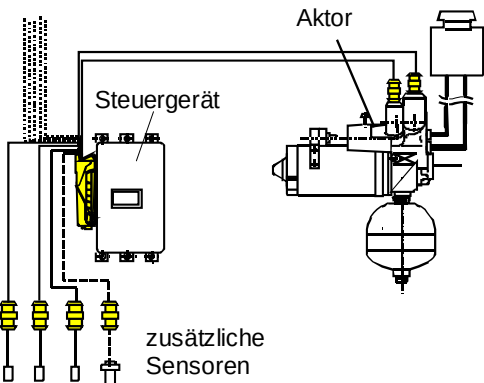
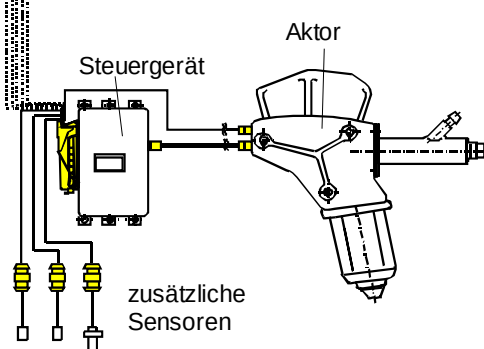
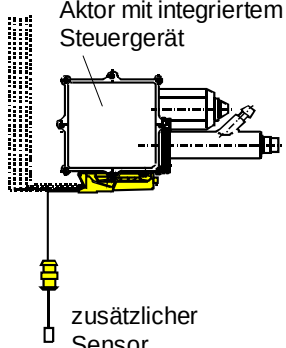
Aktorik	Aufbau	Gewicht [kg]	Sensoren
hydraulisch	 Steuergerät Aktor zusätzliche Sensoren	≈ 5	3 ... 4
konventionell elektromotorisch	 Steuergerät Aktor zusätzliche Sensoren	≈ 6	3
neues LuK - System	 Aktor mit integriertem Steuergerät zusätzlicher Sensor	≈ 2	1

Bild 11: Vergleich verschiedener Systeme

Der Vergleich zeigt, daß die hydraulische Aktorik (**Bild 11** oben) eine Reihe von kostenintensiven Komponenten, wie:

- ⇒ Elektromotor mit Pumpe,
- ⇒ Hydraulikblock,
- ⇒ Druckspeicher,
- ⇒ Drucksensor,
- ⇒ Proportionalventil

benötigt. Das Gewicht ist daher mit ca. 5 kg relativ hoch.

Bei einer konventionellen elektromotorischen Aktorik **ohne** SAC-Kupplung (**Bild 11** Mitte) ist das Gewicht mit ca. 6 kg noch höher als bei der hydraulischen Aktorik.

Der Größenvergleich des neuen LuK-Systems (**Bild 11** unten) mit einem System mit konventioneller elektromotorischer Aktorik (**Bild 11** Mitte) zeigt, welche wesentlichen Vereinfachungen durch die SAC-Kupplung erst möglich wurden. Es ergeben sich die Vorteile:

- ⇒ Vereinfachung von Applikation und Verkabelung

Fehler! Ungültiger Eigenverweis auf Textmarke.weniger Steckverbindungen und damit weniger potentielle Störquellen

Fehler! Ungültiger Eigenverweis auf Textmarke.weniger Einzelteile

- ⇒ wesentlich reduzierte Kosten

Vereinfachung von Applikation und Verkabelung

Fehler! Ungültiger Eigenverweis auf Textmarke.weniger Steckverbindungen und damit weniger potentielle Störquellen

Fehler! Ungültiger Eigenverweis auf Textmarke.weniger Einzelteile

wesentlich geringeres Gewicht (ca. 2 kg)

Vereinfachung von Applikation und Verkabelung

Fehler! Ungültiger Eigenverweis auf Textmarke.weniger Steckverbindungen und damit weniger potentielle Störquellen

Fehler! Ungültiger Eigenverweis auf Textmarke.weniger Einzelteile

geringerer Raumbedarf

Die konsequente Reduktion der Zahl der Sensoren durch den Entfall der Signale Getriebeeingangsdrehzahl und Schaltabsicht führte zu einer weiteren Vereinfachung des neuen LuK-Systems.

Ausblick

Das EKM-System bietet einige Erweiterungsmöglichkeiten, die je nach Kundenwunsch als Option verfügbar sind:

Erhöhung der Fahrstabilität

Durch Unterstützung verschiedener Systeme, wie z.B.:

Vereinfachung von Applikation und Verkabelung

Fehler! Ungültiger Eigenverweis auf Textmarke.weniger

Steckverbindungen und damit weniger potentielle Störquellen

Fehler! Ungültiger Eigenverweis auf Textmarke.weniger Einzelteile

Anti-Blockier-System (ABS)

Vereinfachung von Applikation und Verkabelung

Fehler! Ungültiger Eigenverweis auf Textmarke.weniger

Steckverbindungen und damit weniger potentielle Störquellen

Fehler! Ungültiger Eigenverweis auf Textmarke.weniger Einzelteile

Antriebs-Schlupfregelung (ASR)

Vereinfachung von Applikation und Verkabelung

Fehler! Ungültiger Eigenverweis auf Textmarke.weniger

Steckverbindungen und damit weniger potentielle Störquellen

Fehler! Ungültiger Eigenverweis auf Textmarke.weniger Einzelteile

Motor-Schleppmomentregelung (MSR)

kann das EKM zur Erhöhung der Fahrstabilität beitragen.

Integration einer Wegfahrsperre

Als Fahrzeug-Diebstahlschutz kann eine Wegfahrsperre integriert werden, da mit dem EKM die einfache Möglichkeit besteht, den Anlasser nicht freizugeben und die Kupplung dauernd geöffnet zu halten.

Verringerung des Treibstoffverbrauchs und der Schadstoffemissionen

Das EKM bietet mehrere Optionen, die zur Verringerung des Treibstoffverbrauchs und der Schadstoffemissionen beitragen:

Schaltempfehlung

Über ein Display oder eine Kontrollleuchte am Armaturenbrett wird dem Fahrer angezeigt, wenn es aus Verbrauchsgründen günstiger wäre, hoch- bzw. herunterzuschalten.

Da die Auswirkungen der Fahrweise aufgrund der vorgegebenen Schaltpunkte in offiziellen Testzyklen nicht überprüfbar sind, führte LuK Fahrvergleiche auf einer speziellen Teststrecke durch. Dabei wurden eine typische Landstraßenfahrweise mit Ortsdurchfahrten, die Auswirkungen des Großstadtverkehrs (in Karlsruhe) und der Einfluß der Autobahnfahrt berücksichtigt. Es wurde das **gleiche Fahrzeug**, ein Pkw der oberen Mittelklasse mit 3l-Ottomotor, sowohl im EKM-Betrieb mit Schaltempfehlung als auch im konventionellen Betrieb mit Kupplungspedal gefahren.

Bild 12 zeigt, wie sich der durchschnittliche Verbrauch mit EKM bei konsequenter Befolgung der Schaltempfehlung gegenüber dem Betrieb ohne EKM und ohne Schaltempfehlung reduziert: Bei der Stadtfahrt liegt der **Verbrauch mit Schaltempfehlung** um ca. **21 %** und bei der Landstraßenfahrt um ca. **19% niedriger**. Bei der Autobahnfahrt ergibt sich erwartungsgemäß kein nennenswerter Verbrauchsvorteil, da hierbei in beiden Betriebsarten überwiegend im 5. Gang gefahren wird.

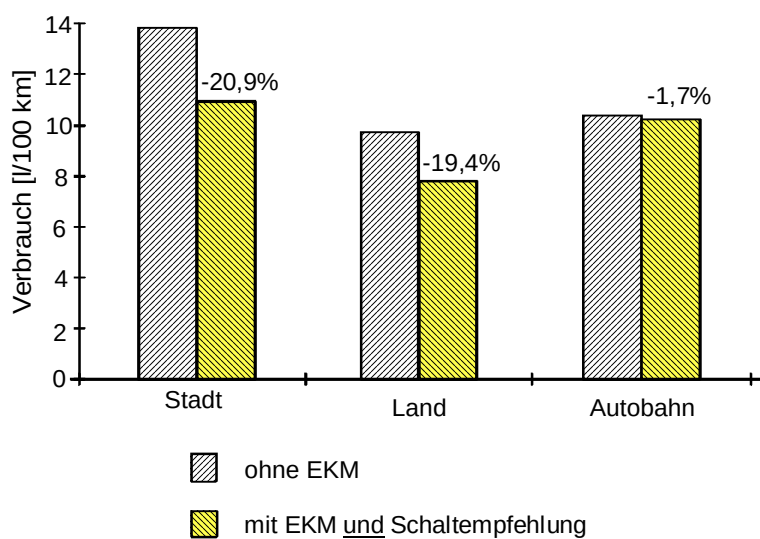


Bild 12: Durchschnittsverbräuche, Vergleich der Betriebsarten:

- ⇒ ohne EKM (normale Kupplungsbetätigung)
- ⇒ mit EKM und Schaltempfehlung

Eine Schaltempfehlung wird mit EKM eher akzeptiert als ohne EKM, weil Gangwechsel durch das EKM-System wesentlich erleichtert werden.

Der psychologische Vorteil eines EKMs mit Schaltempfehlung gegenüber dem Automatgetriebe liegt darin, daß das System nur eine Empfehlung mitteilt, der Fahrer aber letztendlich entscheidet, ob er die Schaltung wirklich durchführt.

Start/Stop-Funktion

Eine weitere Option des EKM, die zur Reduktion des Treibstoffverbrauchs und der Schadstoffemissionen beiträgt, ist die "Start/Stop"-Funktion. Diese Option schaltet bei längeren Standphasen des Fahrzeugs den Motor ab. Beim Betätigen des Gaspedals oder beim Einlegen eines Gangs wird der Motor wieder gestartet.

Freilauf-Funktion

Die Freilauf-Funktion öffnet die Kupplung in Schubphasen (bei nicht betätigtem Gaspedal).

Eine mögliche Variante besteht darin, daß der Motor im Leerlauf weiterläuft. In Verbindung mit einem direkteingespritzten Dieselmotor, der über einen niedrigen Leerlaufverbrauch verfügt, kann bereits mit dieser Variante Treibstoff in nennenswertem Umfang eingespart werden.

Eine andere, noch konsequenter auf Treibstoffersparnis ausgelegte Variante schaltet den Motor während der Freilaufphasen mit geöffneter Kupplung ab und startet ihn wieder, sobald Gas gegeben wird.

Automatisiertes Schaltgetriebe

In einer weitergehenden Ausbaustufe des EKM kann zusätzlich zur Kupplungsbetätigung auch noch die Schaltungsbetätigung automatisiert werden.

Zusammenfassung

Es wurde das **neue LuK-EKM** vorgestellt, das bei vollem Funktionsumfang gegenüber bekannten Systemen **wesentlich geringere Kosten** verursacht. Die erreichten Gesamtkosten für das EKM liegen damit deutlich näher an den Kosten eines konventionellen Schaltgetriebes als an den Kosten eines Automatgetriebes, so daß die Grundlagen für den Einsatz des EKM-Systems auf breiter Basis geschaffen wurden.

Die wesentliche **Grundlage** zur Realisierung dieser drastischen Kostenreduktion war die **Selbsteinstellende Kupplung (SAC)** von LuK. Die Absenkung der Betätigungskraft um 2/3 des Wertes einer konventionellen Kupplung ermöglichte es, einen sehr kompakten Elektromotor einzusetzen.

Die Verwendung eines leistungsreduzierten und damit weniger Verlustwärme abgebenden Elektromotors war wiederum die Basis zur **Integration** von **Aktor und Steuergerät in einem Gehäuse**. Diese Integration brachte außer der Kostensenkung viele weitere Vorteile, z. B. viel einfacheren

Systemaufbau, weniger Einzelteile, reduzierten Verkabelungsaufwand, erhöhte Ausfallsicherheit usw.

Das neue **LuK-EKM** kann **ohne Änderungen** des **konventionellen Schaltgetriebes** sowie in den meisten Fällen auch **ohne Modifikation** des **Schalthebels** appliziert werden.

Die Anzahl der am Fahrzeug anzubringenden Sensoren wurde konsequent reduziert. Es verbleibt **ein einziger Sensor** - die Gangerkennung -, alle anderen Signale sind entweder auch in der Aktor-/Steuergeräte-Baueinheit integriert oder sie werden von vorhandenen Steuergeräten, z. B. der Motorsteuerung, abgegriffen.

Literatur

- [1] Nachrichten der Pressestelle des ADAC vom 15.09.93
- [2] 4. internationales LuK-Kolloquium 1990, "Torsionsschwingungen im Antriebsstrang"
Artikel: "Elektronisches Kupplungsmanagement (EKM) - Die mitdenkende Kupplung"

Wandlerüberbrückungssysteme

Dr. techn. **Robert Fischer**
Dipl.-Ing. **Dieter Otto**

Einleitung

Die moderne Antriebstechnik bei Fahrzeugen hat insbesondere die Aufgabe unter Beachtung von Komfortgesichtspunkten einen günstigen Gesamtwirkungsgrad zu garantieren und die Möglichkeiten des Antriebs in Hinblick auf maximale Beschleunigung bei günstigem Verbrauch auszuerschöpfen. Gleichzeitig müssen die immer strenger werdenden Emissionsforderungen beachtet werden. Diese Forderungen wirken häufig gegenläufig, so daß Emissionsverbesserungen oft nur auf Kosten von Gewicht, Verbrauch und Beschleunigungsvermögen zu erreichen sind, ganz abgesehen von den dadurch ständig steigenden Kosten [1].

Die LuK hat ein Wandlerüberbrückungssystem - LuK-TorCon-System genannt - entwickelt, von dem sie glaubt, daß es entgegen dieser Tendenz den Komfort erhöht, den Verbrauch und die Emission senkt und die Beschleunigung verbessert, und mit dem es sogar gelingt, einem 4-Gang-Automaten Eigenschaften zu geben, die einem konventionellen 5-Gang-Automaten überlegen sind. Das heißt, überall dort, wo man heute aus Verbrauchs- und Beschleunigungsgründen ein aufwendiges 5-Gang-Getriebe einsetzt, kann mit einem 4-Gang-Getriebe gleiches erreicht werden.

Bei der LuK wird auch auf dem Sektor der Automatgetriebe das Gesamtsystemdenken in den Vordergrund gestellt. Das entspricht auch der Forderung der Automobilindustrie nach dem Systemlieferanten.

Aufgrund der Randbedingungen ist es nicht möglich, auf ein großes Prüffeld und eine große Fahrzeugflotte zurückzugreifen. Warum sind wir dennoch überzeugt, ein kompetenter Entwicklungspartner zu sein und die Serieneinführung von Getriebesystemen in kurzer Zeit gewährleisten zu können? Die Antwort auf diese Frage soll mit der Darstellung der Entwicklungsmethodik gegeben werden.

Die LuK beschäftigt sich also als Komponentenlieferant über den eigenen Lieferanteil hinaus mit dem Gesamtsystem. Das heißt im konkreten Fall, daß die Beschäftigung mit dem Automatgetriebe samt Steuerung, Motor, Fahrzeug, Fahrer und den äußeren Einflüssen notwendig ist (Bild 1).

Um die Entwicklungsgeschwindigkeit zu erhöhen und die Entwicklungskosten zu minimieren, wird viel Wert auf Simulationen und Detailkomponentenuntersuchungen gelegt. Auch verfügt die LuK über ein großes Fertigungs-Know-how (z.B. werden auf dem Automatiksektor 2 Mio. konventionelle Überbrückungskupplungen pro Jahr gefertigt).

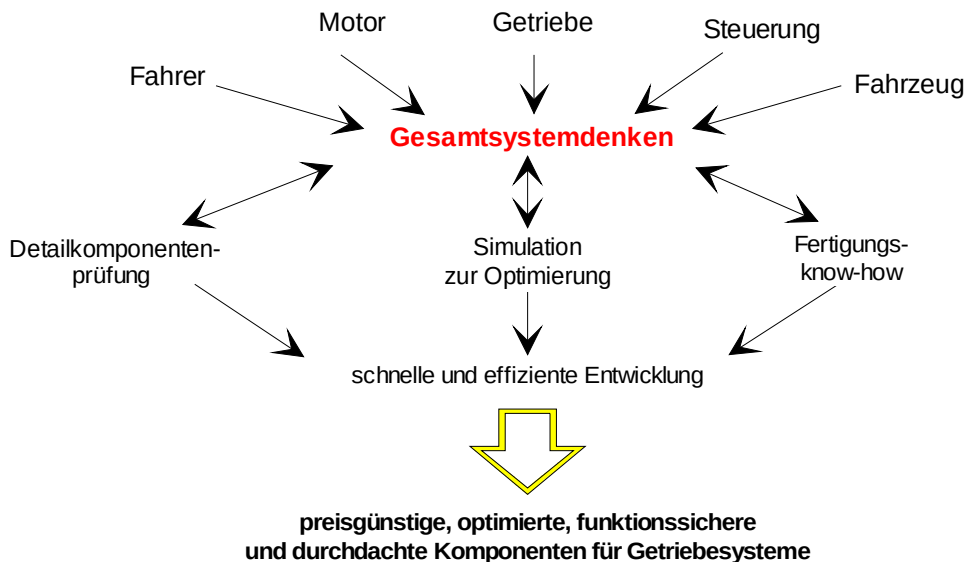


Bild 1: Gesamtsystemdenken

Um die Funktionalität unserer Produkte abzusichern, werden umfangreiche **Prinzipuntersuchungen** durchgeführt. Dabei wird der Modellaufbau, ausgehend vom bisher bekannten, schrittweise komplexer [2]. So werden allgemeingültige Kenntnisse erarbeitet und die umfangreichen und damit zeitaufwendigen und teuren Fahrzeugversuche deutlich reduziert (Bild 2). Gewisse Informationen müssen allerdings weiterhin aus dem Fahrversuch gewonnen werden, er dient außerdem zur Bestätigung der getroffenen Vorhersagen.

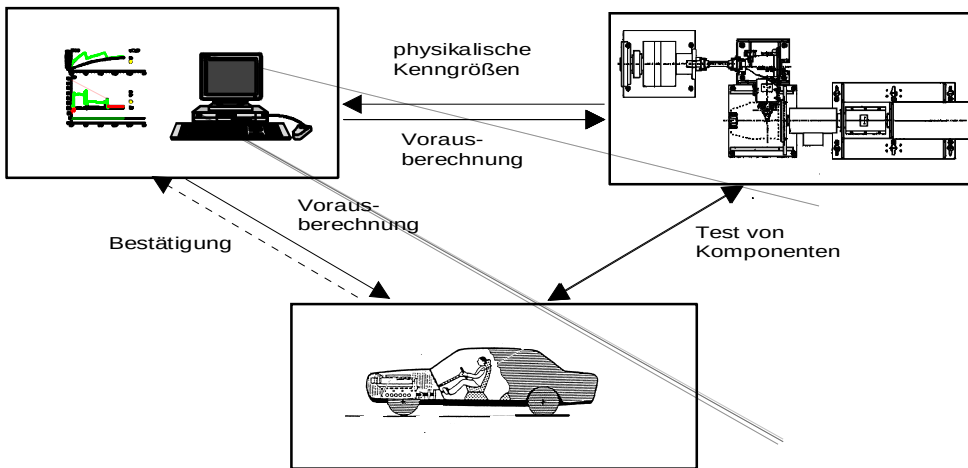


Bild 2: Zusammenwirken der Entwicklungswerkzeuge

Als Beispiel für das Vorgehen soll die Analyse von **Reibbelägen und Öl** dienen. Die Kenntnis des Verhaltens von naßlaufenden Kupplungen, zu denen auch die Überbrückungskupplung gehört, ist eine wichtige Grundlage für die Entwicklung von Getriebesystemen. Die Probleme, wie z. B. Rupfen, treten meist erst nach relativ langen Fahrstrecken auf. Um hier schnell Erkenntnisse zu gewinnen, wurde ein Kleinprüfstand entwickelt, bei dem das am Versuch beteiligte Ölvolumen auf $\frac{1}{4}$ Liter reduziert wurde. Damit entspricht das Verhältnis Ölmenge zu Reibfläche den Verhältnissen im Automatgetriebe. Bei herkömmlichen Prüfständen wird wesentlich mehr Öl verwendet - wenn an der Reibfläche Öladditive geschädigt werden, dauert es durch den Verdünnungseffekt dann relativ lange, bis die Folgen bemerkbar werden. Durch den Kleinprüfstand ist eine schnelle Aussage über das Zusammenwirken von Öl und Reibbelag unter bestimmten Belastungen machbar. Man erhält auch Aussagen, wie stark man Öl und Reibbelag auf Dauer beanspruchen darf. Diese Erkenntnisse fließen dann z.B. in die Auslegung der schlupfenden Wandlerüberbrückung ein. Nach diesen Erkenntnissen ausgelegte Überbrückungen haben beim Kunden schon ausführliche Dauerbelastungstests problemlos überstanden.

Die Physik des Wandlers

Der Wandler ist ein Strömungsgetriebe mit Pumpe, Turbine und Leitrad. **Ohne Schlupf überträgt er kein Moment.**

Bei konstanter Abtriebsdrehzahl gilt: Je höher der Schlupf, desto höher das Moment. Bild 3 zeigt diesen Zusammenhang für einen fest-gebremsten Abtrieb.

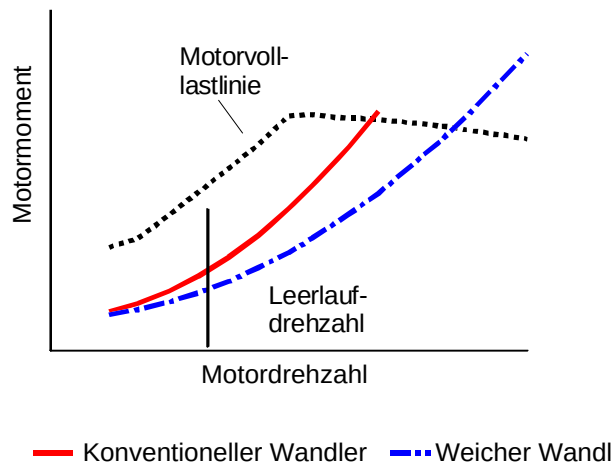


Bild 3: Momentenaufnahme von Wandlern im Motorkennfeld

Weicher wird ein Wandler genannt, der bei gleichem Moment einen höheren Schlupf hat, das heißt auch, daß er bei gleichem Schlupf weniger Moment überträgt. Der weichere Wandler setzt also dem Motor weniger Widerstand entgegen. Fordert der Fahrer ein höheres Moment, so baut der weichere Wandler höhere Drehzahldifferenzen auf.

Die höheren Drehzahldifferenzen bewirken den sogenannten Gummibandeffekt, das Fahrzeug reagiert verzögert auf Gas, d. h. es hängt nicht am Gas.

Aber: Die meisten Emissionstests beginnen mit einer **Kaltphase**. Wenn der Motor leichter höhere Drehzahlen in dieser Phase erreicht, wird er schneller warm und die Emissionen werden deutlich besser.

Bei **gegebener Motordrehzahl** setzt der weiche Wandler dem Motor ein geringeres Moment entgegen. Steht das Fahrzeug bei Motorleerlauf-drehzahl, so muß der Motor das Wandlermoment überwinden; dadurch werden die **Verluste** bei Fahrzeugstillstand (Bild 4a) beim weichen Wandler **geringer**.

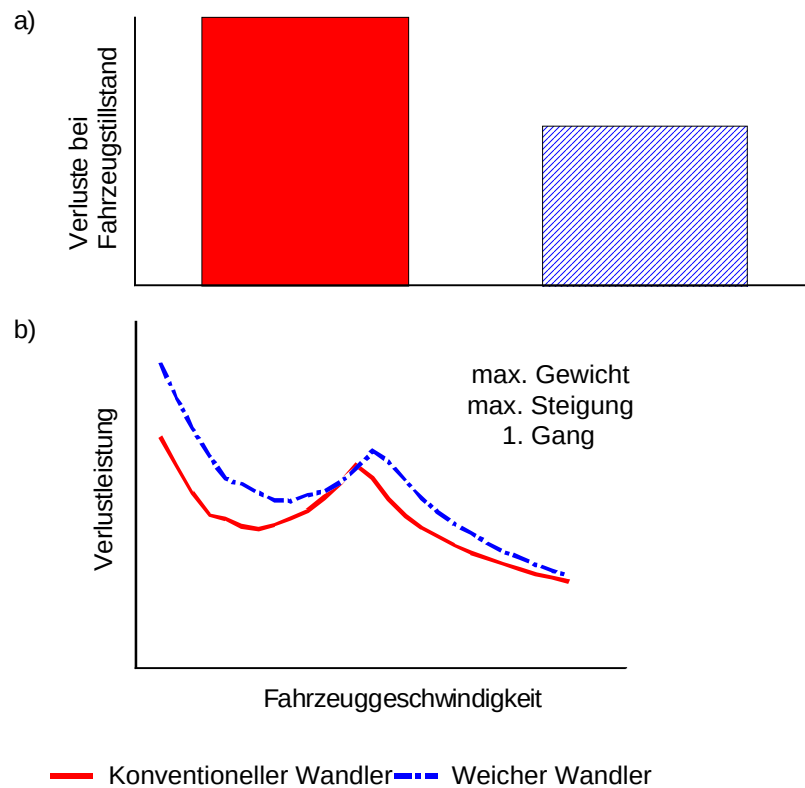


Bild 4a und Bild 4b: Verluste am Wandler

Bei **verlangtem Abtriebsmoment**, z. B. bei einer gegebenen Fahrzeuggeschwindigkeit bei gegebener Steigung, wird der Schlupf beim weichen Wandler, wie Bild 3 zeigt, größer, also werden auch die **Verluste größer** (s. Bild 4b).

Im Gegensatz zur Kupplung kann ein Drehmomentwandler das Motor-moment vergrößern. Diese Momentenwandlung kann bei gleichem Durchmesser bei weich ausgelegtem Wandler höher sein.

Die **höhere Wandlung** führt dazu, daß die Zugkraft (und damit das **Beschleunigungsvermögen**) steigt (Bild 5).

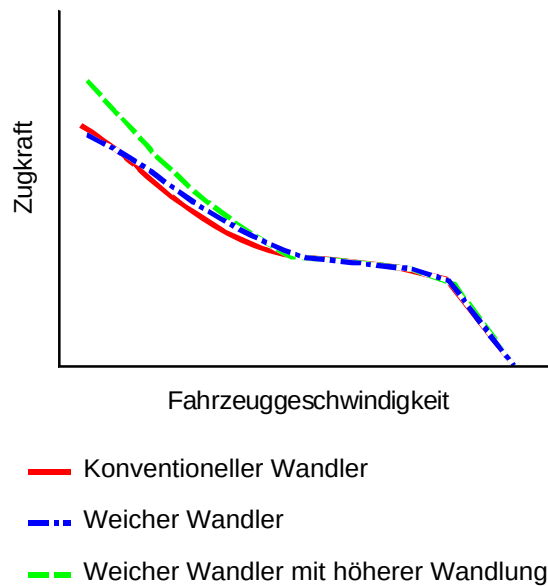


Bild 5: Einfluß der Wandlerauslegung auf die Zugkraft

Auch die Verlustleistung bei gegebenem Fahrzustand (Gewicht, Steigung) nimmt mit steigender Wandlung im Vergleich zu einem weichen Wandler ohne höhere Wandlung ab, sie ist aber im allgemeinen höher als bei einem steiferen Wandler (Bild 6).

Bei geringer Geschwindigkeit und extremer Belastung stellt sich bei allen Wandlern ein großer Schlupf ein. Bei großem Schlupf sind die Verluste trotz gleichzeitig weicherem Wandler nicht höher als bei einem steiferen Wandler, weil die höhere Momentenwandlung den Wirkungsgrad verbessert (Bereich A in Bild 6).

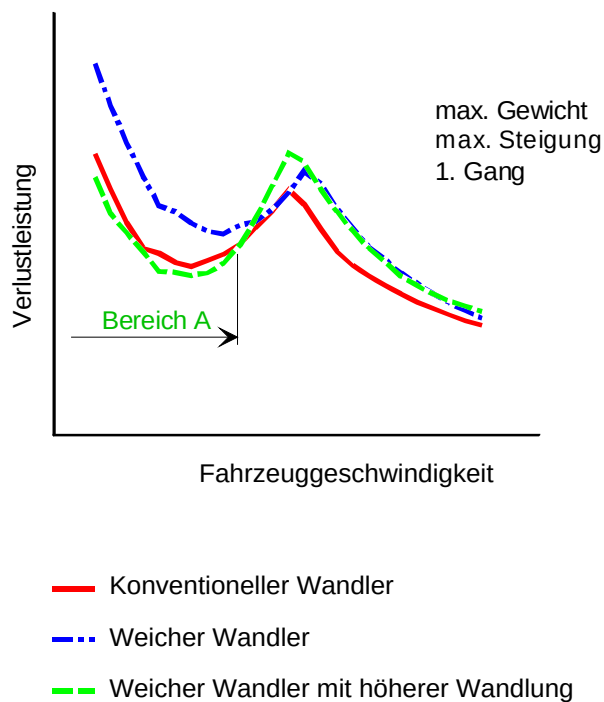


Bild 6: Einfluß der Wandlerauslegung auf die Verluste

Obgleich die Reduzierung von Stillstandsverlusten, die Senkung der Emissionen in der Kaltphase und die verbesserte Beschleunigung einen weicheren Wandler erfordern würde, setzt man ohne Überbrückungskupplung einen steifen Wandler ein, um im normalen Fahrbetrieb die Verluste zu reduzieren und eine akzeptable Anbindung zu erreichen.

Der Wandler mit einer herkömmlichen Überbrückungskupplung

Die Verlustleistung kann mit einer herkömmlichen Überbrückungskupplung mit konventionellem Federdämpfer begrenzt werden. Aus Komfortgründen (Brummen, Rasseln und Lastwechsel) können diese Überbrückungskupplungen trotz Torsionsdämpfer nur in den oberen Gängen und ab mittlerer Drehzahl eingesetzt werden. Trotzdem bleiben meist noch gewisse Komforteinbußen.

Zur Verdeutlichung der Problematik bei **Brummen** und **Rasseln** ist in Bild 7 die Schwingungsamplitude des Motors und des Getriebeausganges über die Motordrehzahl dargestellt. Entsprechend der Motorerregung und Brummempfindlichkeit des Fahrzeuges kann man erst bei einer höheren Drehzahl überbrücken. Bekanntlicherweise wird aber der Motor die meiste Zeit bei relativ geringer Drehzahl betrieben. Deshalb sind die Verbrauchseinsparungen beschränkt.

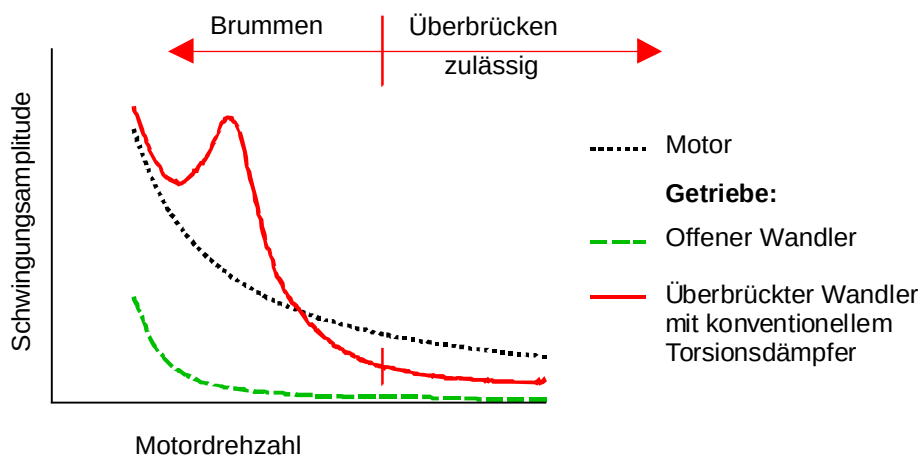


Bild 7: Drehschwingungen von Motor und Getriebe

Ein weiteres Problem ist das **Lastwechselverhalten** zu dem auch der Gangwechsel und das Zu- bzw. Wegschalten der Überbrückung gehören (Bild 8). Gibt der Fahrer im überbrückten Zustand Gas, erhält er zunächst statt der gewünschten Zugkrafterhöhung eine Ruckelschwingung. Danach öffnet die Überbrückungskupplung, was in ungünstigen Fällen sogar zunächst zu einem kurzen Drehmomenteinbruch führen kann. Anschließend erhält der Fahrer erst die gewünschte Zugkrafterhöhung.

Beim Schließen der Überbrückungskupplung kann es wieder zu einer Triebstranganregung kommen.

Auch beim Schalten können Komfortprobleme auftreten, deshalb wird üblicherweise die Überbrückung vor einer Schaltung geöffnet.

In den unteren Gängen sind diese Auswirkungen am stärksten spürbar, deshalb wird bei herkömmlichen Überbrückungssystemen zumeist in den oberen Gängen überbrückt.

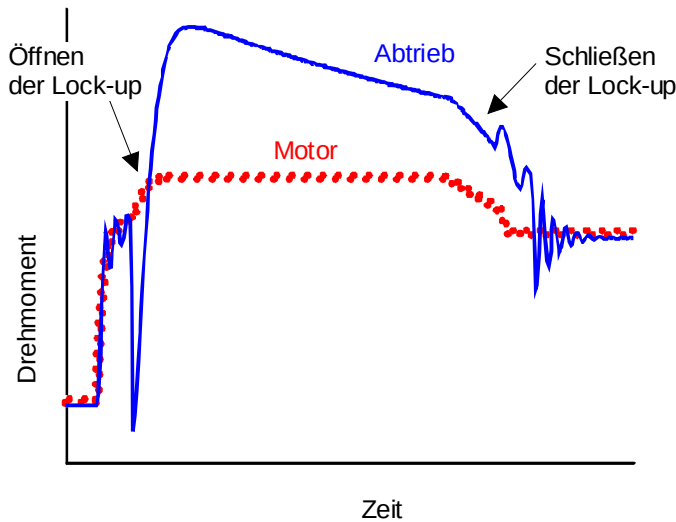


Bild 8: Lastwechsel mit konventionellem Federdämpfer

Die **Verlustleistung**, bei Bergfahrt im ersten Gang, kann deshalb also nicht durch eine Überbrückung reduziert werden. Diese Verlustleistung begrenzt über die installierte Kühlleistung die zulässige Weichheit des Wandlers.

Außerdem wird die Weichheit des Wandlers unter Umständen begrenzt durch den "**Gummibandeffekt**" beim Beschleunigen.

Ein wesentlicher Schritt in konventioneller Technik: Der Turbinendämpfer [3]

Die bei der herkömmlichen Überbrückung erwähnten Probleme mit Brummen und Rasseln werden durch Maßnahmen am Torsionsdämpfer reduziert. Man würde annehmen, daß eine Verbesserung durch einen weicheeren Torsionsdämpfer erreichbar sein müßte. Das ist bei einigen Antriebssträngen auch der Fall (Typ A, Bild 9). Allerdings gibt es Antriebsstränge, bei denen diese Maßnahme nicht greift (Typ B, Bild 9).

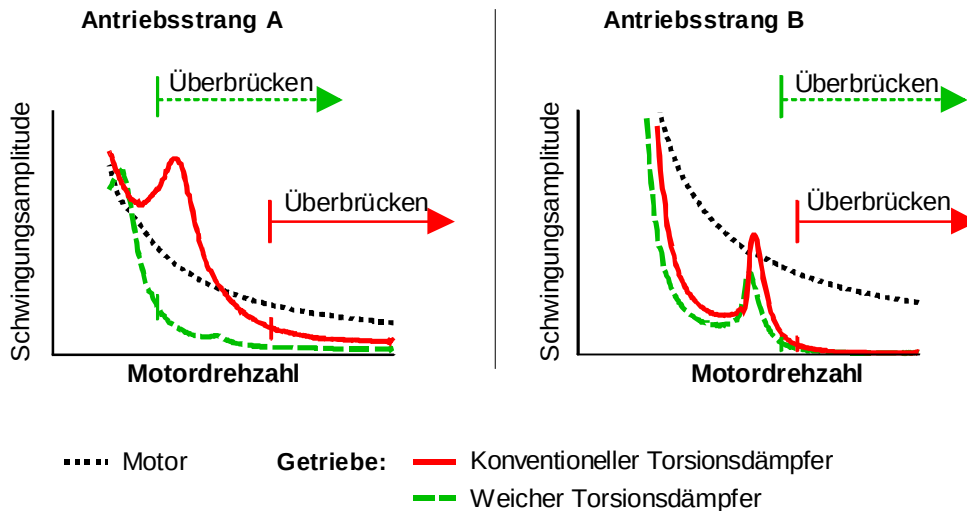


Bild 9: Wirkung eines weichen Torsionsdämpfers

Warum ist das so? Die Antwort gibt eine Analyse der Eigenformen und Eigenfrequenzen (Bild 10). Bei Antriebssträngen des Typs A ist vom Frequenzbereich her die zweite Eigenform für das Brummen relevant. Bei dieser Eigenform findet eine relativ große Relativbewegung des Torsionsdämpfers statt; Maßnahmen am Dämpfer zeigen also ihre Wirkung. Bei Antriebssträngen des Typs B hingegen ist von der Frequenz her die dritte Eigenform ausschlaggebend. Da hier nur eine geringe Relativbewegung in dem Torsionsdämpfer stattfindet, hat eine Änderung der Steifigkeit auch keine große Wirkung. Aus dem Eigenformverlauf kann man entnehmen, daß eigentlich die Getriebeeingangswelle weicher werden müßte.

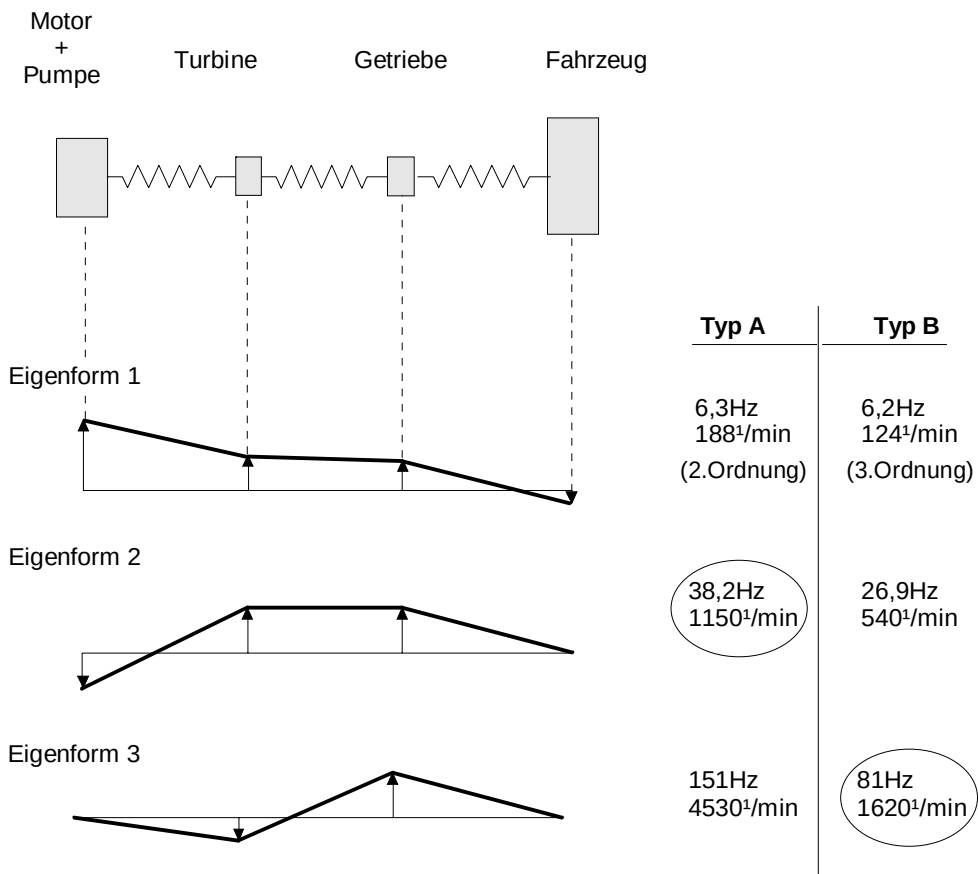
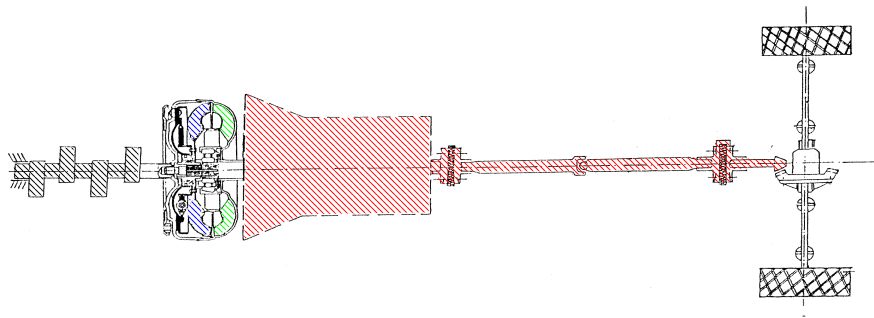


Bild 10: Eigenschwingungen eines Fahrzeugs mit Automatgetriebe

Der Amplitudenverlauf (Bild 11) zeigt, daß eine deutlich weichere Getriebeeingangswelle beim Antriebsstrang des Typs B eine wesentliche Absenkung der Brummresonanz bewirkt, was mit dem weicheren Torsionsdämpfer (Bild 9) nicht erreichbar war.

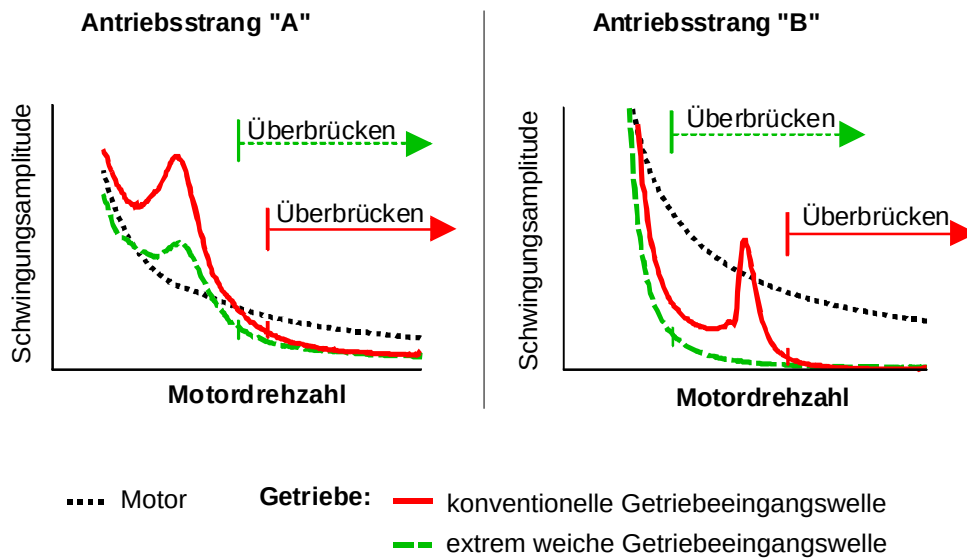
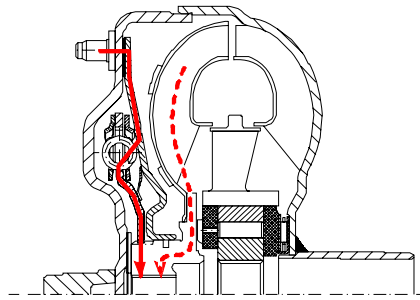
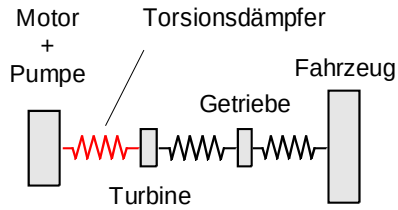


Bild 11: Wirkung einer extrem weichen Getriebeeingangswelle

Die Getriebeeingangswelle selbst kann nicht auf die erforderliche niedrige Steifigkeit gebracht werden, deshalb wird ein Torsionsdämpfer in Reihe geschaltet (Bild 12). Der Torsionsdämpfer zwischen Motor und Turbine entfällt und wird durch einen Dämpfer zwischen Turbine und Getriebeeingangswelle ersetzt - diese Konstruktion wird von uns Turbinendämpfer genannt. Bei der konstruktiven Lösung ist zu beachten, daß auch bei geöffneter Überbrückung der Kraftfluß über den Torsionsdämpfer läuft.

A) Konventionelle Lösung (weich)



B) Turbinendämpfer

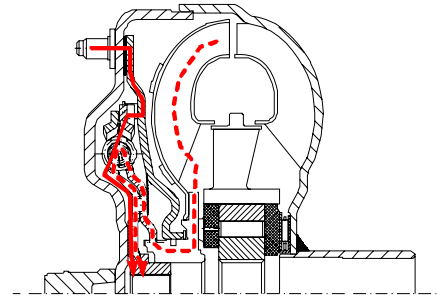
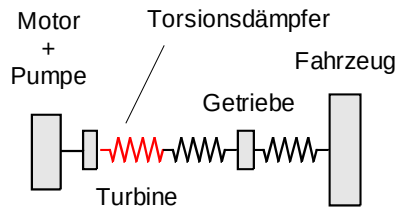


Bild 12: Konstruktive Lösung des Turbinendämpfers

Je nach Antriebsstrang bietet die LuK entweder **weich ausgelegte herkömmliche Torsionsdämpfer** oder **weich ausgelegte Turbinendämpfer** an. Dadurch wird die **Brummanregung** deutlich gesenkt. Es ist von diesem Aspekt her möglich, die Zuschaltdrehzahl der Überbrückung im Vergleich zum herkömmlichen System deutlich zu senken. Je nach gewählter Steuerungsstrategie des Kunden - bei der auf das Lastwechsel- und Zuschaltverhalten geachtet werden muß - ergeben sich dann deutliche Verbrauchseinsparungen.

Ein gesamthafes Konzept: Das LuK-TorCon-System

Was gehört zum LuK-TorCon-System?

Das LuK-Wandlerüberbrückungssystem (LuK-TorCon-System) besteht aus einer schlupfenden Überbrückungskupplung im Konusdesign mit Mini-Torsionsdämpfer, einer adaptiven Steuerung und einem weichen Wandler.

Schlupfende Überbrückungskupplungen stehen seit vielen Jahren in Diskussion und wurden auch schon in Serie eingesetzt, aber oft wieder verlassen. Ein Problem ist Rupfen, das durch eine Schädigung des Öles hervorgerufen wird. Auch treten bedingt durch die Regelstrategien oft Komfortprobleme oder zu hoher Schlupf auf.

LuK erkannte von Beginn an, daß ein hohes Potential in der schlupfenden Überbrückungskupplung steckt, aber auch, daß dieses Potential nur vollständig zu realisieren ist, wenn man das gleichzeitige Zusammenwirken von Mechanik, Hydraulik und Elektronik (Hy-Mech-tronik) sorgfältig analysiert und jedem dieser 3 Gebiete nur die Aufgabe zuweist, die es am besten erledigt und dabei die anderen Gebiete bestmöglich unterstützt.

Schlupfende Überbrückungskupplung

Theoretisch bietet eine schlupfende Kupplung den Vorteil, daß nicht nur hochfrequente Schwingungen, wie Brummen, sondern auch niederfrequente Schwingungen, wie Lastwechsel, vermieden werden können, wie dies auch der Wandler macht.

Durch die Verringerung der Brummanregung, kann die Überbrückung (ähnlich wie beim Turbinendämpfer) früher als beim herkömmlichen System eingesetzt werden (Bild 13).

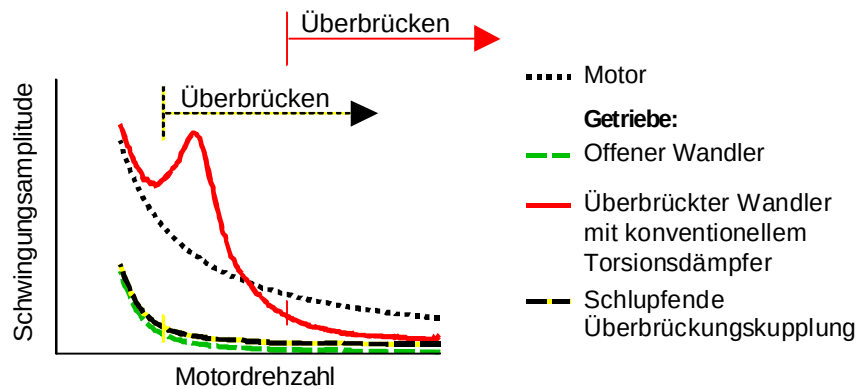


Bild 13: Wirkung von Schlupf auf das Schwingungsverhalten

Das Lastwechselverhalten und die Bereitstellung der Zugkraft wird im Vergleich zum herkömmlichen System wesentlich verbessert (Bild 14). Gibt der Fahrer Gas, dann tritt keine Ruckelschwingung auf, weil die Überbrückung durchrutscht. Durch dieses Durchrutschen baut sich der Schlupf und damit das Wandlermoment auf. Deshalb tritt auch kein Momenteneinbruch auf. Kontinuierlich steigt das Moment an, durch die zunehmende Wandlung über das Motormoment hinaus. Es kann früher überbrückt werden, **auch in den unteren Gängen** und bei niedriger Drehzahl.

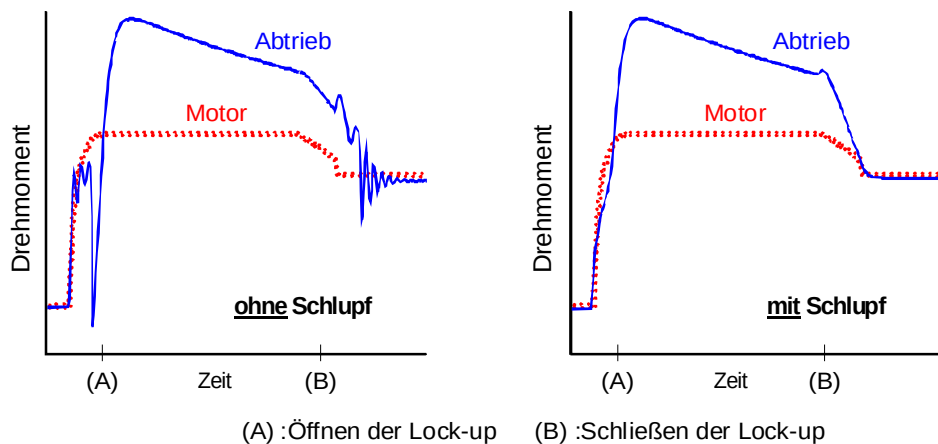


Bild 14: Lastwechselverhalten ohne und mit Schlupf

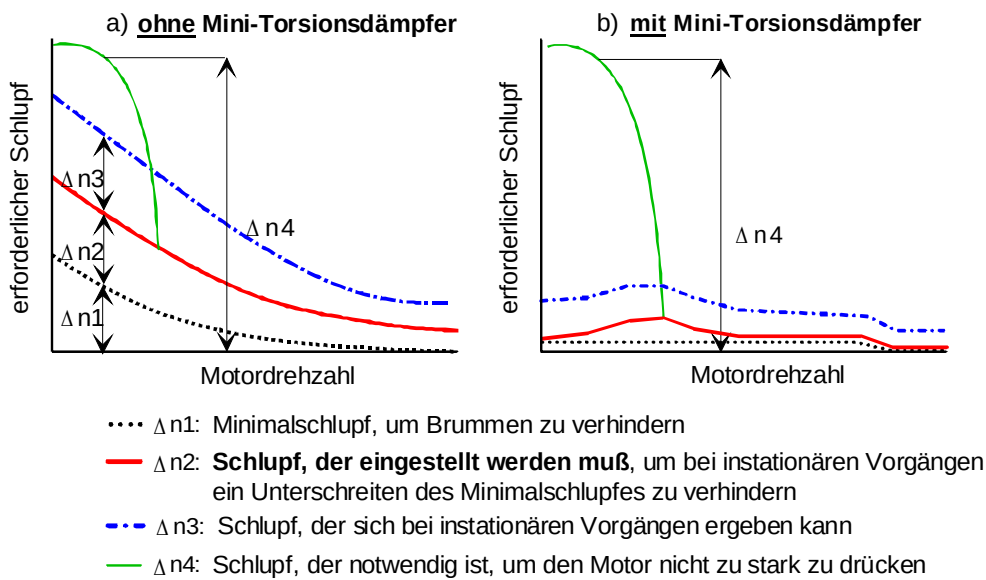
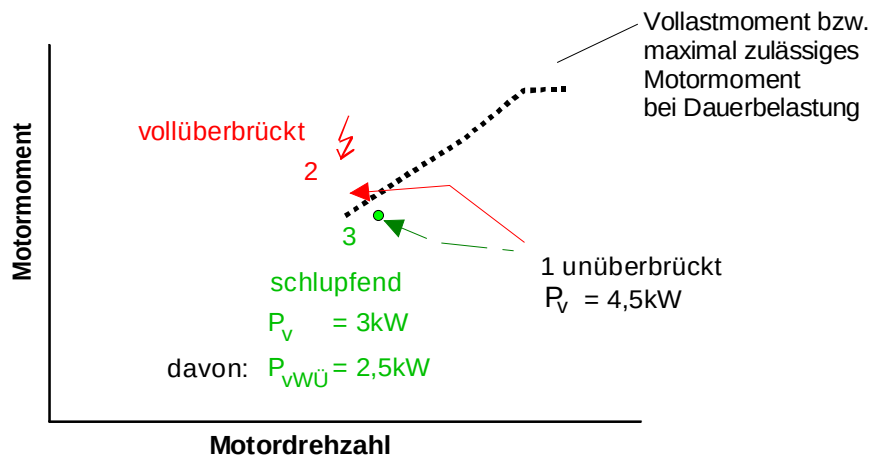


Bild 15: Erforderlicher Schlupf ohne und mit Mini-Torsionsdämpfer



- 1) Wandler unüberbrückt, **Gesamtverluste = 4,5kW**
- 2) Wandler vollüberbrückt, gefordertes Drehmoment übersteigt zulässiges.
- 3) Wandler mit Dauerschlupf überbrückt, **Gesamtverluste 3 kW**,
Verluste an der Überbrückung = 2,5 kW,
verbrauchsgünstiger Motorbetriebspunkt

Bild 16: Senkung der Gesamtverluste durch Schlupf

Wenn es so viele Vorteile gibt, warum werden dann schlupfende Überbrückungen heute noch nicht überall eingesetzt? Es gibt auch einige mögliche **Probleme** bei Schlupf (zur Erläuterung Bild 15 a):

1. **Bei niedriger Drehzahl ist der zur Brummvermeidung benötigte Schlupf meist relativ groß**, dadurch wird auch die Verlustleistung groß. Wird der Schlupf verringert, tritt kurzzeitig Haften auf, das wird in vielen Fällen Brummen verursachen (Δn_1).
2. **Geringen Schlupf zu regeln ist schwierig**. Bei "scharfen" Regelparametern treten häufig Regelprobleme auf, lockert man die Parameter, kann der Schlupf deutlich abweichen. In vielen Fällen hat eine Steuerung Vorteile, aber auch hier ist eine Schwankung des Schlupfs kaum vermeidlich. Es kann zum Haften kommen (Brummgefahr) oder zu großem Schlupf (höhere Verluste).
3. **Die Steuerung ist nicht beliebig genau**. Je geringer das einzustellende Moment wird, desto schwieriger wird eine exakte Regelung bzw. Steuerung.
4. **Die Steuerung ist nicht beliebig schnell**. Bei instationären Vorgängen benötigt die Steuerungsstrecke eine Stellzeit. In diesen Phasen weicht der Schlupf ab. Um Brummen zu vermeiden, muß also ein bestimmter Schlupf vorgehalten werden. Dadurch ergeben sich wieder höhere Schlupfwerte ($\Delta n_2, \Delta n_3$).
5. **Viele Motoren dürfen bei hoher Last nicht zu sehr auf niedrige Drehzahlen gedrückt werden bzw. die Zugkraft reicht im überbrückten Zustand nicht aus** (Bild 16). Zu niedrige Drehzahlen bei hoher Last können auch das Kühlsystem vor Probleme stellen. Ist ein Vollüberbrücken also nicht erlaubt, gibt es zwei Möglichkeiten. Man erhöht die Motordrehzahl indem man die Überbrückung völlig öffnet oder indem man die Überbrückung stärker schlupfen läßt. Völlig geöffnet treten unnötig hohe Verluste auf. Läßt man sie stärker schlupfen, sinken zwar die Gesamtverluste, an der Überbrückung treten aber höhere Verlustleistungen auf (Δn_4). Das stellt Anforderung an die Kühlung der Überbrückungskupplung.
6. **Es treten Verlustleistungen an der Überbrückung auf, die abgeleitet werden müssen**. Ein **wesentliches Problem** bei schlupfenden Kupplungen ist das Lebensdauerproblem. Zumeist ertragen sie eine Zeit lang die anfallenden Verlustleistungen. Aber nach einigen zigtausend Kilometern treten z.B. Rupp-probleme auf. Diese Rupp-probleme haben ihre Ursache meist in einer Schädigung des Öles - der Reibbelag ist im allgemeinen noch in Ordnung. Die Additive werden durch lokale Überhitzung geschädigt und mit der Zeit wirkt sich das im ganzen Öl aus. Auch bei geringer Verlustleistung muß der Belag sehr

gut gekühlt sein. Die Sicherheit gegen lokale Überhitzung sollte größtmöglich sein! Zu der Verlustleistung durch die Punkte 1 bis 5 kommt noch die Verlustleistung beim Zu- und Wegschalten der Überbrückung. Je tiefer die Drehzahlen und je höher die Lasten sind, bei denen die Überbrückung zugeschaltet wird, desto größer ist die Verlustleistung - vor allem, wenn man auf eine komfortable Überbrückungsschaltung achtet.

Zur Bekämpfung dieser Probleme dient ein **einfacher Torsionsdämpfer** (der auch nur auf Teillast ausgelegt sein kann), das **Konusdesign** und eine **adaptive Steuerung**. Das Zusammenwirken dieser Systemkomponenten ist in einem "Bubble Chart" dargestellt (Bild 17). Die dick umrandeten Bubbles stellen dabei die Kundenanforderungen dar und die farbig unterlegten Bubbles die Komponenten des LuK-TorCon-Systems.

Der Mini-Torsionsdämpfer

Vorteile dieses **einfachen Torsionsdämpfers** (siehe auch Bild 15 b):

- Problem 1 (Brummen) ist damit lösbar. Die Impulse, die beim kurzzeitigen Haften auftreten, werden so gefiltert und Brummen tritt nicht auf.
- Problem 2 (Regelparameterproblem) ist damit teilweise lösbar. Auch hier wirkt sich das kurzfristige Haften nicht mehr negativ aus.
- Problem 3 (Steuergenauigkeit bei geringem Moment) ist damit lösbar. Bei geringem Motormoment kann die Überbrückung ohne Schlupf geschlossen werden, da der Torsionsdämpfer die Schwingungsabkoppelung übernimmt.

Der Schlupf kann geringer gewählt werden. Im Resonanzbereich des Dämpfers verhindert der Schlupf eine Anregung. Deshalb sind keine Reibungselemente im Dämpfer notwendig. Der Mini-Torsionsdämpfer ist leichter und billiger als ein herkömmlicher Torsionsdämpfer.

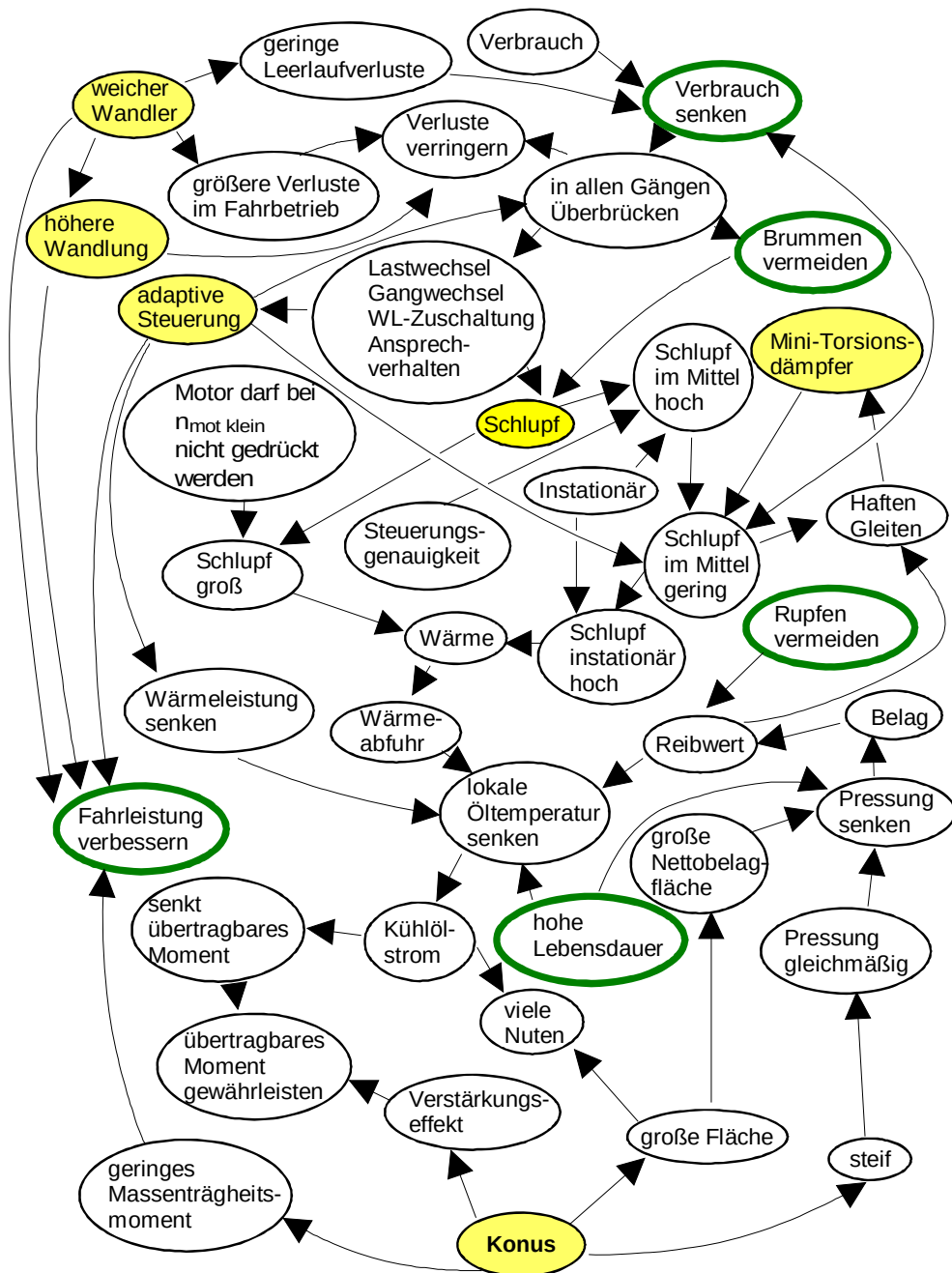


Bild 17: "Bubble Chart" zum Zusammenwirken von Schlupf, Mini-Torsionsdämpfer, Konusdesign und adaptiver Steuerung

Das Konusdesign

Die Vorteile des **Konusdesigns** ergeben sich vor allem durch die steifere Konstruktion und die größere Reibfläche:

- Die abführbare Verlustleistung ist deutlich größer und bei gleicher Verlustleistung ist die maximale Öltemperatur geringer. Das hilft, Problem 6 (Ableitung der Verlustleistung) und damit Problem 4 (Steuerungsgeschwindigkeit), Problem 5 (Drücken des Motors) und den Rest von Problem 2 (Reglerparameterproblem) zu lösen.
- Die Belagbelastung wird durch die gleichmäßigere Flächenpressung verringert.
- Das übertragbare Moment wird höher. Viele Einscheibenüberbrückungskupplungen sind heute schon an der Grenze. Durch die Strömungseffekte durch den Kühlölstrom sinkt das übertragbare Moment weiter. Der Konus gleicht diesen Effekt mehr als aus.
- Das Gewicht und das Massenträgheitsmoment sind geringer, da aufgrund der steiferen Konstruktion das Blech dünner gewählt werden kann.
- Die Wandlerblähung wird kleiner und die Steuerbarkeit damit verbessert.

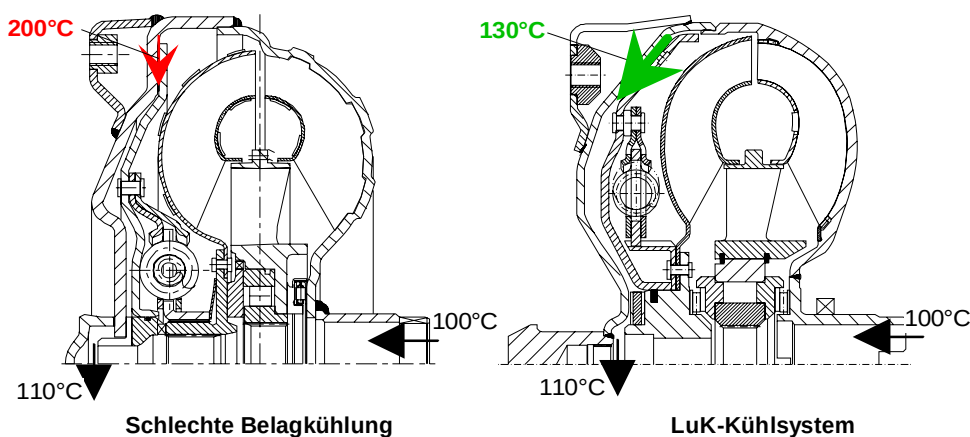


Bild 18: Belagkühlung und maximale Temperatur am Reibbelag

Für die Lebensdauer des Öles spielt die lokal auftretende Maximaltemperatur eine wichtige Rolle. Die Temperatur wird durch eine Belagkühlung geringgehalten (Bild 18).

Durch die Belagkühlung wird die tragende Fläche geringer und die Belagpressung damit tendenziell höher. Das ist beim Konus aber kein Problem, da die Belagpressung gleichmäßiger ist (Bild 19). Außerdem sinkt durch den Ölstrom das übertragbare Moment; hier hilft der Verstärkungseffekt des Konus.

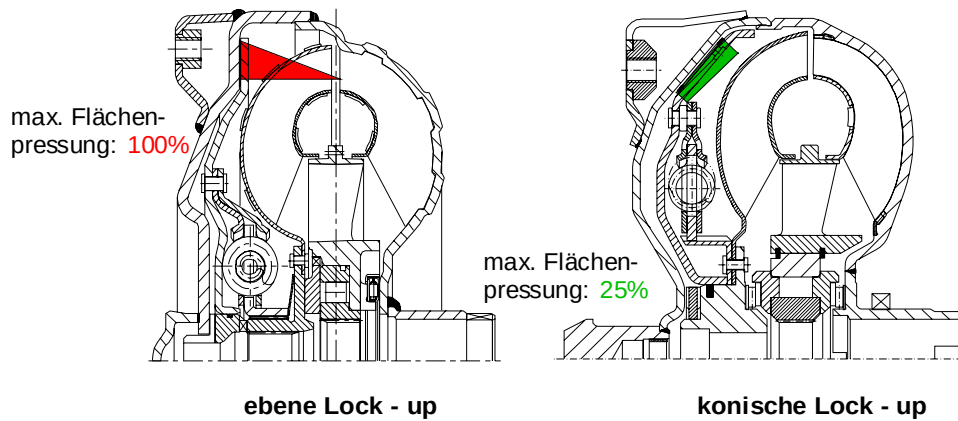


Bild 19: Flächenpressung am Reibbelag

Die Steuerungsentwicklung

Die Entwicklung der Steuerung erfolgt mit Hilfe der Simulation. Der Aufbau des von der LuK entwickelten Simulationsprogrammes *dyfasim* entspricht der Struktur in Bild 20. In der Simulation werden z.B. Sollgeschwindigkeitsverläufe vorgegeben und der automatische Fahrer versucht der Vorgabe zu folgen.

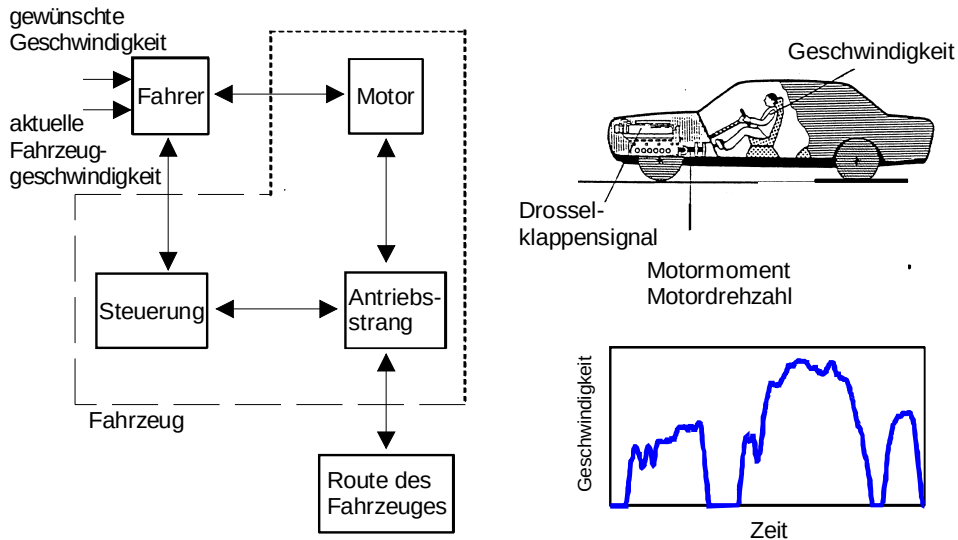


Bild 20: Untersuchung des Gesamtsystems

Aus diesen Berechnungen kann man Aussagen über die Belastung der Elemente, die Schaltqualität, den Verbrauch etc. machen (Bild 21).

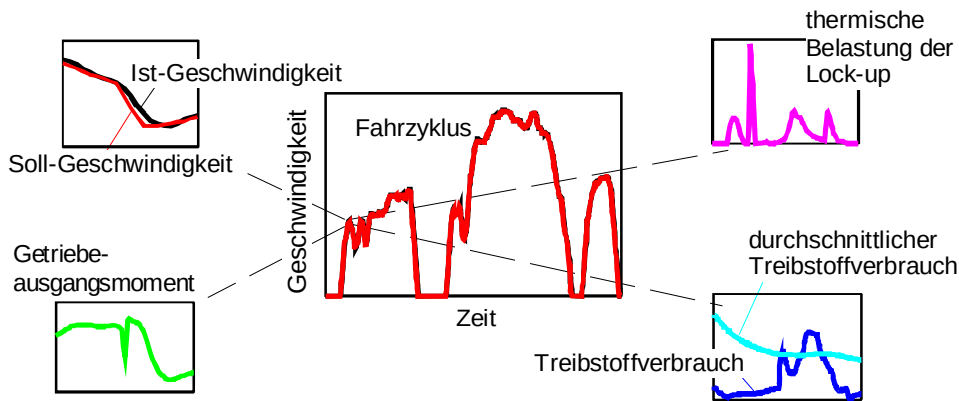


Bild 21: Analyse des Getriebesystemverhaltens mit Simulation

Ein wesentlicher Schritt, um die Entwicklungsgeschwindigkeit deutlich zu erhöhen, ist die Einbindung des Originalsteuercode in die Simulation (Bild 22).

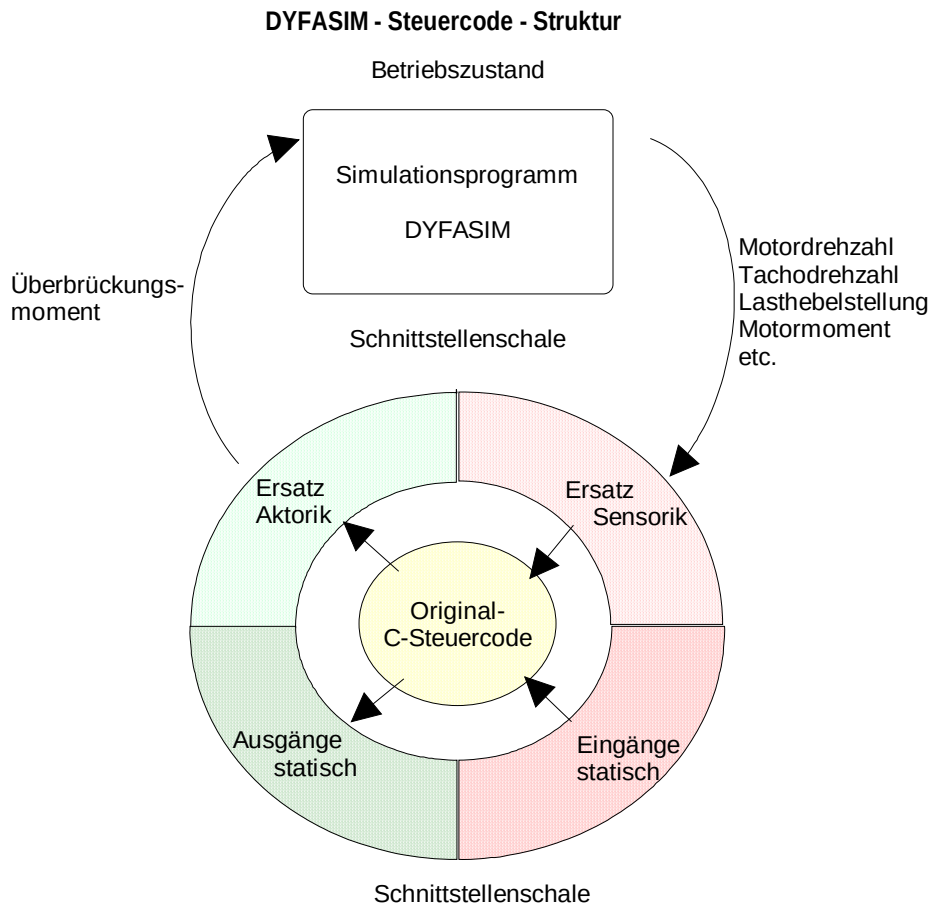


Bild 22: Einbindung des Steuercode in die Simulation

Hier kann der Steuercode fertig entwickelt und getestet werden, lange bevor die Hardware fertig ist. Die "Meßsignale" sind nicht verrauscht, man kann deshalb genauere Analysen durchführen. Wichtig ist auch, daß man das Verhalten in verschiedenen Situationen und Fahrzyklen testen kann und daß ein und dasselbe Programm zum Testen der Philosophie, zum Ermitteln des Verbrauchs, zum Testen des Steuercode etc. eingesetzt wird. Nicht alle Phänomene wird man allerdings mit der Simulation vorab abdecken können.

Um Probleme, die vielleicht übersehen wurden, zu entdecken, wird bei jedem Fahrzeug eine **automatische Langzeitmessung** mitgeführt. Bei Langzeitmessung denkt man zunächst an kiloweise Meßplots. Um das zu verhindern, wird zwar mit 100 Hz gemessen, gespeichert werden die Werte aber gemittelt im Sekundentakt (**Bild 23**). Tritt nun eine besondere Situation ein, wird rückwirkend automatisch ein bestimmter Zeitbereich mit 100 Hz gespeichert. Eine besondere Situation kann z.B. das Überschreiten einer Temperaturschwelle oder ein unkomfortabler Verlauf des Abtriebsmomentes sein oder auch das Betätigen des in jedem Fahrzeug vorhandenen Meßknopfes durch den Fahrer. Durch diese Aufzeichnungstechnik werden die Meßdaten drastisch reduziert, ohne die Aussagekraft wesentlich zu verringern. Das Gegenteil ist der Fall: Der Erkenntnisgewinn wird deutlich erhöht, da man sich nicht durch große Mengen von Messungen durcharbeiten oder sich nur mit klassifizierten Ergebnissen begnügen muß.

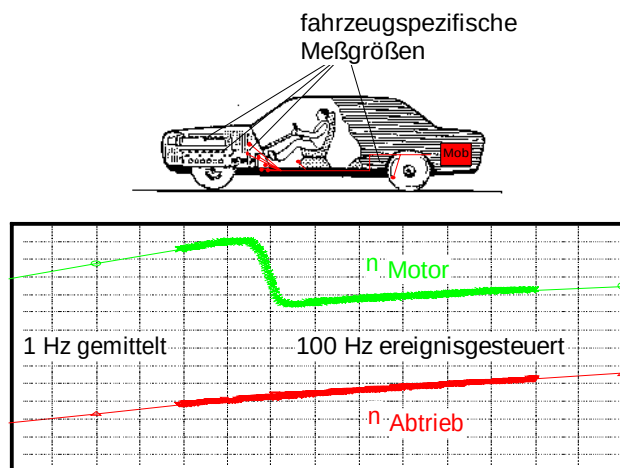


Bild 23: Langzeitmessung

Mit Hilfe dieser Entwicklungsabläufe ist die LuK in der Lage, auch am Sektor Getriebesysteme neue Produkte in relativ kurzer Zeit zur Serienreife zu entwickeln und abzusichern.

Die Steuerungsstrategie

Welche Steuerungsstrategie wurde für das LuK-TorCon-System gewählt? Die Probleme, die bei **Schlupfregelung** auftreten, wurden schon weiter oben erwähnt. Das Grundproblem liegt darin, daß erst eine Regelabweichung auftreten muß, bevor der Regler reagiert. Außerdem gibt es Bereiche, in denen die Sollvorgabe nicht erreichbar ist, z.B. kann kein

höherer Schlupf eingeregelt werden, als bei offenem Wandler auftreten würde. Bei Schaltungen wirkt es sich negativ aus, wenn der Regler gegen den Ablauf des Gangwechsels arbeitet. Wird z.B bei Hochschaltungen der Schlupf zu gering gehalten, kommt es am Schaltende zum Haften und damit zu Komforteinbußen. Gegen all diese Reglerprobleme kann man sich Lösungen ausdenken - üblicherweise stellt das trotzdem nicht die optimale Lösung dar. **Das LuK-Steuerungskonzept arbeitet deshalb momenten-gesteuert und die Systemabweichungen werden durch Adaption ausgeglichen.** Das Überbrückungsmoment wird aus dem Motormoment bestimmt:

$$M_{\text{Überbrückung}} = M_{\text{Motor}} * \text{Überbrückungsfaktor}$$

Das heißt, daß kein Sollschlupf eingestellt wird. Durch dieses Konzept werden Reglerprobleme vermieden.

Mit dieser Steuerungsphilosophie kann eine prägnante Absenkung des Schlupfes erreicht werden. Das zeigt sich im Häufigkeitsdiagramm (Bild 24).

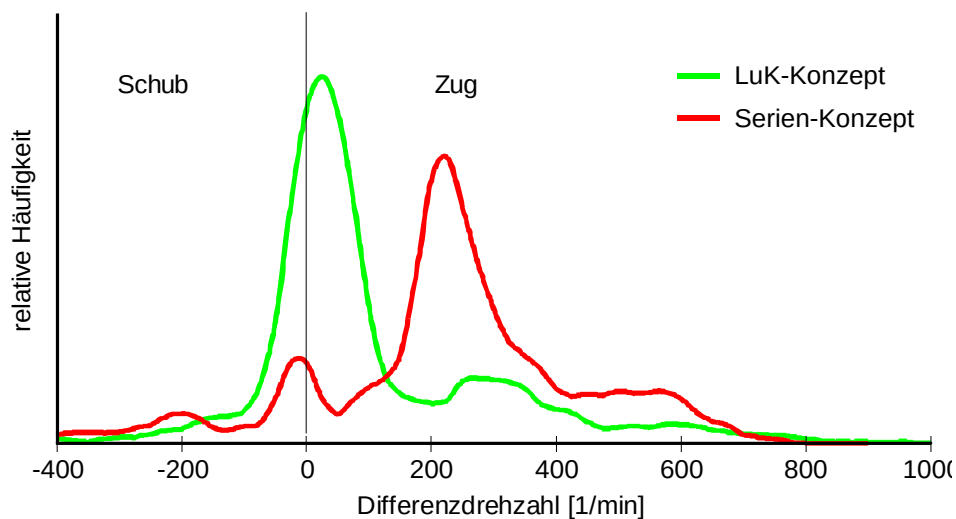


Bild 24: Häufigkeitsverteilung des Schlupfes (ECE-EG-Zyklus ohne Stillstandsphasen)

Ob die Überbrückung **völlig geöffnet oder schlupfend geschlossen** wird, wird zunächst nach energetischen Gesichtspunkten festgelegt. Ein Beispiel:

Bei einer extremen Bergfahrt (3600 kg, 12%) kann bei niedriger Geschwindigkeit die Überbrückung nicht völlig geschlossen werden, da z.B. die Zugkraftreserve nicht ausreicht oder der Motor nicht zu sehr gedrückt werden darf. Dann wird ständig verglichen, ob die Gesamtverluste geringer sind, wenn man schlupfend überbrückt oder die Überbrückung völlig öffnet (Bild 25).

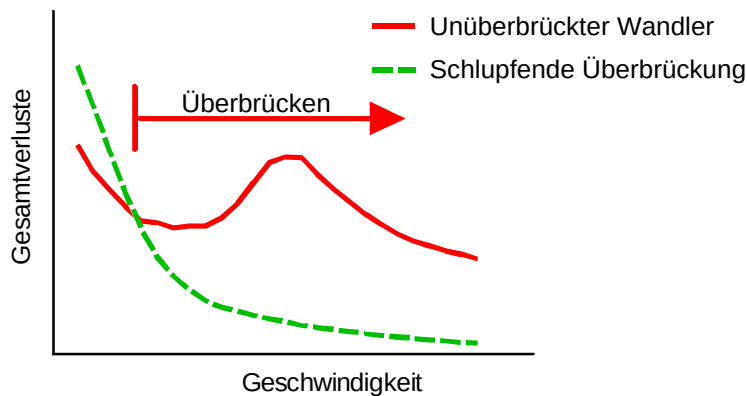


Bild 25: Bergfahrt

Wenn sich der Fahrer eine Zugkrafterhöhung wünscht, erhöht er die Lasthebelstellung. Zunächst steigt das Motormoment an. Wenn dieses Moment nicht ausreicht, erhöht der Fahrer die Lasthebelstellung weiter, um seinen zusätzlichen Beschleunigungswunsch kundzutun. Bei herkömmlichen Systemen wird zumeist zurückgeschaltet, um durch eine kürzere Übersetzung die Zugkraft zu erhöhen.

Beim LuK-TorCon-System wird erst überprüft, ob durch ein Öffnen der Überbrückung eine Zugkraftehöhung zu erwarten ist. Das ist dann der Fall, wenn sich der Wandler nach dem Öffnen im Wandlungsbereich befinden würde. Wenn das so ist, wird die Überbrückung geöffnet, sonst wird zurückgeschaltet. Diese Überprüfung findet ständig statt. Um das Zusammenwirken zu verbessern, ist es sinnvoll, auch die Getriebeschaltlinien an dieses Konzept anzupassen. Besonders wirkungsvoll ist diese Abstimmung in Kombination mit einem weichen Wandler (siehe nächstes Kapitel). Diese Philosophie kann man in Näherung in einem Schaltlinien-diagramm darstellen (Bild 26).

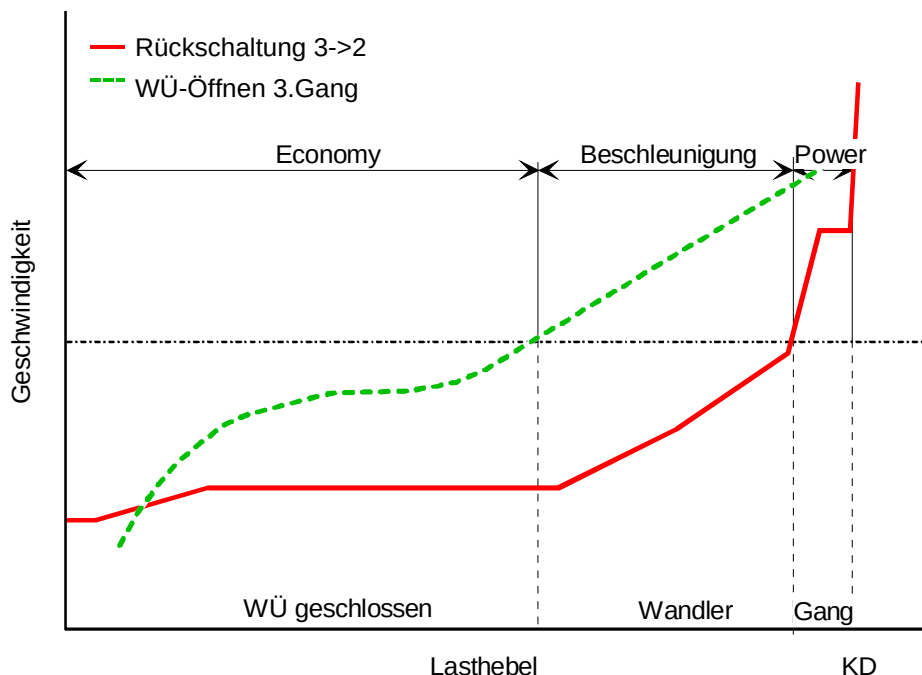


Bild 26: Steuerungsphilosophie des LuK-TorCon-Systems

Schon durch diese Maßnahmen (Schlupf, Konus, Minidämpfer und adaptive Steuerung) wird eine deutliche Verbesserung des Verbrauchs erreicht, da in allen Gängen überbrückt werden kann. Der weichere Wandler bewirkt noch eine weitere deutliche Verbesserung.

Der weiche Wandler

Zu Beginn dieses Beitrags wurde auf die Wandlerauslegung hingewiesen. Da eine Überbrückung in allen Bereichen bei den heute üblichen Systemen nicht möglich ist, muß der Wandler entsprechend steif ausgelegt sein. Mit dem LuK-TorCon-System ist es möglich, die Vorteile eines weichen Wandlers zu nutzen und die Nachteile zu vermeiden. Die Vorteile sind im wesentlichen eine bessere Zugkraft und geringere Stillstandsverluste. Die Nachteile - in vielen Bereichen unter Last höhere Verluste und der "Gummibandeffekt" - werden durch die ständig einsetzbare Überbrückungskupplung vermieden.

Mit dieser Auslegung wurden weitere prägnante Vorteile erreicht (siehe Bild 27). Die Fahrleistung wird deutlich erhöht und der Verbrauch beachtlich gesenkt. Außerdem werden die Emissionen überproportional verbessert: Die Testzyklen beginnen mit einer Kaltphase. Bei geöffneter Überbrückung erreicht der Motor bei einem weichen Wandler wesentlich schneller seine Betriebstemperatur, was sich günstig auf die Emissionen auswirkt.

Die Kosten, das Gewicht und das Massenträgheitsmoment des Gesamtsystems sind trotz deutlicher Vorteile tendenziell nicht höher als der Serienstand.

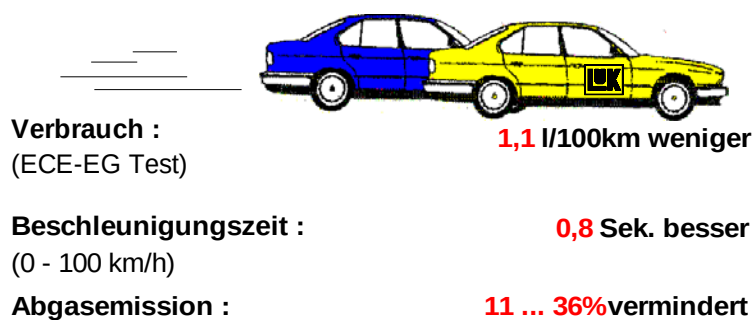


Bild 27: Meßwerte LuK-TorCon-System

Eine kostengünstige Lösung mit vielen Vorteilen: Die Kombination des LuK-TorCon-Systems mit einem 4-Gang-Getriebe

Das LuK-TorCon-System in Kombination mit einem 4-Gang-Getriebe kann in bezug auf Fahrleistung und Verbrauch ähnliche Vorteile wie ein 5-Gang-Getriebe mit herkömmlicher Überbrückungskupplung erreichen und das bei in der Gesamtheit deutlich geringerem Gewicht und geringeren Kosten als bei einem 5-Gang-Getriebe (ganz abgesehen von den möglichen Einsparungen bei den Entwicklungskosten und beim Investment für die Produktion).

Die Kombination eines weichen Wandlers mit weit gespreiztem 4-Gang-Getriebe zeigt im Zugkraftdiagramm in den meisten Bereichen sogar eine höhere Zugkraft als ein 5-Gang-Getriebe mit herkömmlichem Wandler (Bild 28).

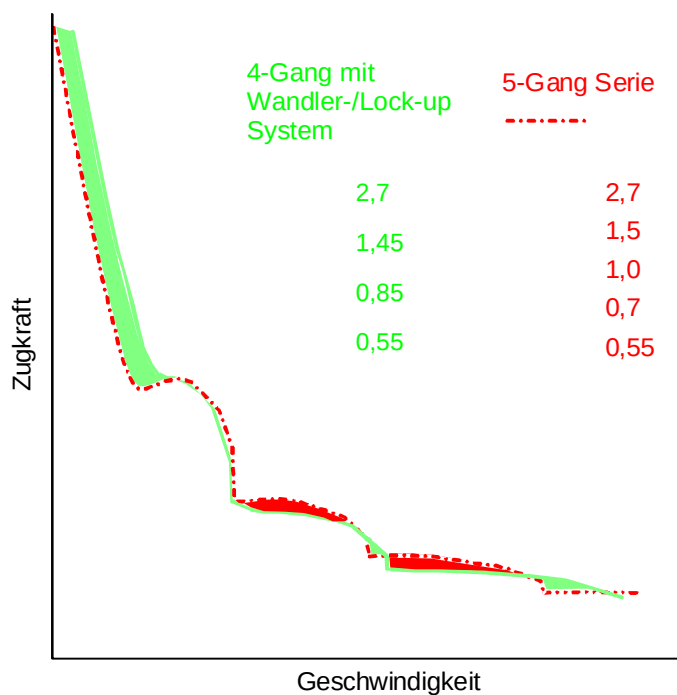


Bild 28: Vollast-Zugkraftdiagramm für ein 5-Gang-Getriebe mit herkömmlicher Überbrückungskupplung und für ein 4-Gang-Getriebe mit dem LuK-TorCon-System

Die größeren Gangsprünge werden durch den weicheren Wandler stufenlos ausgeglichen. Man erkennt auch, daß in Bereichen mit niedriger Last das 5-Gang-Getriebe über zwei Gang-Stufen schalten muß im Gegensatz zu dem 4-Gang-Getriebe mit dem LuK-TorCon-System, d.h. die Schalthäufigkeit des Getriebes reduziert sich (Bild 29).

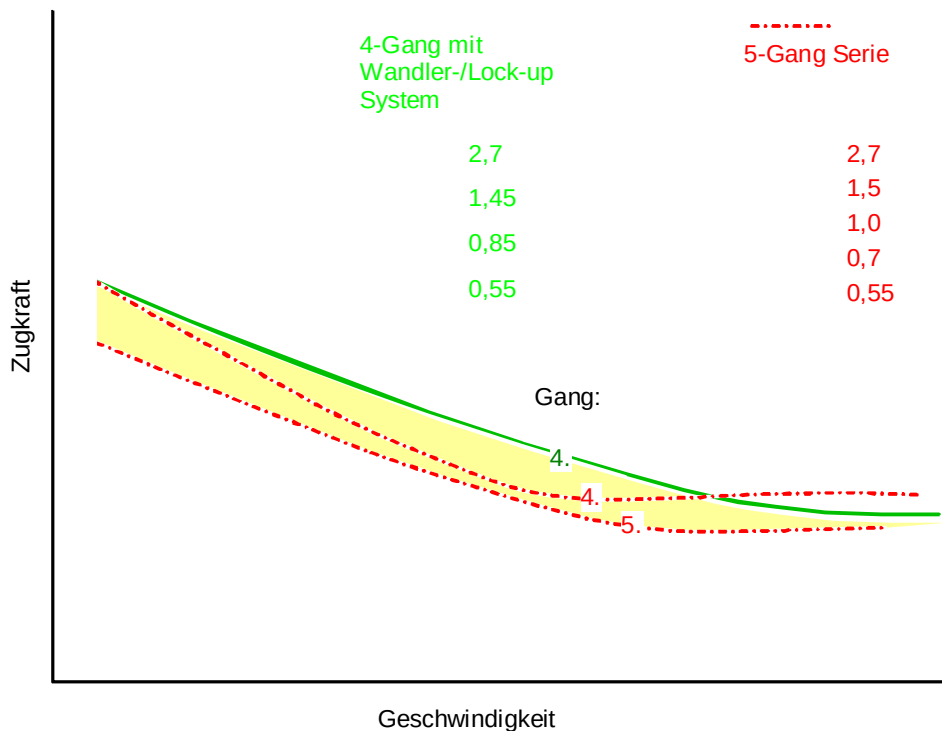
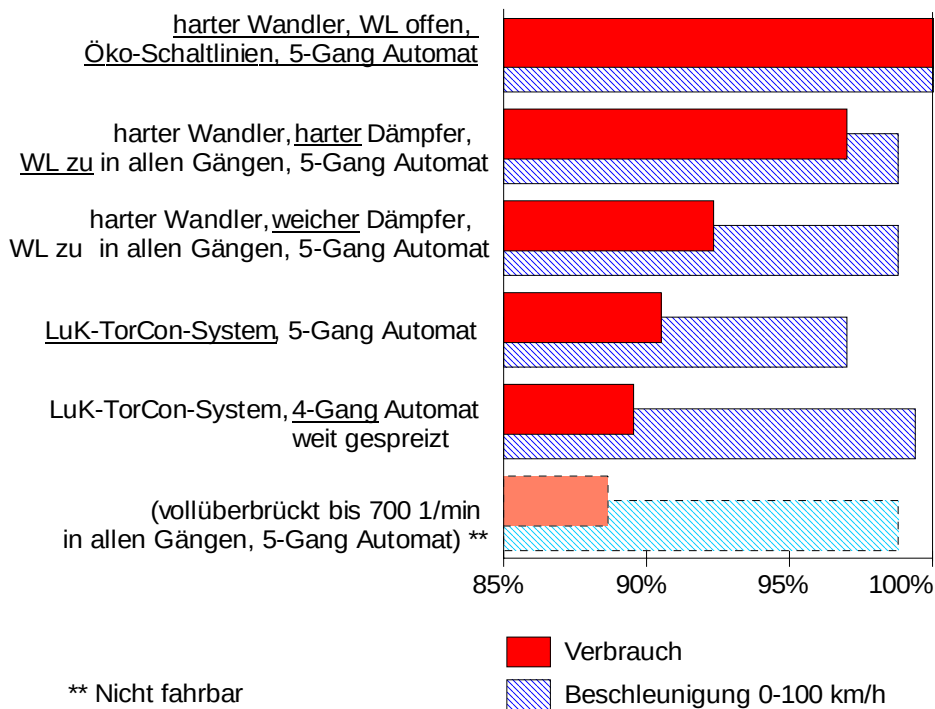


Bild 29: Teil-Zugkraftdiagramm für ein 5-Gang-Getriebe mit herkömmlicher Überbrückungskupplung und für ein 4-Gang-Getriebe mit dem LuK-TorCon-System

In der **Beschleunigung** von 0 auf 100 km/h gibt es zwischen herkömmlichem 4-Gang-Getriebe und 5-Gang-Getriebe keine großen Unterschiede, da die Übersetzungen in den ersten Gängen fast gleich sind. Mit dem 4-Gang-Getriebe mit LuK-TorCon-System ergeben sich (durch die weichere Wandlerauslegung) Beschleunigungsvorteile gegenüber dem herkömmlichen 5-Gang-Getriebe. Im **Verbrauch** lassen sich wesentliche Verbesserungen sowohl im Vergleich zum herkömmlichen 4-Gang-Getriebe wie im Vergleich zum herkömmlichen 5-Gang-Getriebe erreichen. Auch bei den Emissionen sind starke Verbesserungen zu erwarten.

Zusammenfassung:

Die LuK bietet als Systemlieferant je nach vom Kunden gewünschter Integrationstiefe eine breite Palette von Lösungen für Wandlerüberbrückungen. Von der herkömmlichen Überbrückung bis zum Turbinendämpfer, dem LuK-TorCon-System und dem Konzept LuK-TorCon-System mit 4-Gang-Automat. Einen abschließenden Vergleich für die Kriterien Verbrauch und Beschleunigung zeigt Bild 30.



Der harte Dämpfer kann ab 1600 1/min eingesetzt werden.

Der weiche Dämpfer wird ab 1100 1/min eingesetzt. Bauart je nach Triebstrang als Turbinendämpfer oder herkömmlicher Torsionsdämpfer.

Bei der Beschleunigung ist die Überbrückung im Wandlungsbereich geöffnet.

Bild 30: Vergleich der Wandlerüberbrückungssysteme

Literatur

- [1] VDI-Bericht Nr. 1099 zur 13. VDI-VW-Gemeinschaftstagung
- [2] LuK-Kolloquium 1986, S.5
- [3] LuK-interner Bericht 047/94, H. Seebacher

Vergleich von Getriebesystemen

Dipl.-Ing. Gunter Jürgens

Einleitung

Automatische Getriebe haben sich in USA und Japan durchgesetzt. Dort liegen die Marktanteile zwischen 75 und 85 %. Es gibt einige Gründe, warum ein Trend zu einer höheren Automatisierung des Triebstrangs in irgendeiner Form auch in Europa zu erwarten ist. Das Auto wird zunehmend Zweckgegenstand, es dient dazu, möglichst bequem und ohne hohen Bedienungsaufwand von A nach B zu kommen. Der Spaß am Fahren wird häufig durch Staus "vermiest", die mehr oder weniger perfekte Betätigung von Kupplung und Schalthebel wird lästige Arbeit. Strengste Abgas- und Geräuschvorschriften können teilweise nur noch durch gezielten Betrieb des Motors in günstigen Betriebspunkten - z. B. in der Warmlaufphase - erreicht werden. Der Einfluß des Fahrers könnte ohne Automatisierung der Übersetzungswahl z. B. aufwendige Abgas-Entgiftungsmaßnahmen teilweise zunichte machen.

Moderne Automatkonzepte können in Verbrauch und Fahrleistung mit Schaltgetrieben konkurrieren; der Mehrpreis liegt in der Größenordnung eines sehr guten Autoradios. Nicht zu unterschätzen sind hierbei das entspanntere Fahren und die damit nach weltweiten Untersuchungen verringerte Unfallhäufigkeit.

Es sollen nun von der einfachsten Möglichkeit eines automatisierten Triebstranges - einem Schaltgetriebe mit automatischer Kupplung - über verschiedene Stufenautomatversionen bis zum stufenlosen Getriebe verschiedene Lösungsmöglichkeiten verglichen werden.

Als Vergleichsbasis wurde ein Fahrzeug mit 3 l Hubraum gewählt, da für diese Fahrzeugklasse alle zu vergleichenden Automatisierungsvarianten in Serie oder als Prototypen vorhanden sind. Es werden

- Kosten,
- Gewicht,
- Bauvolumen,
- Komfort,
- Verbrauch und
- Fahrleistungen

vergleichend bewertet.

Zunächst erfolgt eine Beschreibung der zu vergleichenden Getriebe.

5-Gang-Handschaltgetriebe (HSG) mit automatisierter Kupplung

Ein Beispiel eines ausgeführten Schaltgetriebes ist zur Verdeutlichung des Bauaufwandes in Bild 1 dargestellt.

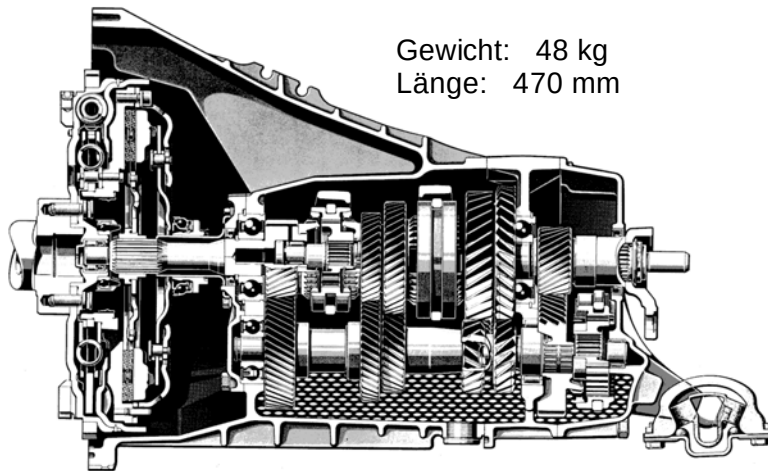


Bild 1: 5-Gang-Handschaftgetriebe HSG

Das Getriebe ist sehr kompakt und wiegt inklusive Zweimassenschwungrad und Schaltgestänge insgesamt nur 48 kg. Die Verluste des 1. und 5. Ganges sind in Bild 2 als Wirkungsgrad bei Teillast in der Ebene dargestellt [1].

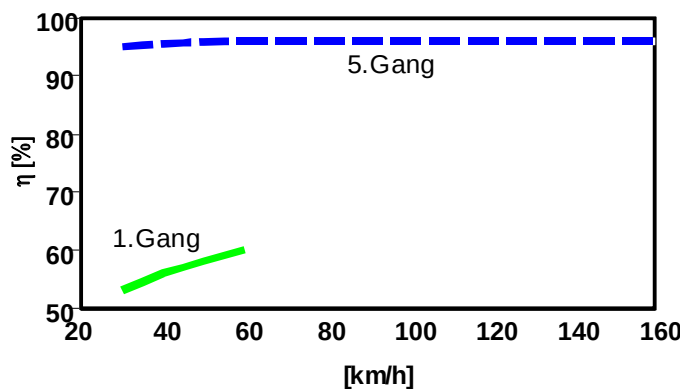


Bild 2: Teillastwirkungsgrad in der Ebene

Die Verluste der anderen Gänge liegen entsprechend dazwischen. Die Verluste, die durch das EKM und die Schlupfstrategie entstehen, sind bei den später durchgeführten Verbrauchsvergleichen berücksichtigt. Dann

wird auch der Wirkungsgrad des elektrischen Antriebs und der Batterie-zwischenspeicherung in Rechnung gestellt.

Der Platzbedarf ist inklusive der Kupplungsaktorik in der Summe deutlich niedriger als bei den später behandelten Automatgetrieben. Zusätzlich zu dem üblicherweise sehr kompakt bauenden Schaltgetriebe kommt beim EKM nur das Volumen für den Steller, in den die Elektronik integriert ist, hinzu. Das Getriebe hat eine Gesamtspreizung von 4,82.

Dieser Wert ist für das Leistungsgewicht der untersuchten Fahrzeugklasse typisch. Da die 1. Gang-Übersetzung (Underdrive) wegen Überschreitung der Reifenrutschgrenze nicht größer ausgelegt zu werden braucht und die 5.-Gang-Übersetzung (Overdrive) nicht zu niedrig sein darf (Akzeptanzprobleme der Beschleunigungsfähigkeit im obersten Gang), ergibt sich für ein bestimmtes Leistungsgewicht eine sinnvolle Spreizung [2, 3]. Selbst die meisten 6-Gang-Schaltgetriebe haben Spreizungen zwischen 4 und 5.

Die zusätzlichen Kosten der automatisierten Kupplung liegen zur Zeit in der Größenordnung von 25 - 30 % der Schaltgetriebe-Grundkosten, inklusive Schwungrad und Schaltung.

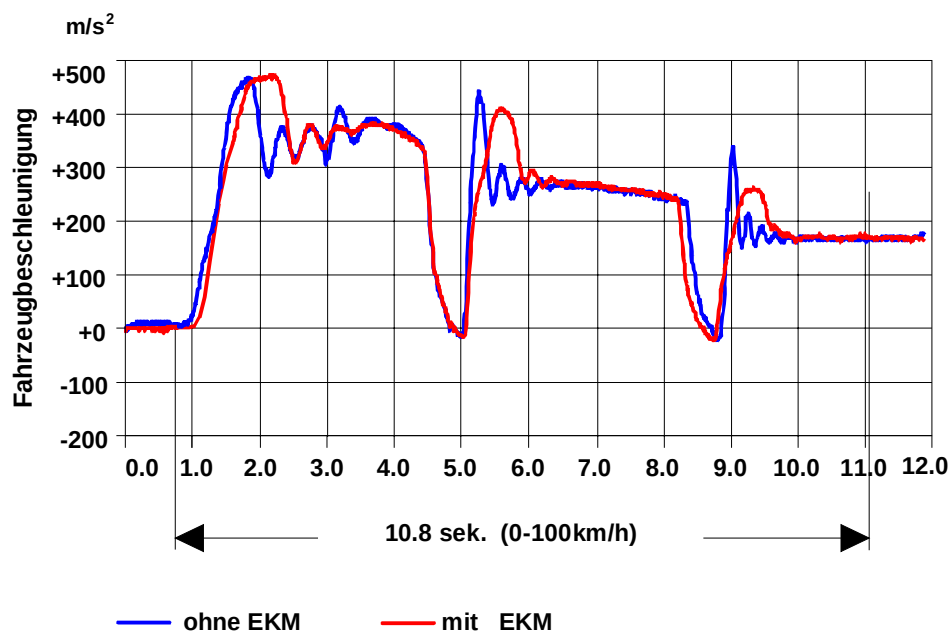


Bild 3: Komfortvergleich Anfahrt (0 - 100 km/h)

Der Anfahr- und Gangwechselkomfort wird gegenüber einem durchschnittlich schaltenden Fahrer deutlich verbessert, wie in Bild 3 gezeigt. In diesem Bild ist eine Vollastbeschleunigung von 0 auf 100 km/h mit und

ohne EKM gegenübergestellt. Der Beschleunigungsverlauf ist ein gutes Maß für den Komfort. Hohe Beschleunigungsspitzen mit nachklingenden Ausschwingvorgängen mindern den Komfort bei der nicht automatisierten Kupplung.

Mit dem automatisierten Kupplungsmanagement erreicht auch der ungeübte Fahrer bei Gangwechseln im Teillastbereich beinahe die Schaltgüte eines modernen Stufenautomaten.

Das Lastwechselverhalten im eingekuppelten Zustand ist oft ein Kritikpunkt bei Triebsträngen mit Schaltgetrieben. Hier zeigt Bild 4 das Potential, das mit einer guten Softwarestrategie auch ohne hohen Kupplungsschlupf erreichbar ist.

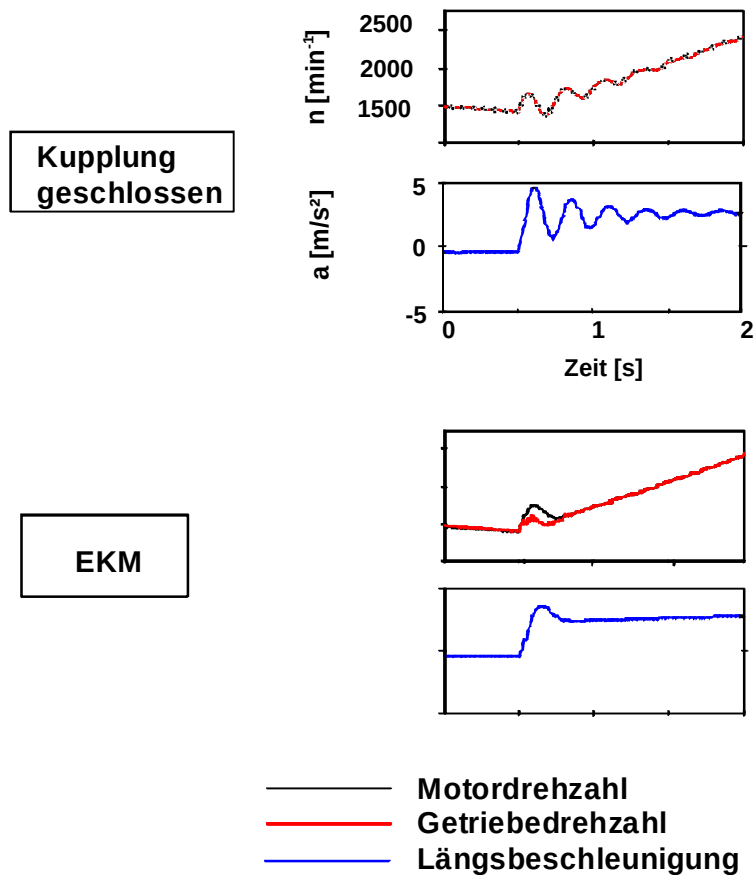


Bild 4: Lastwechselverhalten mit und ohne EKM

Automatisiertes Schaltgetriebe

Wenn man den Kupplungsvorgang automatisiert, so ist es naheliegend, auch daran zu denken, den Gangwechsel selbst bei konventionellen Schaltgetrieben ebenfalls voll- oder halbautomatisch vorzunehmen.

Diese Lösung ist im Nfz-Bereich bereits in Serie. Nfz-Getriebe haben oft mehr als 10 Gänge. Da hier konventionelle Automatgetriebe mit Planetensätzen sehr bauaufwendig wären, ging man hier den Weg, das Schaltgestänge mit Servozyllindern zu versehen und diese halb- oder vollautomatisch zu betätigen. Der zusätzliche Aufwand hält sich auch bei 16 Gängen in Grenzen im Vergleich zu dem notwendigen Aufwand eines konventionellen Vollautomatgetriebes. Die Getriebeschaltung wird allerdings in der Regel nicht vollautomatisch durchgeführt, sondern der Fahrer entscheidet nach eigenem Ermessen oder durch eine Schaltempfehlung angeregt, ob er hoch- oder zurückschaltet. Ausgelöst wird die Hoch- oder Rückschaltung durch Drücken eines Schalthebels in die gewünschte Richtung; die Gassenwahl kann entfallen.

Da der Fahrer den Schaltbefehl auslöst, fällt die Zugkraftunterbrechung, die durch das Auskuppeln zum Gangwechsel erfolgt, nicht so negativ auf, als wenn dies vollautomatisch - vielleicht zu einem gerade unerwünschten Zeitpunkt - erfolgen würde.

Obwohl der Zusatzaufwand beim Übergang vom halbautomatischen, mit Schaltwunsch betätigten Getriebe zum vollautomatischen äußerst gering ist, könnte die Zugkraftunterbrechung jedoch ein Grund sein, warum Vollautomatisierung von Schaltgetrieben auch in Nutzfahrzeugen unseres Wissens noch nicht in Serie ist.

Unabhängig davon, ob die Gangwechsel durch Servozyylinder oder Schrittschaltwerke durchgeführt werden, müssen jedoch Strategien entwickelt werden, um den Gang unter jeder Bedingung einrücken zu können. Da in der Synchrongruppe die Drehmomentmitnahme über Verzahnungen, also formschlüssig erfolgt, ist es möglich, daß im Moment des Einrückens Zahn auf Zahn steht und damit ein Durchschalten ohne Zusatzmaßnahmen nicht möglich ist. Dieser Fall tritt beim Handschaltgetriebe gelegentlich auf - vor allem im 1. und im Rückwärtsgang - und kann hier z. B. durch nochmaliges Verdrehen der Wellen mittels Wiedereinkupplung in der Neutralgasse umgangen werden.

Da die Zusatzkosten für die automatisierte Gangwahl bei wenigen Gängen in der Größenordnung der Mehrkosten für einen Vollautomaten liegen, hat dieser Ansatz für Pkw-Getriebe nur geringe Marktchancen.

Der kleine Verbrauchsvorteil aufgrund der geringeren Verluste im Vergleich zum Vollautomat wird durch den schlechteren Schaltkomfort bedingt durch die Zugkraftunterbrechung aufgewogen.

Doppelkupplungsgetriebe

Einige der geschilderten Probleme, z. B. die Zugkraftunterbrechung, können mit Doppelkupplungsgetrieben umgangen werden. Diese Getriebe zeichnen sich dadurch aus, daß eigentlich zwei Getriebe mit gemeinsamem Abtrieb ineinander verschachtelt werden. Jedem Getriebe ist eine Kupplung zugeordnet. Die im Teilgetriebe 1 bzw. Teilgetriebe 2 gewählten Übersetzungen werden durch übliche Sperrsynchronisationen vorgewählt. Es kann von einem auf das andere Getriebe zugkraftunterbrechungsfrei geschaltet werden. Dabei gibt es eine Einschränkung: Bei einer gewünschten Schaltung über 2 Gänge müßte dies innerhalb eines Teilgetriebes ablaufen, und das ist aber nur mit Zugkraftunterbrechung machbar. Das Problem der nicht freien Schatwahl kann durch geschickte Strategien der Vorwahl der Gänge des nichtgeschalteten Teilgetriebes nahezu ohne Nachteile im Fahrverhalten gelöst werden.

Ab 5 Gängen scheint dieses Getriebeprinzip Planetengetrieben gleichwertig. Als Anfaehrelement kann man eine der beiden Lastschaltkupplungen oder aber einen vorgeschalteten Drehmomentwandler, mit oder ohne Überbrückungskupplung, benutzen. Anordnungsprinzipien wurden in der Vergangenheit [4] hierzu bereits gezeigt (Bild 5).

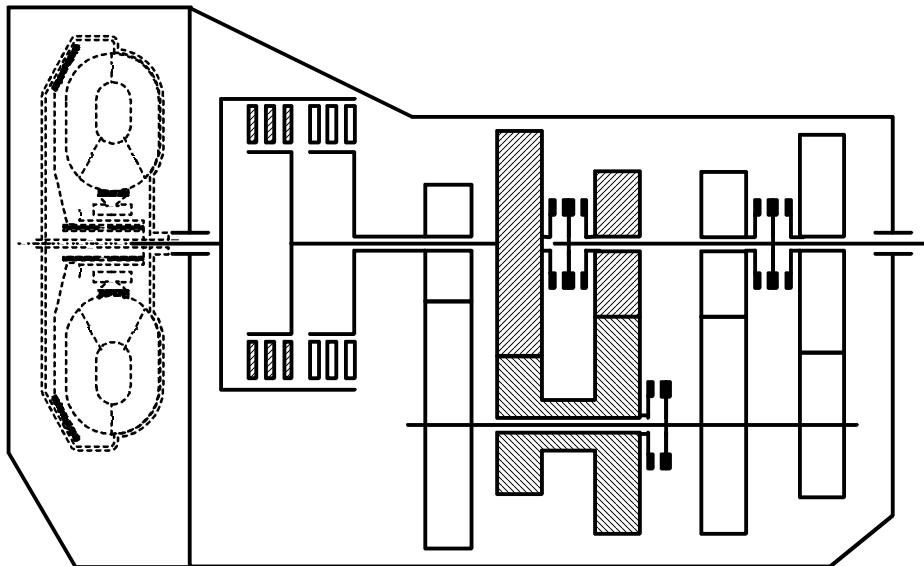


Bild 5: Doppelkupplungsgetriebe

Das Prinzip einer Schaltung ohne Zugkraftunterbrechung ist in Bild 6 dargestellt. Der Einfachheit halber ist das eine Getriebe mit der Übersetzung 1 als Welle ausgeführt, die 2. Getriebeübersetzung ergibt sich durch die Stirnradpaarung. Die Drehmomentübertragung kann gleichzeitig trotz

Drehzahldifferenzen über beide Kupplungen erfolgen, wobei hier jedoch die Summe der Drehmomente beider Kupplungen berücksichtigt werden muß. Überträgt z. B. die eine Kupplung das volle Motormoment, so macht die 2. teilerregte Kupplung mit ihrem Schlupf nur Verluste. Reduziert man jedoch das übertragbare Drehmoment der Kupplung 1 bei gleichzeitiger Erhöhung des Drehmoments der Kupplung 2, so wird der Motor auf die dem anderen Getriebestrang entsprechende Drehzahl beschleunigt oder verzögert. Die Abstimmung dieser Vorgänge ist bei einer vollelektronischen Steuerung leicht möglich und es ist theoretisch und praktisch nachweisbar, daß hier der gleiche Schaltkomfort wie bei einem Planetengetriebe erreichbar ist.

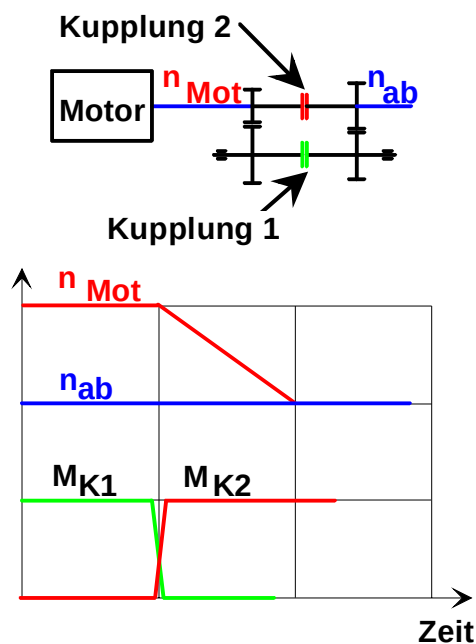


Bild 6: Schaltung ohne Zugkraftunterbrechung

An zusätzlichem Aufwand gegenüber einem Schaltgetriebe fällt an: die Aufteilung des Getriebes in zwei Teilgetriebe, die zusätzliche Kupplung, der Automatisierungsaufwand beider Kupplungen, die Betätigungseinrichtungen für die Synchronelemente und die Ölversorgung eines evtl. vorhandenen Drehmomentwandlers. Die Verluste können geringer ausfallen als bei Planetengetrieben.

Doppelkupplungsgetriebe arbeiten - wie der Name sagt - mit zwei reibschlüssigen Kupplungen und je nach Gangzahl mehreren formschlüssigen Kupplungen, die üblicherweise mit Synchronelementen kombiniert sind.

4-Gang-Automat mit hydraulischem Drehmomentwandler

Schon sehr lange sind Automatgetriebe bekannt, bei denen praktisch für jeden Gang eine eigene reibschlüssige Kupplung benutzt wird. Egal ob diese Getriebe in Vorgelegebauart oder als Umlaufrädergetriebe (Planetengetriebe) gebaut werden, werden zumindest die Vorwärtsgänge durch je eine Reibkupplung geschaltet.

4-Gang-Automatgetriebe in Vorgelegebauweise

Ein Beispiel für ein 4-Gang-Automatgetriebe in Vorgelegebauweise, wie es in USA und Japan seit Jahren gebaut wird, zeigt das Bild 7.

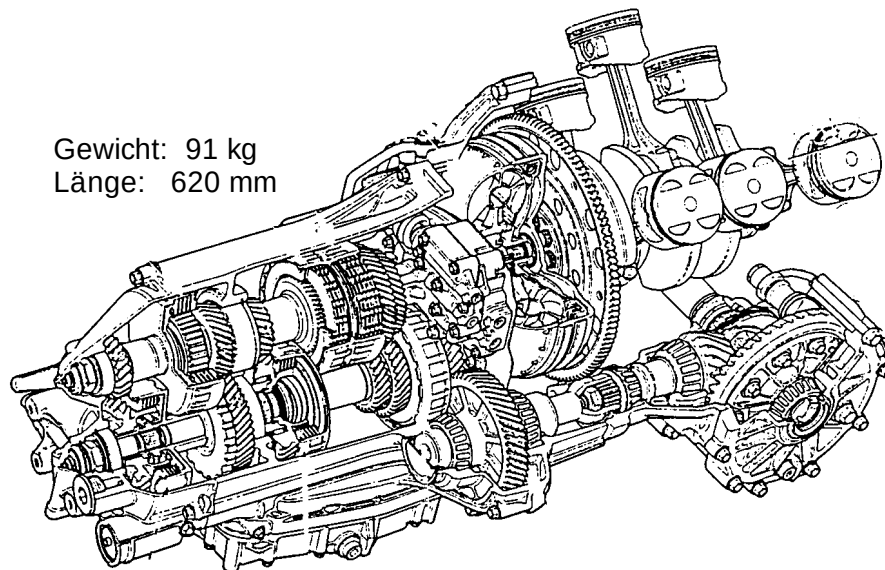


Bild 7: Automatgetriebe in Vorgelegebauweise

Der Vorteil dieser Getriebebauart liegt in der relativ freien Übersetzungswahl, da für jede Übersetzung eine eigene Rädergruppe verwendet wird. Nachteilig ist unter anderem die Begrenzung der Kupplungsdurchmesser aufgrund des Achsabstandes. Bei Anwendung des Standes der Technik bei der Zahnradauslegung und -fertigung kann vom Verzahnungsgeräusch ein dem Planetengetriebe vergleichbarer Stand - d. h. unhörbar - erreicht werden. Die Schaltqualität ist mit und ohne Freiläufe theoretisch und praktisch gleich gut wie bei Planetengetrieben.

Planetengetriebe

Die ersten Automatgetriebe wurden in USA für drehmomentstarke Motoren gebaut. Wegen der hohen Leistungsdichte sind dafür Planetengetriebe verwendet worden und stellen bis heute die Standardlösung dar.

Wie bei einem "Doppelkupplungsgetriebe" wird der Gangwechsel ohne Zugkraftunterbrechung von zwei Lastschaltkupplungen übernommen. Wenn man auf den Drehmomentwandler als Anfahrlement nicht verzichtet - um z. B. mit 4 Gängen auszukommen - ergibt sich in der Summe bei Planetengetrieben (s. Bild 8), Stirnradgetrieben oder Doppelkupplungsgetrieben ein ähnlicher Aufwand.

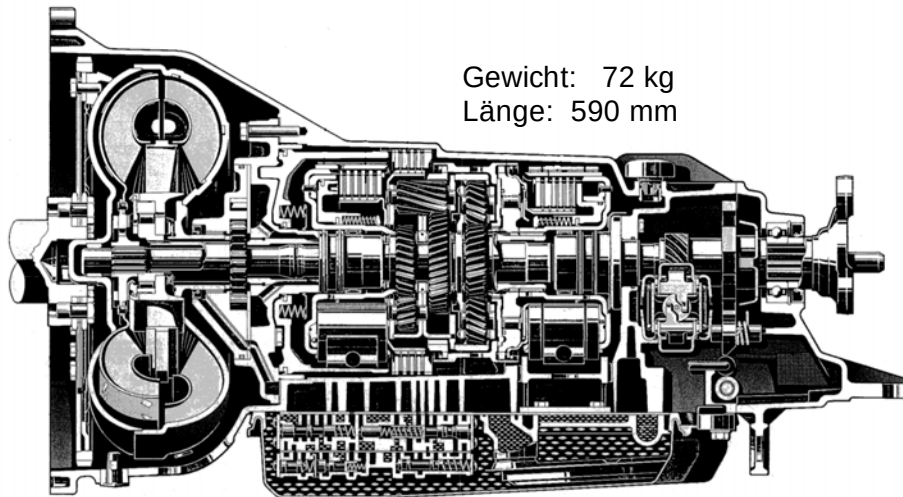


Bild 8: 4-Gang-Automat als Planetengetriebe

All diese Getriebe brauchen für die Ölversorgung des Drehmomentwandlers und der hydraulischen Steuerung eine Ölpumpe. Die hydraulische Steuerung ist letztlich ein analog, teilweise auch digital arbeitender hydraulischer "Rechner". Selbst bei Anwendung einer elektronischen Steuereinheit bleiben einige Funktionen der hydraulischen Steuerung zugeordnet. Da diese als Betriebsmedium Öl braucht und da die Naßkupplungen im Gegensatz zur Kupplung beim Handschaltgetriebe ohne Druck bzw. Kraft kein Drehmoment übertragen können, muß die Pumpe ständig mitlaufen. Die sich damit ergebenden Gesamtwirkungsgrade - bei voll überbrücktem Drehmomentwandler - sind in Bild 9 bei Teillast mit einem 5-Gang-Handschaltgetriebe verglichen. Je nach Ausführung können die Wirkungsgrade unterschiedlich sein.

Wenn ein Drehmomentwandler mit seiner Wandlung das Anfahren unterstützt, kann die Gesamtübersetzung im ersten Gang eines Automatgetriebes etwas "länger" ausgeführt werden als beim Schaltgetriebe. Die Übersetzung im obersten Gang ist meist etwas "kürzer" als beim Schaltgetriebe, was naturgemäß zu höheren Verbräuchen bei höheren Geschwindigkeiten, z. B. Autobahnfahrt, führen muß.

Der Anfahrkomfort ist sehr ähnlich dem HSG mit EKM, jedoch beim Gangwechsel macht sich der Entfall der Zugkraftunterbrechung vorteilhaft bemerkbar und vermindert auch den Beschleunigungsrückstand, der sich aufgrund der geringeren Ganganzahl ergibt.

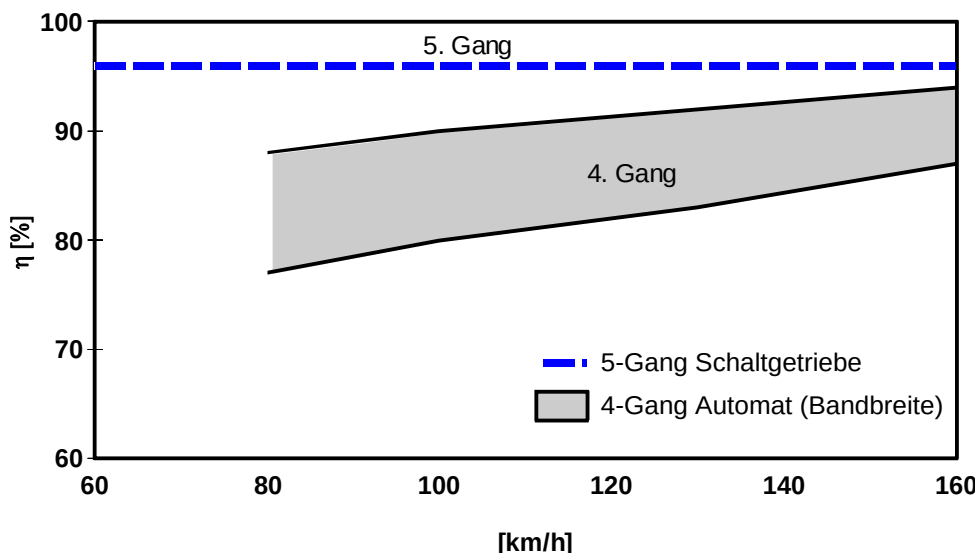


Bild 9: Teillastwirkungsgrad

Das Gesamtgewicht von 4-Gang-Stufenautomaten mit Drehmomentwandler ist deutlich höher als beim 5-Gang-Handschaftgetriebe. Das hat mehrere Gründe:

- Der Drehmomentwandler wiegt etwa gleich viel wie ein Zweimassenschwungrad, das zumindest in der betrachteten Fahrzeugklasse meist verwendet wird.
- Die Übertragung des Kraftflusses durch reibschlüssige Elemente - Vollastschaltkupplungen - ist gewichtserhöhend. Diese Vollastschaltkupplungen werden zwar mit Öl gekühlt, jedoch ist in einem gewissen Maß eine Zwischenspeicherung der Schaltwärme notwendig. Dies läßt sich nur mit Masse erreichen.

- Die eingefüllte Ölmenge ist wesentlich größer (6 - 8 l) als beim Handschaltgetriebe.
- Auch die hydraulische Steuerung und die dazu benötigte Ölpumpe wiegen mindestens 5 kg. Berücksichtigt man dazu noch den Ölkühler, so wird in dieser Leistungsklasse je nach Konstruktion ein dem Getriebe zuzuordnendes Gesamtgewicht von 70 bis 90 kg erforderlich sein.

Das Bauvolumen der leistungsführenden Teile (Schaltelemente, Planetensätze und Wellen) kann ähnlich liegen wie bei den entsprechenden Komponenten des Schaltgetriebes, jedoch kommt durch Hydrauliksteuerung und Ölsumpf noch zusätzliches Volumen hinzu. Dies ist neben den Kosten wohl der Hauptgrund dafür, daß zwar 5-Gang-Handschaltgetriebe, aber überwiegend nur 4-Gang-Automatgetriebe - vor allem bei Frontantriebsfahrzeugen - eingesetzt werden.

Die Gesamtkosten sind im Vergleich zum Schaltgetriebe (inklusive Schwungrad und Kupplung, etc.) deutlich höher. Der Mehraufwand kann je nach Konstruktion sehr unterschiedlich sein. Werden z. B. zur Vereinfachung der Gangwechselsteuerung Freiläufe verwendet, müssen diese Freiläufe im Schubbetrieb durch zusätzliche Kupplungen überbrückt werden.

5-Gang-Stufenautomat mit hydraulischem Drehmomentwandler

Will man, ohne auf Anfahrsteigfähigkeit zu verzichten, mit einem Automatgetriebe eine ähnliche Overdrive-Übersetzung erreichen wie bei 5-Gang-Handschaltgetrieben, muß im Regelfall ein zusätzlicher Gang eingefügt werden. Der Drehmomentwandler allein konnte bis heute die notwendige Getriebespreizung nicht vollkommen ausgleichen, da die Verluste, z. B. bei Bergfahrt mit Anhänger, sonst einfach zu groß würden. Um die vorhandenen Investitionen für 4-Gang-Getriebe weiterhin nutzen zu können, wird so häufig eine zusätzliche Planetengruppe mit Schaltelementen zugefügt, um ein 5-Gang-Getriebe mit größerer Gesamtspreizung zu erhalten. Diese Getriebe sind dann von der Gesamtspreizung einem 5-Gang-Handschaltgetriebe gleichwertig und können wegen des Drehmomentwandlers als Anfahrhilfe sogar mit einem ausgeprägterem Overdrive-Effekt arbeiten. Die niedrigere Zugkraft im Overdrive-Bereich kann durch die einfache Rückschaltmöglichkeit in den zweithöchsten Gang akzeptiert werden. Hierfür ist allerdings eine geglückte Schaltauslegung sehr schwer zu finden. Verschiedene Testberichte weisen auf eine zu hohe Schaltheufigkeit der oberen beiden Gänge hin.

Die zusätzliche Planetengetriebestufe mit den zwei Schaltelementen bedeutet eine Erhöhung der Kosten um etwa 25 % gegenüber der Basisausführung.

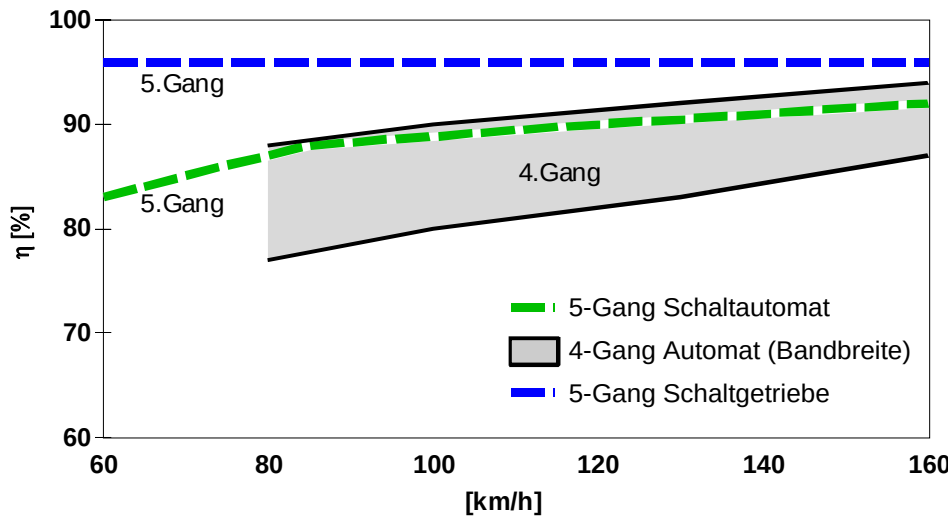


Bild 10: 5-Gang-Automat mit Verlusten

Auch die Gewichtssituation wird wesentlich verschlechtert - 5-Gang-Getriebe in dieser Bauweise können um 100 kg wiegen. Auch vom Bauvolumen konnten sich diese Konzepte nur für Standardantriebsbauweise durchsetzen, da die zusätzliche Verlängerung um eine Ganggruppe bei Frontantrieb nicht unterzubringen ist.

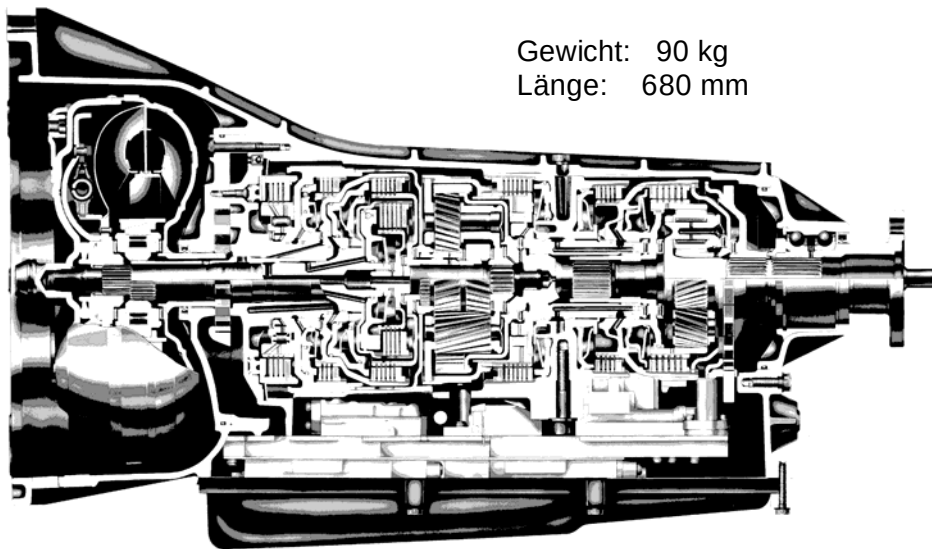


Bild 11: 5-Gang-Automat

Weiterhin hat der zusätzliche fünfte Gang höhere Verluste zur Folge, was in Bild 10 andeutungsweise berücksichtigt ist [5]. Hier ist zu beachten, daß die Getriebeeingangsdrehzahl, die wesentlich die Verluste bestimmt (wegen der Ölpumpe), aufgrund des 5. Ganges niedriger ist als beim 4-Gang-Getriebe.

Trotz des höheren Gewichtes und der tendenziell höheren Verluste ist aufgrund der stärker ausgeprägten Overdrive-Übersetzung des 5. Ganges der Verbrauch niedriger als beim 4-Gang-Automat, ja sogar niedriger als beim 5-Gang-Handschatgetriebe bei gleichzeitig verbesserten Fahrleistungen. Ein entsprechendes Getriebe ist in Bild 11 dargestellt.

Modifizierter 4-Gang-Automat mit LuK-TorCon-System

Die ersten Automatgetriebe hatten nur zwei, maximal drei mechanische Gänge, aber dafür hydraulische Drehmomentwandler mit hoher Wandlung und hoher Festbremsdrehzahl. Dies ergab ein sehr komfortables Fahren bei allerdings hohen Verlusten. Im Laufe der Jahre mußte zur Verringerung der Verluste der Wandler steifer ausgeführt werden. Damit war die hohe Anfahrwandlung nicht mehr möglich und mußte durch eine größere Getriebespreizung mit mehr Gängen ausgeglichen werden.

Anfang der 70er Jahre wurde im Zuge der weiteren Verringerung der Verluste der Schlupf des Wandlers zumindest im obersten Gang durch Überbrückungskupplungen eliminiert. Nun hatte man zwar ein verbrauchs-

günstigeres Getriebe, allerdings mit geringerem Komfort. Aus dieser Zeit existiert ein SAE-paper, in dem ein Entwickler sagte: "Als der Wandler überbrückt war, wußten wir erst, was wir für Vorteile verloren hatten."

Auch bei einer Optimierung von Schaltstrategien des Stufenautomaten und des Wandlers mit der Überbrückungskupplung, z. B. durch adaptive Schaltprogramme oder Programmwähler, ist ein Kompromiß zwischen einer reduzierten Schalthäufigkeit und verbrauchs- oder fahrleistungs-orientierter Gangwahl sehr schwer zu finden. Selbst wenn die Schaltungen fast unspürbar durchgeführt werden, fällt doch die Motordrehzahländerung zumindest akustisch auf. Ein gestuftes Getriebe bringt immer eine konkrete Zuordnung von Motordrehzahl zur Fahrgeschwindigkeit. Nur im Bereich von hohen Schlüpfen, wie sie bei weichen Wandlern auftreten können, wird die Motordrehzahl bei Beschleunigungs- und Schaltvorgängen fast konstant bleiben. Auch eine höhere Gangzahl - quasi der Weg zum stufenlosen Getriebe - bringt wegen der höheren Schalthäufigkeit eher wieder mehr Probleme. Kann eine noch höhere Gangzahl - über 5 Gänge hinaus - hier helfen?

LuK hat dazu einen anderen Lösungsansatz gefunden.

Besinnt man sich wieder auf die Eigenschaften des hydraulischen Drehmomentwandlers als komfortables stufenloses Getriebe in Kombination mit einer Lock up, so sind nun andere Triebstrangauslegungen mit Getrieben mit weniger Gängen denkbar. Die Gesamtübersetzung im ersten Gang sollte nach wie vor sehr hoch sein, um mit niedrigen Verlusten - teil- oder vollüberbrückt - in diesem Gang hohe Zugkraft für Anhängerbetrieb und ähnliches zur Verfügung zu haben. Die Overdrive-Übersetzung muß ebenfalls "mechanisch" erreicht werden, jedoch können die dazwischen liegenden wenigen Übersetzungen und damit hohen Gangsprünge durch das stufenlose Getriebe "Drehmomentwandler" komfortabel überbrückt werden. Ist dies nur bei Beschleunigungsvorgängen und somit kurzzeitig notwendig, so spielt dort der Wirkungsgrad nur eine untergeordnete Rolle. In vielen Fällen wird die oft kritisierte Schalthäufigkeit speziell aus dem Overdrive nicht mehr notwendig, da der Gang- bzw. Übersetzungswechsel durch den erweiterten Wandlungsbereich des Drehmomentwandlers "stufenlos" durch volles oder teilweises Öffnen der Überbrückungskupplung ersetzt wird. In Bild 12 ist zu sehen, daß der 4. Gang mit dem erhöhten Wandlungsbereich des LuK-TorCon-Systems den 4. und 5. Gang des 5-Gang-Automaten zwischen 60 und 140 km/h abdeckt.

Ein Getriebe mit dem LuK-TorCon-System ist von Aufwand, Verlusten, Gewicht und Kosten ein 4-Gang-Stufenautomat mit den Vorteilen eines 5-Gang-Automaten. Ob die größere Getriebespreizung konstruktiv möglich ist, hängt von der Art des Planetensatzes und den Freiräumen für die andere Dimensionierung von Lagern etc. ab. Die zusätzlichen Entwick-

lungsaufwendungen sind sicher niedriger, auch wenn z. B. die Hydrauliksteuerung überarbeitet werden sollte oder ähnliches.

Speziell bei Lastschaltgetrieben in Vorgelegebauweise scheint der Änderungsaufwand für die Übersetzungsänderung sehr gering. Bei Planetengetrieben werden im Regelfall die Änderungsinvestitionen nicht höher als bei einer Erweiterung zu einem 5-Gang-Getriebe sein. Eine totale Neuinvestition für ein aufwandoptimiertes 5-Gang-Getriebe entfällt.

Die Fahrleistungen für ein Fahrzeug mit solch einem Getriebe und LuK-TorCon-System wurden mit gleicher Übersetzung für den ersten Gang und für den Overdrive wie bei einem 5-Gang-Getriebeautomat gerechnet (Bild 12). Die Beschleunigung wird wegen der größeren Wandlung sogar günstiger, der Verbrauch kann aufgrund der Overdrive-Übersetzung und der geringen Verluste gegenüber dem 5-Gang-Getriebe sogar noch gesenkt werden.

Natürlich ist unter Hintansetzung von Gewicht, Kosten und Bauvolumen ein 5-Gang-Automat mit gleicher Spreizung in wenigen Bereichen noch besser.

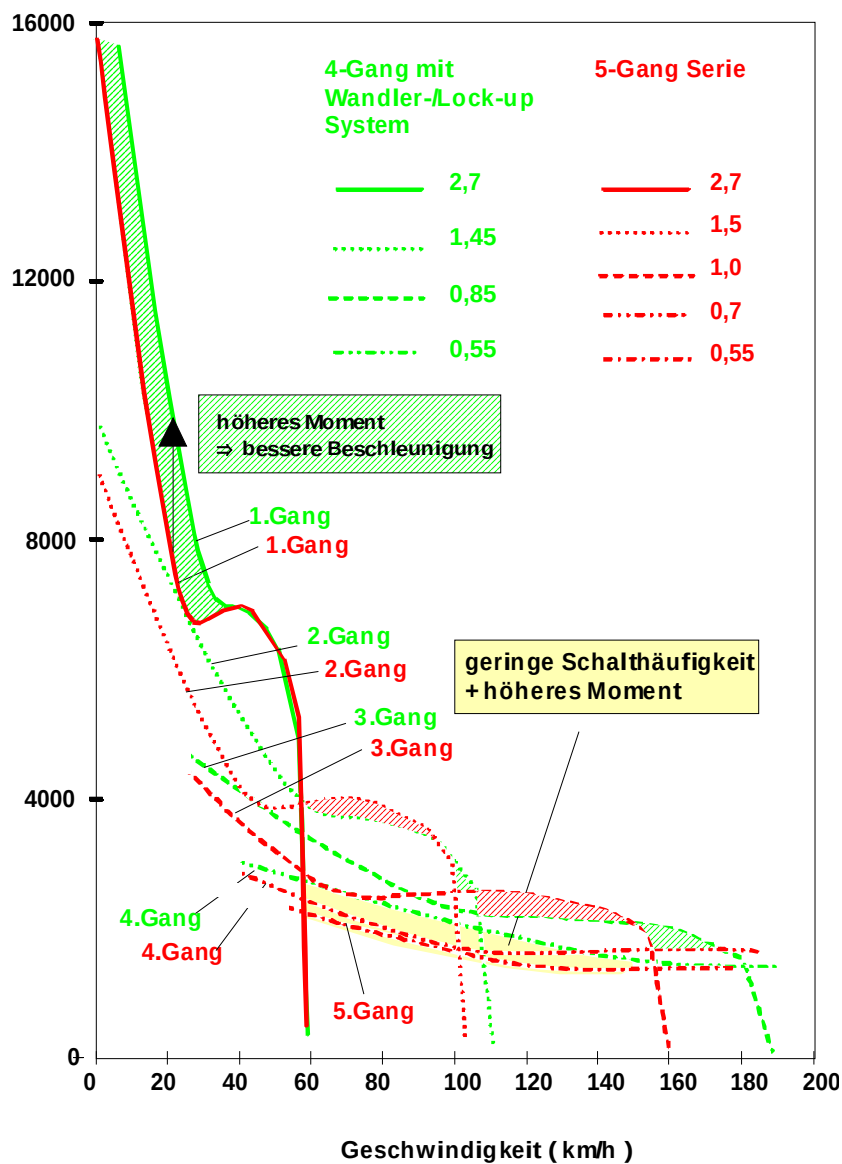


Bild 12: Zugkraftvergleich 5-Gang-Getriebe zu LuK-Konzept

Theoretisch ergibt in jedem Punkt des Fahrleistungskennfeldes eine genau passende Übersetzung den niedrigsten Verbrauch. Berücksichtigt man jedoch die höheren Verluste und die sehr schwierige Schaltphilosophieabstimmung, so scheint vor allem für Frontantriebsfahrzeuge das neue "alte" Konzept mit wenigen Gängen und optimiertem Drehmomentwandler günstig zu sein.

Nutzt man jedoch die 5 Gänge mit noch größerer Gesamtspreizung und diesem Konzept, so kann man die Vorteile eines 6-Gang-Automats herkömmlicher Auslegung erreichen.

CVT

Der Wunsch nach einer stufenlos variierbaren Getriebeübersetzung existiert schon sehr lange. Der hydraulische Drehmomentwandler ist ein Kompromiß in dieser Richtung. Hier ist jedoch der Wirkungsgrad nicht besonders befriedigend und auch die Übersetzungswahl nicht frei - die Übersetzung ergibt sich im Rahmen der Kennlinien. Sie kann aber mit einer parallelgeschalteten Überbrückungskupplung wie beim LuK-TorCon-System in gewissen Grenzen zusätzlich beeinflusst werden.

Bei mechanischen stufenlosen Getrieben wird die Übersetzung durch gleichzeitige Änderung der Reibradien von Kraftübertragungselementen variiert. Es gibt dazu unterschiedliche Lösungsansätze, einer davon wird nachfolgend gezeigt.

LuK hat zusammen mit anderen Partnern ein stufenloses Getriebe für ca. 250 Nm als Prototyp entwickelt (Bild 13).

Das Kernstück - der Variator - besteht aus konischen Scheiben und dazwischen einem Umschlingungselement. Dieses Umschlingungselement war bei den ersten stufenlosen Getrieben, die bei DAF im Jahre 1959 eingesetzt wurden, aus Gummi. Damit wurden über 1 Million Getriebe gebaut. Inzwischen werden wegen höherer Leistungen und der Forderung nach höherer Lebensdauer metallische Umschlingungselemente benutzt. Am weitesten verbreitet ist hier das Van-Doorne-Band. Viele Prototypen und eine Serienanwendung operieren auch mit Ketten.

Da bei diesen Getrieben die Leistung durch Reibung zwischen den Kegelscheiben und dem Umschlingungselement übertragen wird, sind bei der Paarung Stahl-Stahl wegen des niedrigen Reibwertes hohe Anpreßkräfte notwendig. Die dabei besonders beanspruchten Übertragungselemente, wie die Scheibensätze, Wellen, etc., müssen entsprechend stark dimensioniert sein.

Stufenlose Getriebe bieten bei den zur Zeit bekannten Ausführungen Gesamtübersetzungsbereiche zwischen fünf und sechs. Das heißt, daß stufenlose Getriebe Übersetzungen ermöglichen, die sonst nur mit fünf oder sechs mechanischen Gängen eines Automatgetriebes überdeckt werden können.

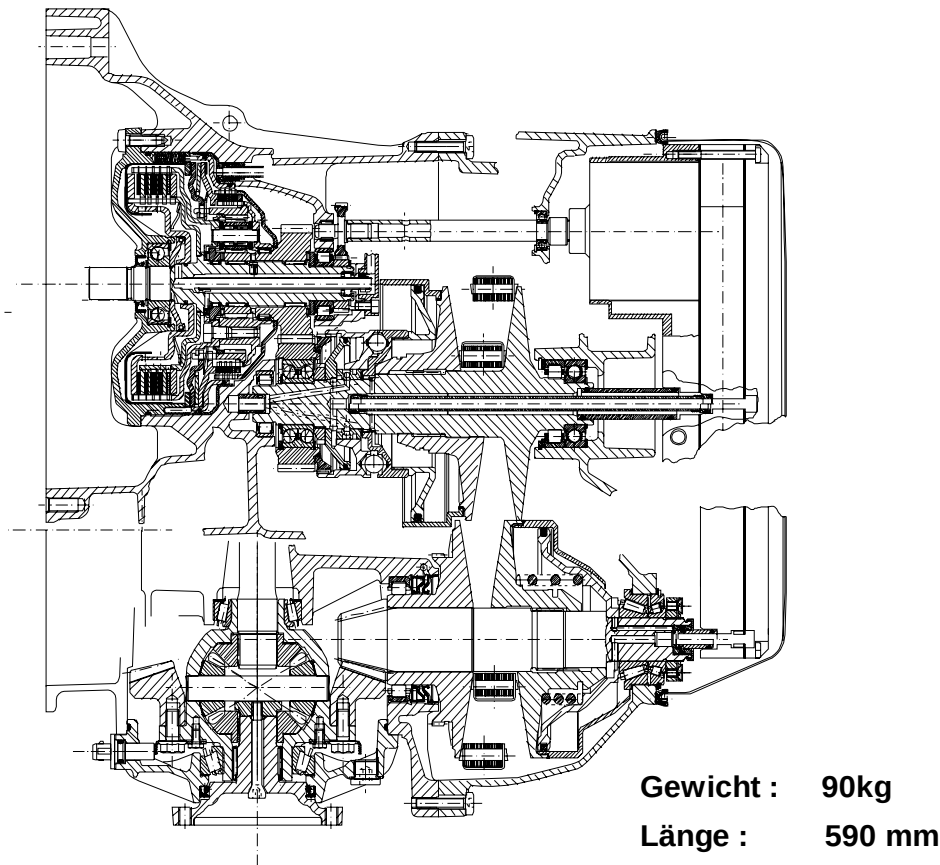


Bild 13: CVT für 250 Nm (Prototyp)

Diesen großen Übersetzungsbereich kann man einerseits zur Entlastung des Anfahelementes nutzen - hier geht die Belastung quadratisch zur Gesamtübersetzung im Underdrive ein. Andererseits kann man auch einen Teil des größeren Übersetzungsbereiches zur Ausbildung einer Overdrive-Charakteristik einsetzen.

Die in der Vergangenheit ausgeführten Getriebe hatten relativ hohe Verluste. Die hohen Anpreßkräfte der Scheibensätze benötigen höhere Öldrücke und für eine ausreichend schnelle Verstellung der Kegelscheiben eine große Ölmenge, so daß die Ölpumpenleistung deutlich höher als bei Stufenautomaten liegen kann. Der Auswahl des geeigneten Pumpenkonzepts kommt daher große Bedeutung zu.

Eine weitere Verlustquelle ist im sogenannten spiraligen Lauf zu sehen. Die Kette wird an den Anpreßstellen vom Einlauf zum Auslauf zunehmend nach innen gezogen, was zusätzliche Verluste ergibt. Diese kann man mit steifer ausgeführten Scheiben und Wellen minimieren [6].

Die Verluste durch Dichtringreibung würden wegen der höheren Drücke eigentlich stärker ausfallen als bei Stufenautomatgetrieben. Da jedoch weniger Elemente zu bedienen sind, können die Dichtungen auf sehr kleinem Durchmesser am Wellenende angeordnet werden, so daß die Gesamtsumme dieser Verluste klein ist.

Außerdem kommt das stufenlose Getriebe mit weniger Elementen als der Stufenautomat aus - das heißt, daß Ventilationsverluste von geöffneten Schaltelementen und ähnlichem geringer sind.

Eine sehr große Bedeutung kommt der präzisen Anpressung der Scheibensätze an die Kette bzw. das Band zu. Wie man sich leicht vorstellen kann, ergibt eine Anpressung über das notwendige Maß hinaus zusätzliche Reibungsverluste zwischen Scheibe und Umschlingungselement, aber auch die Pumpenleistung steigt aufgrund des höheren Drucks. Das von LuK nach diesen Gesichtspunkten optimierte stufenlose Getriebe konnte in der Verlustleistung im äußerst wichtigen Teillastbereich Werte von sehr guten 4-Gang-Stufenautomaten erreichen (Bild 14). Die meisten 4- und 5-Gang-Stufenautomatgetriebe haben bei kleinerer Spreizung schlechtere Wirkungsgrade!

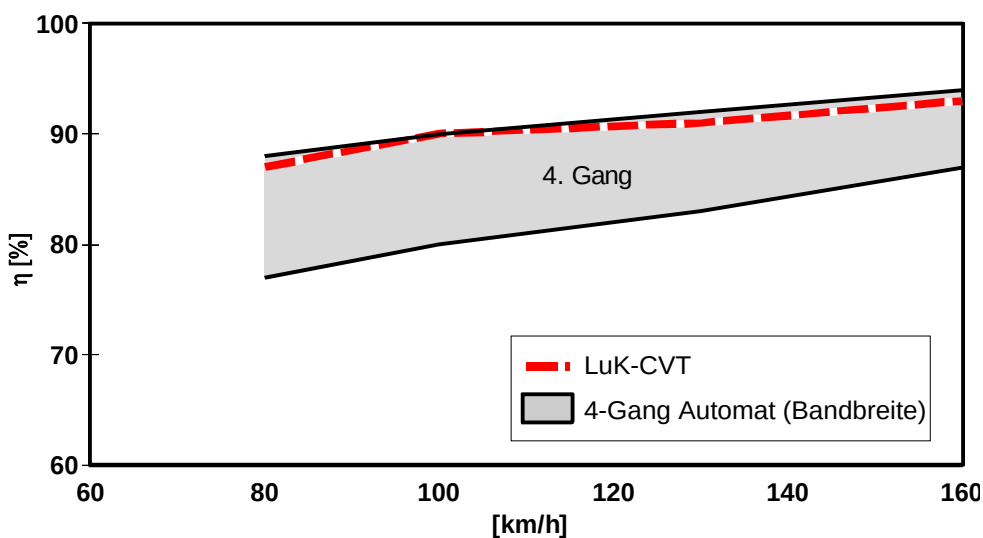


Bild 14: Vergleich Teillastwirkungsgrade

Bisherige stufenlose Getriebe hatten relativ schlechte Teillastwirkungsgrade. Die größere Gesamtspreizung im Vergleich zum Stufenautomat ermöglichte jedoch den Betrieb mit mehr Overdrive-Effekt. Dies ergibt im Motor einen günstigeren Betriebspunkt, so daß gesamtheitlich betrachtet die Verluste Motor und Getriebe geringer waren.

Der Betrieb im extremen Overdrive wurde jedoch vielfach beanstandet. Das Fahrzeug macht einen "müden" Eindruck.

Hat nun das stufenlose Getriebe einen sehr guten Teillastwirkungsgrad, so kann man den Einsatz der Overdrive-Übersetzung nach der möglichen Akzeptanz wählen. Verbrauchsvorteile im Vergleich zum Handschaltgetriebe, das nicht "streng" verbrauchsgünstig betrieben wird, sind wie mit allen Automatgetrieben bei verbrauchsoptimierter Übersetzungswahl möglich. Allerdings wird der Vorteil der stufenlosen Übersetzung - das Betreiben im jeweiligen Verbrauchsoptimum des Motors - überschätzt. Der Verbrauchsvorteil von stufenlosen Getrieben liegt vor allem in der großen Spreizung und damit in der Overdrive-Charakteristik begründet.

Widersprüche gibt es bei den Zielsetzungen für das Verstellverhalten des Getriebes. Die kompromißlose Betreibung des Motors im jeweils günstigsten Bereich hat oft Kritik hervorgerufen, da nun die völlig ungewohnte Akustik des Motordrehzahlverlaufs im Vergleich zum Stufengetriebe Kritik hervorruft. Andererseits wird beim Stufengetriebe selbst bei excellentem und nicht wahrnehmbarem Schaltkomfort die Motordrehzahländerung bei Übersetzungsänderung kritisiert. Hier ist ein Gewöhnungsprozeß bzw. eine geschickte Kompromißauslegung notwendig. In den USA ist ein dem CVT entsprechendes Drehzahlverhalten bei Fahrzeugen mit Stufenautomat und "weichem" Drehmomentwandler schon längst akzeptiert.

Das Gesamtgewicht von stufenlosen Getrieben kann aufgrund der notwendigen steifen Ausführung von Scheibensätzen und Wellen höher liegen als bei vergleichbaren 4-Gang-Automatgetrieben. Es gibt hier jedoch einige Optimierungsmöglichkeiten. Nutzt man z. B. bei einem stufenlosen Getriebe den erhöhten Spreizungsbereich zur Vergrößerung der Anfahrübersetzung, so kann mit einer Anfahrkupplung anstelle eines Drehmomentwandlers gearbeitet werden.

Vergleicht man stufenlose Getriebe mit den leistungsgleichen 5-Gang-Automatgetrieben, so ist sogar ein Gewichtsvorteil des stufenlosen Getriebes vorstellbar.

Auch beim Bauvolumen muß man leistungsgleiche Stufenautomaten zum Vergleich nehmen. Ist insbesondere vom Fahrzeugkonzept ein Achsversatz zwischen Eingangs- und Ausgangswelle notwendig, so sind hier stufenlose Umschlingungsgetriebe bauartbedingt günstig.

Für einen Vergleich der Herstellaufwendungen ist es sinnvoll, zuerst aufwandsähnliche Baugruppen als kostenneutral auszugrenzen. Setzt man eine elektronische Steuerung voraus, werden die Gesamtkosten für Ölpumpe und Steuerung bei Stufenautomat und stufenlosem Getriebe ähnlich sein. Auch Getriebegehäuse und Ölwanne können als kostenneutral betrachtet werden. Im Vergleich zu den Radsätzen und Schaltelementen eines 4-Gang-Automaten wird die Vorwärts-/Rückwärts-

Wechseleinheit (1 Planetensatz und 2 Kupplungen) des stufenlosen Getriebes in etwa 1/3 des Aufwandes betragen, wenn davon ausgegangen wird, daß beim 4-Gang-Automaten mindestens 5 Kupplungen und 3 Planetensätze verwendet werden. Der eigentliche Variator mit Kegelscheiben und Umschlingungselement müßte in den Bauaufwendungen ähnlich liegen wie 3 Kupplungen und 2 Planetensätze, um gleiche Fertigungskosten wie beim Stufenautomat zu erreichen. Dies scheint möglich zu sein.

Ob ein stufenloses Getriebe mehr oder weniger Zwischenwellen zwischen Getriebeeingangswelle und Abtriebswelle benötigt, hängt hauptsächlich vom Bauraum, insbesondere dem Achsabstand ab. Hier können z. B. bei Zweiwelligkeit Vorteile, bei vier Wellen aber auch Nachteile im Bauaufwand auftreten.

Wie schon vorher erwähnt, kann aufgrund der großen Spreizung eventuell der Drehmomentwandler als Anfaehrelement entfallen.

Auch wenn diese Betrachtung nur relativ grob ist, zeigt sie jedoch, daß je nach Vorgaben stufenlose Getriebe günstiger oder annähernd gleichgünstig wie 4-Gang-Automaten gebaut werden können, mit hoher Wahrscheinlichkeit jedoch kostengünstiger als 5-Gang-Automaten sind.

Über den Gangwechsel, das heißt Übersetzungswechselkomfort, braucht wohl nicht diskutiert zu werden. Hier ist speziell bei elektronischer Steuerung jegliche Möglichkeit im Rahmen der Physik gegeben. So kann natürlich bei einer Motordrehzahlerhöhung nur ein Teil des Motormomentes für die Fahrzeugbeschleunigung benutzt werden, da der andere Teil für die Motoreigenbeschleunigung verlorengeht. Nur diese Grenzen müssen berücksichtigt werden, alles andere läßt sich frei wählen.

Quervergleich - Rahmenbedingungen

Übersetzungseinfluß

Für den Einfluß auf den Verbrauch ist einerseits hauptsächlich die Overdrive-Gesamtübersetzung maßgebend. Andererseits ist für gutes Beschleunigungsverhalten und Anhängezugfähigkeit eine Mindestübersetzung im ersten Gang oder Underdrive notwendig. Diese Mindestübersetzung dient auch der Reduzierung der Verluste im Anfaehrelement bei schweren Anfahrten - gleichgültig ob dies eine Kupplung oder ein hydraulischer Drehmomentwandler ist.

	Schalt- getriebe	4-Gang- AG konv.	5-Gang- AG konv.	4-Gang- Ag LuK	CVT
Underdrive-Übersetzung	14.17	12.62	11.88	11.88	13.25
Overdrive-Übersetzung	2.94	3.27	2.30	2.30	2.21
Spreizung	4.82	3.86	5.16	5.16	6.00

Tabelle 1: Quervergleich verschiedener Antriebskonzepte

Die Auslegung der Anfahrsübersetzung und speziell des Overdrives wurde für diese Vergleiche nach Herstellerangaben übernommen, obwohl manchmal eine ausgeprägtere Overdrive-Auslegung möglich wäre. Bei Handschaltgetrieben wird eine zu stark als Schongang ausgelegte Übersetzung zumindest von den Fahrzeugtestern, aber wohl auch vom Markt, nicht akzeptiert. Sie ist daher sehr maßvoll ausgeführt, um eine gute Elastizität im 5. Gang zu erhalten.

Um beim 4-Gang-Automatgetriebe keine Kompromisse in der Zugkraft im 1. Gang zu machen, ergab sich bei der vom ausgeführten Getriebe gegebenen Spreizung im obersten Gang eine Auslegung, die ungefähr die Höchstgeschwindigkeit beim Leistungsmaximum erreicht. Eine Verschiebung der Gesamtauslegung zu niedrigeren Gesamtübersetzungen hätte also einen Verlust an Höchstgeschwindigkeit ergeben.

Beim 5-Gang-Getriebeautomat wird die Höchstgeschwindigkeit im 4. Gang erreicht. Der 5. Gang wird voll als Overdrive genutzt und der 1. Gang ergibt eine ausreichende Zugkraft.

Im 4-Gang-Konzept mit LuK-TorCon-System ist der 1. Gang und oberste Gang gleich wie beim 5-Gang-Getriebe ausgelegt, die Höchstgeschwindigkeit wird im 3. Gang erreicht.

Beim CVT wird die größere Gesamtspreizung teilweise für einen noch längeren Overdrive genutzt, ein Teil der Spreizung wird aber auch für eine kürzere Underdrive-Übersetzung eingesetzt, um als Anfahrlement eine Naßkupplung verwenden zu können, die Vorteile in Kosten und Gewicht bringt.

Verbrauchsteststrecke

Durch den Einsatz eines Zweimassenschwungrades oder DFCs können Triebstränge ohne Brumm- und Rasselgeräusche bis zur Leerlaufdrehzahl betrieben werden. Dies kann bereits eine Verringerung des Verbrauchs bewirken. Allerdings wird der Fahrer doch mit einem gewissen Sicherheitsabstand zur Leerlaufdrehzahl auskuppeln, da er es vermeiden will, den Motor abzuwürgen. Dies entfällt bei Einsatz einer automatisierten Trennkupplung. Da sämtliche Ein- und Auskuppelvorgänge automatisiert durchgeführt werden, kann darüber hinaus eine Änderung im gesamten Fahrverhalten erwartet werden.

Eine Änderung des Fahrverhaltens wird eine Auswirkung auf den Verbrauch haben. Da in den offiziellen Testzyklen die Schaltpunkte vorgeschrieben sind, und daher keine Auswirkung des automatisierten Kupplungsmanagements festzustellen ist, wurde - wie in einem vorhergehenden Vortrag berichtet - eine Teststrecke mit Stadt-, Überland- und Autobahnanteil festgelegt. Diese Teststrecke wurde mit und ohne automatisiertem Kupplungsmanagement von mehreren Personen befahren.

Die Summenhäufigkeit der eingesetzten Leistung liegt ähnlich wie in offiziellen Zyklen (Bild 15). Der Fahrer mit dem höchsten bzw. niedrigsten Leistungseinsatz ist als Grenzlinie angeführt. Da die hauptsächlich verwendeten Leistungen vom Betrag sehr niedrig sind, haben die Teillastwirkungsgrade - beispielhaft bei Straßenlast (Ebene) - hohe Bedeutung und wurden daher bei den vorangegangenen Getriebebeschreibungen besonders dargestellt.

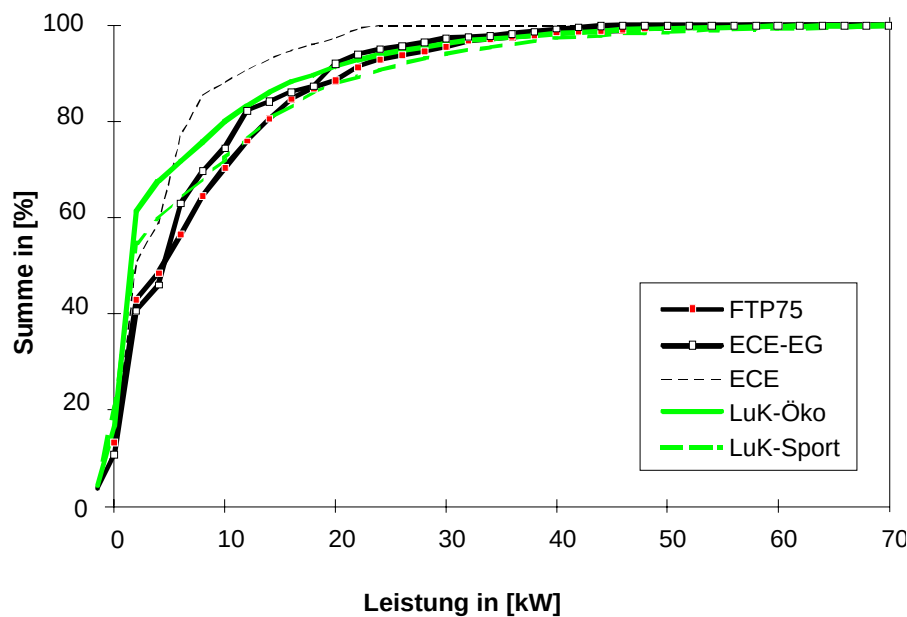


Bild 15: Summenhäufigkeitsverteilung der Leistung

Bei der Auswertung gab es einige Überraschungen. Fast alle Fahrer hatten mit dem automatischen Kupplungsmanagement eine höhere Durchschnittsgeschwindigkeit erzielt. Dies kann einerseits auf eine bessere Konzentration auf das Verkehrsgeschehen, andererseits aber auf häufigeres Zurückschalten bei Beschleunigungsvorgängen zurückgeführt werden. Die Mühseligkeit einer Rückschaltung ohne EKM mit dem möglichen Komfortverlust, wenn speziell der Einkuppelvorgang nicht sehr präzise ausgeführt wird, lässt wohl viele Fahrer auf die höhere Motorleistung im niederen Gang verzichten. Vielleicht könnte daher mit einem automatisierten Kupplungsmanagement die Übersetzung des obersten Ganges stärker als üblich mit Overdrive-Charakteristik ausgeführt werden, da nun die Hemmschwelle zum Zurückschalten niedriger ist. Damit könnte der Verbrauch gesenkt werden.

Die Verbrauchsdifferenzen der einzelnen Automatisierungskonzepte im Vergleich zum Handschaltgetriebe fallen je nach Teststrecke unterschiedlich aus (Bild 16). Da die Autobahnstrecke mit hoher Durchschnittsgeschwindigkeit gefahren wurde, können nur ausgeprägte Overdrive-übersetzungen gepaart mit niedrigen Verlusten (z. B. 4-AG-LuK) deutliche Vorteile zum 5-Gang-Handschaltgetriebe bringen. Die gewählte fahrleistungsbetonte Verstellstrategie des CVT ist der Grund für die Verbrauchsgleichheit zum HSG. Bei Überlandfahrt mit Ortsdurchfahrten und noch ausgeprägter beim reinen Stadtverkehr sind alle Automatversionen

dem Schaltgetriebe mindestens gleichwertig, aber zum Teil erheblich überlegen.

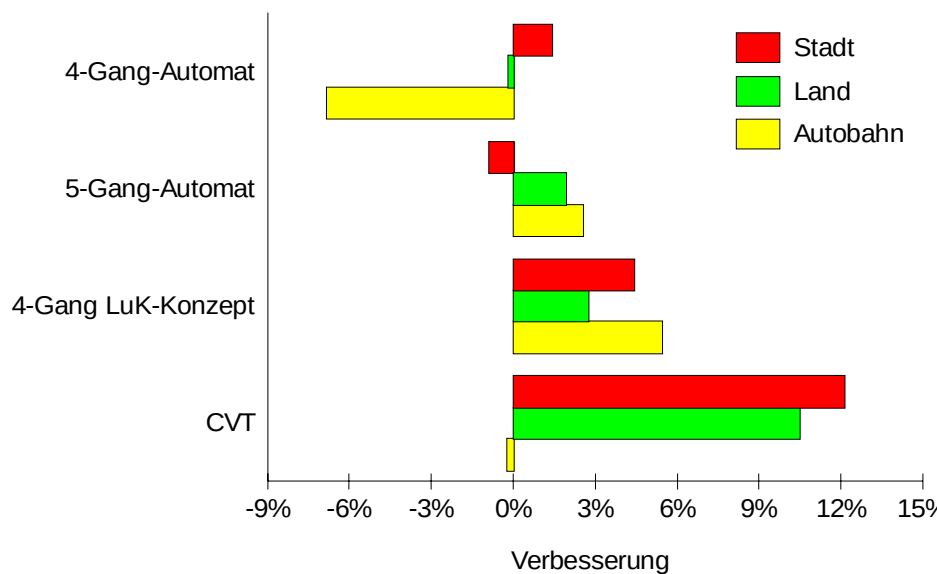


Bild 16: Verbrauchsvergleich zu Schaltgetriebe mit EKM

Fahrleistungsbewertung

Als Vergleichsmaßstab für die Fahrleistung wird die Beschleunigung von 0 auf 100 km/h genommen (Bild 17). Bei der Vollastbeschleunigung mit fußkraftbetätigter Kupplung wurde auf den manchmal gebräuchlichen "Knallstart" verzichtet; es wurde ein kundentypischer Anfahrvorgang, wie im Bild 3 gezeigt, gewählt.

Auf eine sogenannte Elastizitätsbewertung wurde verzichtet, da diese bei Automatkonzepten sehr stark von der Rückschaltphilosophie bzw. bei stufenlosen Getrieben von der Verstellphilosophie abhängt.

Alle Verbrauchs- und Fahrleistungsdaten wurden in Simulationsrechnungen ermittelt. Die meisten Simulationsrechnungen konnten auch im Fahrzeug mit Meßwerten abgeglichen werden, so daß der Quervergleich aussagekräftig ist.

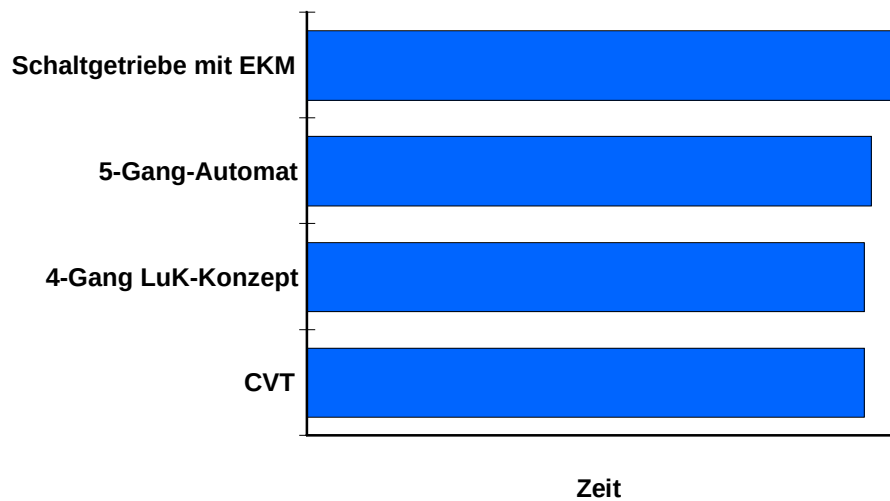


Bild 17: Beschleunigungsvergleich von 0 auf 100 km/h

Bauraum, Gewicht

Aufgrund der in den vorhergehenden Kapiteln genannten Daten wird versucht, einen Quervergleich der verschiedenen Konzepte durchzuführen. Speziell beim Gewicht haben wir uns bemüht, von den heute am Markt befindlichen Getrieben besonders günstige auszuwählen.

Selbstverständlich werden an dieser Stelle Getriebe ähnlicher Technologie betrachtet, d. h., wenn z. B. bei Stufenautomatgetrieben durch den Ersatz von Freiläufen mittels elektronischer Steuerung Bauraum und Gewicht gespart wird, so gilt das für 4- und 5-Gang-Getriebe gleichermaßen. Auch wurde beim Stufenautomat ein sogenanntes Gruppenwechselprinzip nicht betrachtet, mit dem sich z. B. aus bestimmten 4-Gang-Automaten mittels Gruppenwechsel 5- bzw. 6-Gang-Automaten bei gleicher Spreizung, aber modifizierter Steuerung machen lassen. Bei einem quantitativen Vergleich aller Getriebe muß beachtet werden, daß CVT und 4-Gang-Vorgelege-automat für Frontantrieb konzipiert sind und das integrierte Differential zusätzlich Bauraum und Gewicht erfordert.

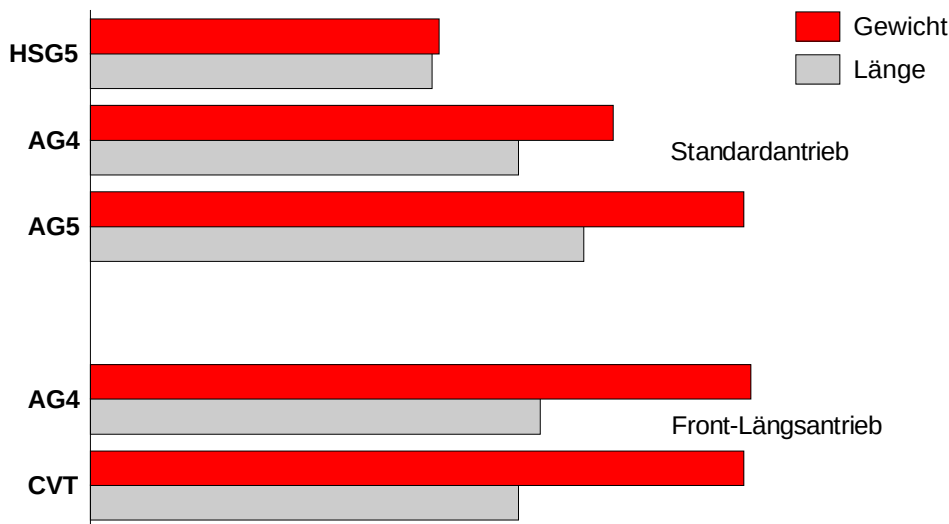


Bild 18: Längen- und Gewichtsvergleich

Kosten

Bei den Herstellkosten spielen auch die Fertigungsstückzahlen eine große Rolle und verzerren oft das Bild. Während z. B. in den USA bei 10 % Schaltgetriebeanteil die Fertigungskosten für Handschaltgetriebe ca. 100 % höher als in Europa liegen können, ist es hier bei Automatgetrieben genau umgekehrt. Große amerikanische Automatgetriebewerke produzieren täglich die Stückzahl, die bei manchen Automatgetriebewerken in Europa in einem Monat hergestellt wird! So kann ein in den USA gefertigtes Automatgetriebe durchaus kostengünstiger sein als ein in kleinen Stückzahlen gefertigtes Schaltgetriebe.

Besonders stark betroffen bei den Herstellkosten könnten hierbei stufenlose Getriebe sein, die bis heute nur in niedrigen Stückzahlen produziert werden. Es wurde versucht, diese Effekte in dem Herstellkostenvergleich zu berücksichtigen und alle Getriebekonzepte bei vergleichbaren Stückzahlen und Entwicklungsständen zu betrachten. Elektronische Steuerung wurde bei allen Konzepten vorausgesetzt. Das Bild 19 zeigt einen Vergleich der Produktionskosten.

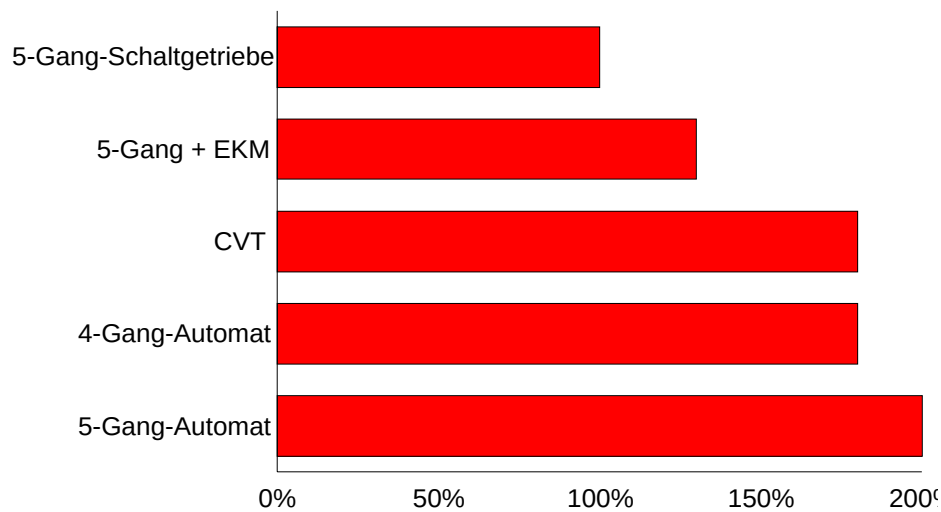


Bild 19: Herstellkostenvergleich (Schätzung)

Resümee

Die Tabelle 2 zeigt nun eine vergleichende Bewertung. Das 4-Gang-Automatgetriebe wurde als Standardlösung des automatisierten Triebstrangs als Bezugsmarke gesehen.

	SG5	EKM	AG4	AG5	AG4 LuK	CVT
Komfort	- -	-	0	-	+	++
Verbrauch	+	+	0	+	++	++
Abgas	-	-	0	0	++	++
Beschleunigung	+	+	0	+	+	+
Bauraum	++	++	0	-	0	0
Gewicht	++	++	0	-	0	0
Kosten	+++	++	0	-	0	0

Tabelle 2: Vergleich verschiedener Antriebskonzepte

Komfort:

Beim Handschaltgetriebe mit fußkraftbetätigter Kupplung ist der Fahrkomfort bei Gang- und Lastwechseln fast nur vom Fahrer abhängig. Das Elektronische Kupplungsmanagement kann hier mit entsprechenden Strategien eine Komfortverbesserung bringen, allerdings wegen der Zugkraftunterbrechung bei der Hochschaltung nicht mit dem Vollautomat mithalten.

Das 5-Gang-Automatgetriebe wurde vom Komfort gegenüber dem 4-Gang-Automatgetriebe etwas schlechter eingestuft, da die höhere Schalthäufigkeit zu Beanstandungen führen kann. Das 4-Gang-Automatkonzept mit dem LuK-TorCon-System hat aufgrund der selteneren Schaltvorgänge und dem betont weich ausgelegten Wandler ähnlich wie frühere Automatgetriebe einen hervorragenden Komfort. Dies konnte in umfangreichen Simulationsrechnungen festgestellt und auch an einzelnen Schaltungen ausgeführter Automaten überprüft werden. Das stufenlose Getriebe hat naturgemäß den höchsten Komfort - wer längere Zeit mit einem Auto gefahren ist, das mit so einem Getriebe ausgerüstet ist, wird jeden Wechsel zu einem herkömmlichen Getriebe als Rückschritt betrachten.

Verbrauch:

Schaltgetriebe und automatisierte Kupplung haben gegenüber 4-Gang-Automaten Verbrauchsvorteile, insbesondere wenn Landstraßen und Autobahnstrecken einen hohen Anteil haben. Im Stadtverkehr kann jedoch schon ein 4-Gang-Automat aufgrund der meist günstigeren Gangwahl Verbrauchsvorteile erreichen. 5-Gang-Automaten haben im Regelfall dazu noch den Vorteil eines echten Overdrives. Beim 4-Gang-Automat-Konzept mit dem LuK-TorCon-System können die Verluste gegenüber dem 5-Gang-Automat verkleinert werden, was nochmalige Verbrauchsvorteile ergibt. In etwa gleiche Verbrauchsergebnisse kann ein stufenloses Getriebe erreichen.

Abgas:

Schaltgetriebe mit automatisierter Kupplung und alle Automatgetriebe haben die Möglichkeit, über eine sogenannte Start/Stop-Funktion den Motor z. B. im Fahrzeugstillstand abzuschalten und damit Abgas und Geräusch zu verbessern. 4-Gang-Automaten nutzen heute schon vielfach die Möglichkeiten eines Motor/Getriebemanagements, um vor allem in der Warmlaufphase den Katalysator schneller zum Ansprechen zu bringen und damit das Abgasverhalten zu verbessern. Das LuK-TorCon-System und das stufenlose Getriebe erlauben hier eine noch gezieltere Betriebsweise, so daß Abgasverbesserungen von bis zu 30 % gemessen werden konnten.

Beschleunigung:

Das elektronische Kupplungsmanagement erlaubt es auch weniger geübten Fahrern, gute Beschleunigungswerte zu erreichen. Wie unsere Vergleichstests gezeigt haben, wird auch durch häufigeres Rückschalten die vorhandene Motorleistung im Bedarfsfall eher genutzt. Aufgrund der höheren Verluste und geringeren Spreizung schneiden 4-Gang-Automaten in dieser Disziplin meist schlechter ab. 5-Gang-Automaten, 4-Gang-Automaten mit LuK-TorCon-System und CVT können im Beschleunigungsverhalten gegenüber Schaltgetrieben sogar Vorteile haben. Die höheren Verluste werden durch den Entfall der Zugkraftunterbrechung bei der Schaltung oder beim CVT durch die Möglichkeit, immer die maximale Motorleistung zu nutzen, mehr als ausgeglichen.

Bauraum, Gewicht, Kosten:

Hier haben Schaltgetriebe und Elektronisches Kupplungsmanagement eindeutige Vorteile. Für 5-Gang-Automaten müssen sich bauartbedingt größere Nachteile ergeben als für 4-Gang-Automaten und stufenlose Getriebe.

Aufgrund der vorangegangenen analysierten Zusammenhänge werden sich unseres Erachtens in Zukunft möglicherweise drei Schwerpunkte für automatisierte Triebstränge bilden:

- 5-Gang-Handschaftgetriebe mit automatisierter Kupplung
- 4-Gang-Stufenautomat mit optimiertem Drehmomentwandler
- Stufenlose Getriebe

Während die ersten beiden Konzepte von der Technologie her weitgehend bekannt sind und meist vorhandene Investitionen weitgehend übernommen werden können, ergibt sich beim stufenlosen Getriebe doch in einigen Bereichen eine deutliche Änderung im Investment. Allerdings ist der Unterschied nicht so groß wie oft angenommen, da sich hauptsächlich nur der Variator mit dem Umschlingungselement vom konventionellen Stufenautomatgetriebe unterscheidet. Speziell bei einer elektronischen Steuerung ist doch vieles dem Stufenautomaten sehr ähnlich. So kann angenommen werden, daß speziell bei weiteren Anstrengungen, den Verbrauch und die Abgaswerte eines Fahrzeugs zu senken, dem stufenlose Getriebe eine große Zukunft vorhergesagt werden kann.

Literatur

- [1] VDI-Bericht Nr. 977, S. 175 Dr. Wagner
- [2] VDI-Bericht Nr. 878, S. 57 Jürgens
- [3] VDI-Bericht Nr. 977, S. 527 Jürgens, Dr. Fischer
- [4] ATZ 89 (1987) 9, S. 439
- [5] ATZ 91 (1989) 9, S. 444
- [6] Dissertation, Technische Hochschule Karlsruhe, 1953 O. Dittrich
Theorie des Umschlingungsgetriebes mit keilförmigen Reibscheibenflanken

