

Elektronisches Kupplungsmanagement (EKM)

Die mitdenkende Kupplung

Dr.-Ing. **Albert Albers**

Der Schwerpunkt der Entwicklung von Kupplungen und Kupplungsscheiben hat sich, wie auch in den vorangegangenen Beiträgen dargestellt, in den letzten Jahren immer mehr in Richtung "Torsionsdämpfer" verschoben [1, 2]. Gearbeitet wird dabei an der Dynamik des Antriebsstranges, um den Fahrkomfort unter den Gesichtspunkten

- Getriebegeräusche, Rasseln
- Karosseriedröhnen
- Lastwechselverhalten, Ruckeln

zu verbessern. Verstärkt wird die Bedeutung dieser Auslegungsgesichtspunkte durch die Entwicklungstendenzen im modernen Fahrzeugbau wie

- Absenkung der Leerlaufdrehzahlen zur Verbrauchsminderung
- härtere Verbrennung und größeres Drehmoment
- Getriebekonzepte, die niedertouriges Fahren erlauben
- Gewichtssenkung durch Leichtbau
- Verkehrssituation (Kolonnenverkehr, Stop and Go).

Mit dem konventionellen Torsionsdämpfer (Bild 1 oben) wird zunächst nur durch die Federrate und die Hysterese in die Antriebsstrangdynamik eingegriffen. Das Zweimassenschwungrad verschiebt die Verteilung der trägen Massen im Antriebsstrang und erlaubt eine weitere Verringerung der Federraten. Beide Systeme verändern mit ihrem Einbau die Parameter der Drehschwingerkette, die danach aber in ihrem Gesamtverhalten festliegt.

Ein anderer Ansatz zur Beeinflussung der Antriebsstrangdynamik führt zurück auf die eigentliche Kupplung. Im konventionellen System stellt die Kupplung eine schaltbare Wellenverbindung dar, die keinen Einfluß auf das Verhalten im normalen Fahrbetrieb hat.

In beiden Antriebsstrangmodellen – Torsionsdämpfer und Zweimassenschwungrad – taucht die Kupplung daher gar nicht explizit auf.

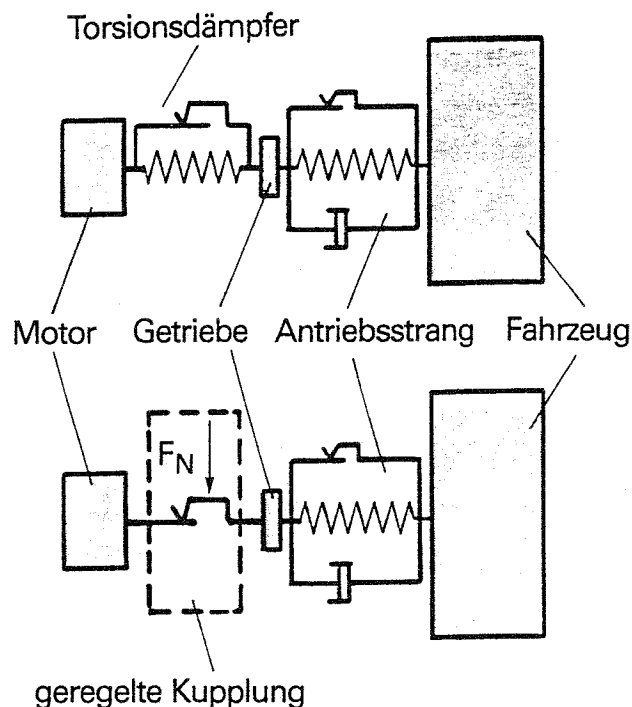
Wird nun aber die Kupplung mit ihrem Übertragungsverhalten als Element in das Schwingungsmodell eingeführt, so entsteht ein völlig verändertes System, dessen dynamisches Verhalten aktiv durch eine jederzeit änderbare Systemgröße – die Anpreßkraft – beeinflußt – oder eben gemanagt – werden kann [3, 4, 5, 11, 19].

LuK hat mit dem Elektronischen Kupplungs-Management – EKM – ein Gesamtsystem entwickelt, mit dem in das dynamische Verhalten des Antriebsstranges durch eine elektronisch geregelte Kupplung eingegriffen wird.

Mit dem EKM von LuK werden in zwei Hauptbereichen wesentliche Verbesserungen erreicht:

- Die eigentlichen Kupplungsvorgänge (Anfahren und Schalten) werden automatisiert und damit der Bedienungskomfort des Fahrzeugs wesentlich erhöht. Gleichzeitig wird die Fahrsicherheit verbessert, da die Schaltvorgänge deutlich vereinfacht werden.
- Die aktive Regelung des dynamischen Verhaltens des Antriebsstrangs im Fahrbetrieb, verbunden mit der Schwingungsisolierung der Drehungleichförmigkeit des Motors, ergibt eine erhebliche Steigerung des Fahrkomforts.

Schwingungsmodell – konventionelles System



Schwingungsmodell – schlupfgeregelte Kupplung

Bild 1:

Schwingungsmodell von Fahrzeugen mit schlupfgeregelter Kupplung

Antriebsstrang bei Fahrzeugen mit EKM – das maschinendynamische Modell

Das einfachste maschinendynamische Modell des Antriebsstranges eines Fahrzeuges mit einer aktiven Kupplung im Vergleich zum konventionellen Modell zeigt das Bild 1 unten. Zwischen der Ersatzdrehmasse des Motors und der des Getriebes wird jetzt ein Element eingeführt, das eine Drehmomentübertragung in einem Reibkontakt durch Kraftschluß erlaubt. Das übertragene Drehmoment ist dabei durch die Vorgabe einer geregelten

Anpreßkraft einstellbar. Um für die dargestellte Regelstrecke – den Gesamtantriebsstrang – eine geeignete Regelstrategie zu entwickeln, ist es erforderlich, die Übertragungsfunktionen und die möglichen Störgrößen zu bestimmen und zu beschreiben. Hier werden einige wichtige Grundzusammenhänge geschildert.

Kraftübertragung in Reibkontakten – das physikalische Prinzip

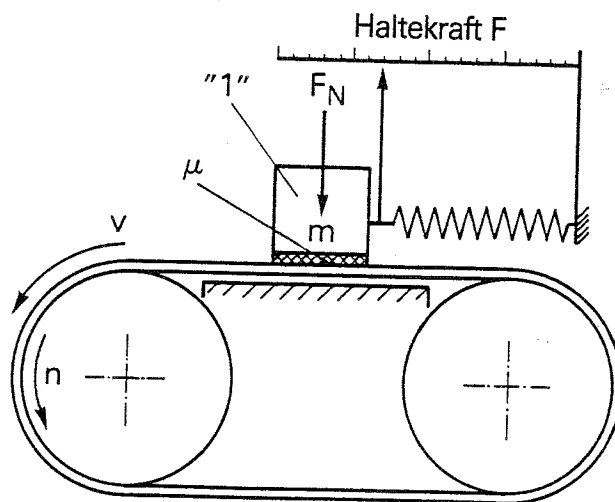
Das wichtigste Element in der vorliegenden Regelstrecke ist die Kupplung mit dem Reibkontakt. Das Phänomen Reibung zwischen zwei Körpern gliedert sich in zwei unterschiedliche Erscheinungsformen:

- den Widerstand gegen die Aufrechterhaltung einer bereits vorhandenen Relativbewegung zwischen den Körpern – die Gleitreibung
- und den Widerstand gegen den Beginn einer Relativbewegung aus der Ruhe heraus – die Ruhereibung oder auch Haftreibung

In Bild 2 ist ein einfaches Modell zur Veranschaulichung der Zusammenhänge dargestellt. Der Körper mit der Masse m stützt sich mit der Gewichtskraft F_N auf ein Band ab. Das Band kann über die beiden Rollen in Bewegung versetzt werden. Der Körper wird über eine Feder raumfest angebunden.

Wird das Band in Bewegung gesetzt, so bewegt sich der Körper 1 zunächst mit und die Feder wird durch die im Reibkontakt übertragene Haftreibungskraft F_{RH} ausgelenkt. Nach Coulomb [6] ist die Reibkraft proportional der Normalkraft auf die Kontaktfläche, d. h.

$$F_{RH} \leq F_{R,o} = \mu_o \cdot F_N.$$



$$F_R = \mu \cdot F_N$$

Bild 2:
Das Coulombsche Gesetz

Sobald die Haltekraft F die gleiche Größe erreicht wie die maximal übertragbare Haftreibungskraft $F_{R,0}$, kann der Körper 1 die Feder nicht weiter auslenken. Da sich das Band weiterbewegt, entsteht nun eine Relativbewegung zwischen dem Band und dem Körper 1. In den Kontaktflächen wirkt die Gleitreibungskraft

$$F_R = \mu \cdot F_N$$

mit dem Proportionalitätsfaktor μ , dem Gleitreibungswert.

Angenommen, Haftreibungswert μ_0 und Gleitreibungswert μ seien gleich groß und konstant, so besteht kein Unterschied zwischen den Kräften F_{RH} und F_R . Der Körper 1 verharrt dann in der Gleichgewichtsposition der Feder.

Wird nun die Geschwindigkeit des Bandes erhöht oder verringert, so ändert sich die Position des Körpers 1 nicht, da die Gleitreibungskraft konstant bleibt. Am Antrieb des Bandes könnte also eine periodische Bewegung – wie zum Beispiel die in Beitrag 1 dargestellte Ungleichförmigkeit eines Verbrennungsmotors – eingeleitet werden, ohne daß sich der Körper 1 aus der eingenommenen Gleichgewichtslage bewegt. Der gleitende Reibkontakt schirmt die ungleichförmige Bewegung des Bandes vollständig von dem betrachteten Körper 1 ab – es entsteht ein Filter.

Der Reibwert μ ist nun allerdings keineswegs eine Naturkonstante [6, 7, 8]. μ ist unter anderem eine Funktion der Werkstoffpaarung, der Oberflächenbeschaffenheit, der Flächenpressung und auch der Gleitgeschwindigkeit. Insbesondere der Abhängigkeit von der Gleitgeschwindigkeit kommt – bei der geregelten Kupplung – eine erhebliche Bedeutung zu. Das Bild 3 zeigt die grundsätzlich möglichen Gleitreibungswertsverläufe als Funktion der Gleitgeschwindigkeit, unterschieden in:

- konstante Reibcharakteristik, dies entspricht der idealen Coulombschen Reibung
- steigende Reibcharakteristik
- fallende Reibcharakteristik

Wird, wie in Bild 3 unten dargestellt, eine periodisch veränderte Gleitgeschwindigkeit am Antrieb des Bandes aus dem Modell im Bild 2 eingeleitet, so ist zu erkennen, daß nur bei einer konstanten Reibcharakteristik der Körper 1 in der Gleichgewichtsposition verharren wird.

Bei der Abbildung der Antriebsgeschwindigkeit über die beiden anderen Reibcharakteristiken entstehen unterschiedliche Gleitreibungswerte und damit auch unterschiedliche übertragene Reibkräfte. Dies führt zu ebenfalls unterschiedlichen Haltekraften F , und damit wird sich der Körper 1 entsprechend der Federkennung bewegen, um die jeweilige Gleichgewichtslage zu erreichen. Die theoretische Filterwirkung ist also nicht vollständig vorhanden. Die fallende Reibcharakteristik kann sogar unmittelbar zur Erregung von Eigenschwingungen (Reibschwingungen) im schwingungsfähigen System "Körper 1 + Feder" führen [7, 8, 9].

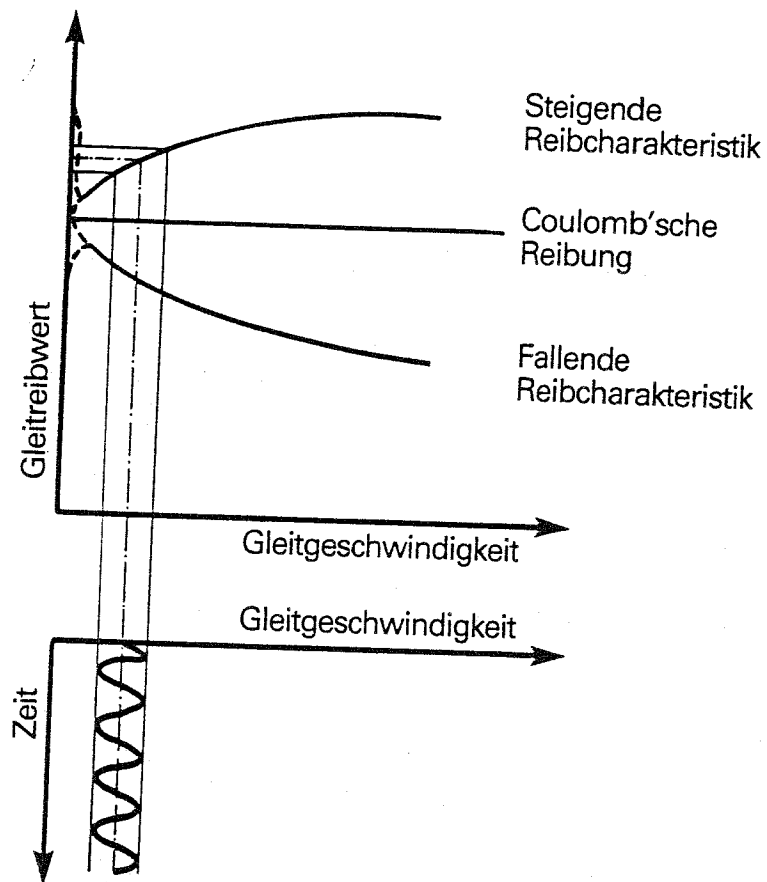
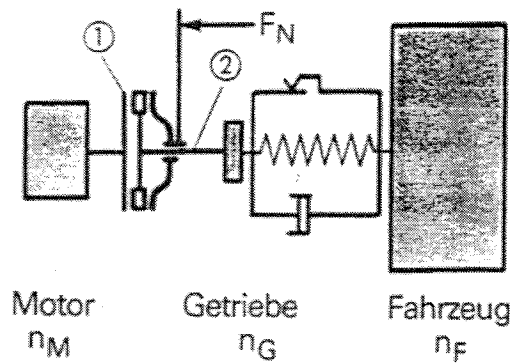


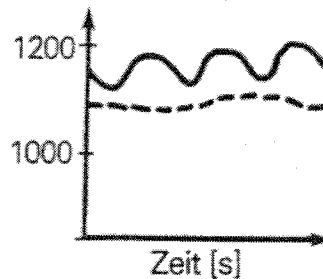
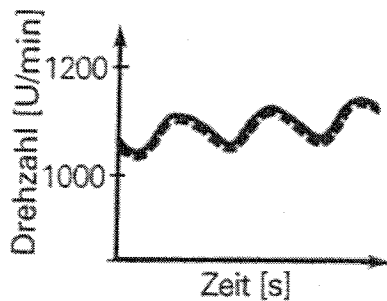
Bild 3:
Prinzipielle Reibwert-
verläufe

Darauf wird im folgenden Beitrag unter dem Gesichtspunkt "Rupfen" noch genauer eingegangen. Für die zu entwickelnde Regelung haben die Reibschwingungen eine entscheidende Bedeutung, da sie die Stabilitätsbereiche des Regelkreises bestimmen. Auch die steigende Reibcharakteristik kann in Kombination mit den in jedem System vorhandenen Totzeiten und Verzögerungsgliedern zu phasenerregten Instabilitäten des Regelkreises führen. Auch dies ist bei der Regelstrategie zu berücksichtigen. In dem einfachen Modell sind einige der wichtigsten Eigenschaften der Regelstrecke "Antriebsstrang mit Reibkupplung" dargestellt. Wird nämlich das zur Vereinfachung gewählte translatorische System abgebildet in das rotatorische System des Fahrzeugantriebsstranges, so werden aus dem "Band" die Reibflächen von Kupplung und Schwungrad und aus dem "Körper 1" mit der "Haltefeder" der Restantriebsstrang, bestehend aus der Kupplungsscheibe mit den Reibbelägen, Getriebe und Fahrzeug sowie den Federeigenschaften des Antriebsstranges (Steifigkeit) (Bild 4).



Normalkupplung
 $F_N = \text{konst.}$
 (ohne Torsionsdämpfer)

Schlupfregelung
 $F_N = \text{geregelt}$



① Motor —

② Getriebe - - -

Bild 4:

Die Reibungskupplung als Tiefpaßfilter

Im unteren Teil des Bildes 4 sind zwei Drehzahlmessungen dargestellt. Die Meßstelle 1 befindet sich am Motorschwungrad, die Meßstelle 2 an der Getriebeeingangswelle. Bei einem System mit "normaler" Kupplung wird die Anpreßkraft F_N so ausgelegt, daß selbst das größte Motormoment durch Haftreibung im Reibkontakt der Kupplung übertragen wird. In der Messung wird deutlich, daß die periodische Ungleichförmigkeit des Motors vollständig auf den Getriebeeingang übertragen wird und damit z. B. Getrieberasseln anregt. In der rechts dargestellten Messung bei zugeschaltetem EKM-System von LuK wird der erreichte Filtereffekt deutlich. Die Kupplung wird so geregelt, daß das Motormoment bei einer definierten Relativbewegung, also gleitend oder auch mit Schlupf übertragen wird. Trotz gleicher Erregung an der Motorseite wird am Getriebeeingang (Meßstelle 2) praktisch keine Ungleichförmigkeit mehr wirksam – der Filter "schlupfende Kupplung" wirkt. Die Differenz zwischen der mittleren Motordrehzahl und der Getriebeeingangsdrehzahl entspricht dem eingeregeltten Schlupf.

Das elektronische Kupplungsmanagement (EKM) von LUK – die fahrzeugtechnische Realisierung

Um aus der Kupplung eine "mitdenkende" Kupplung zu machen und so die dargestellte Filterwirkung im Fahrzeug zu erreichen, wurde das im Prinzipbild 5 dargestellte elektronisch geregelte Kupplungssystem entwickelt. Das System besteht aus den vier Hauptkomponenten:

- mechanische Einscheibenkupplung als Stellglied
- hydraulische Leistungssteuerung des Stellgliedes
- elektronische Regelung mit Mikrocomputer
- Sensorik

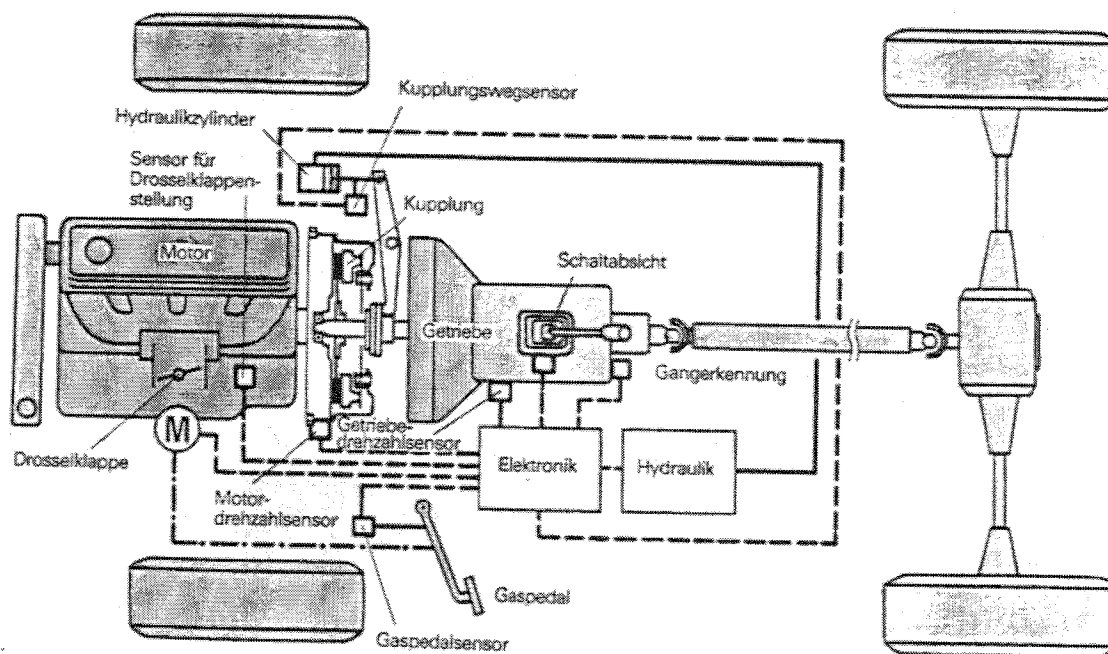


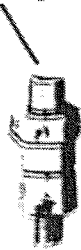
Bild 5: Elektronisches Kupplungsmanagement EKM

Alle vier Komponenten müssen gezielt optimiert werden, um die Aufgabenstellungen

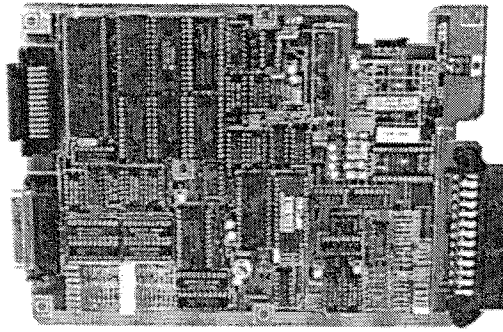
- automatisiertes Kuppeln und
- schlupfgeregeltes Fahren

zu lösen. Im angesprochenen Stellglied – der Kupplung – wird das aktuell zu übertragende Moment durch Sollwertvorgabe eingestellt. Die Hydraulik – Druckbereich 40 bis 60 bar – betätigt über einen Stellzylinder die Kupplung. Die Steuerung des Zylinders erfolgt durch ein Proportionalventil [10]. Das Bild 6 (nächste Seite) zeigt die wichtigsten Komponenten.

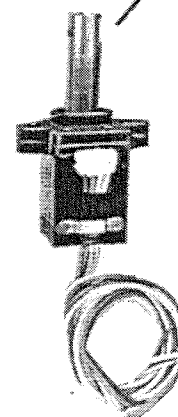
Schaltabsichtserkennung



Elektronik



Gangerkennungssensor



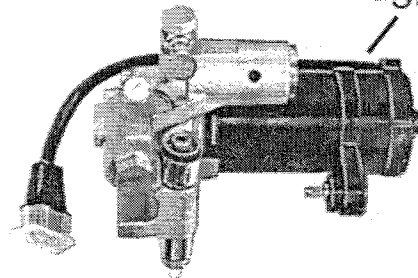
Kupplungswegsensor



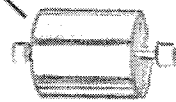
Drehzahl-Sensor



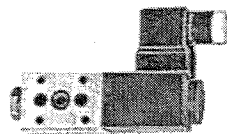
Elektropumpenaggregat



Ölfilter



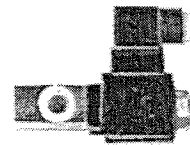
Proportionalventil



Druckspeicher



Absperrventil



Der Versorgungsdruck kann entweder durch ein separates Elektropumpenaggregat oder – falls vorhanden – durch die Zentralhydraulik des Fahrzeuges erzeugt werden (Bild 6). Die Ansteuerung des Proportionalventils erfolgt durch die Regelelektronik. Herz der Regelelektronik ist ein Mikrocomputer, in dem die Regelalgorithmen und auch die Regelstrategie in einem Programm realisiert sind. Der Mikrocomputer erhält seine Informationen zur Erfassung des Systemzustandes von der Sensorik. Diese besteht aus den Sensoren für

- Kupplungsweg
- Gangerkennung
- Schaltabsichtserkennung
- Motordrehzahl
- Getriebeeingangsdrehzahl
- Gaspedalstellung
- Drosselklappenstellung.

Für alle Sensoren wurden robuste und fahrzeugtaugliche Lösungen nach bewährten physikalischen Prinzipien entwickelt.

Den Aufbau und den Signalfluß in einem EKM-System zeigt das Bild 7. Der Fahrer erhält über seine Sinnesorgane laufend Informationen über den Betriebszustand des Fahrzeuges. Daraus leitet der Fahrer Reaktionen ab und gibt diese als Information über Aktuatoren – wie Lenkung, Schaltung, Lichtschalter, Gaspedal, Kupplung – an das Fahrzeug zurück.

Das Fahrzeug reagiert nun wiederum auf die Sollwertvorgaben des Fahrers. Dieser innere Regelkreis des konventionellen Fahrzeuges wird durch verschiedenste Randbedingungen – Wetter, Fahrweg, Verkehrssituation etc. – mit Störgrößen beaufschlagt. Das EKM-System wird auf diesen konventionellen Regelkreis aufgeschaltet.

Ein Teil der Informationen über den Zustand der Aktuatoren – Kupplungsweg, Gaspedal, Drosselklappe, Schalthebel – sowie über den aktuellen Betriebszustand des Gesamtfahrzeuges, beschrieben durch die Motordrehzahl und die Getriebedrehzahl, wird durch Sensoren erfaßt und gewandelt, um so einem Mikrocomputer zugeführt werden zu können.

Dieser Mikrocomputer – auf Basis des Intel 80C196 16-bit-Prozessors – verarbeitet die Informationen in einer speziellen Software.

Die Software wurde zur Erreichung einer großen Flexibilität, Universalität, Funktionalität, Zuverlässigkeit und Wartbarkeit streng modular nach den Kriterien der strukturierten Programmierung entwickelt und aufgebaut. Im Bild 7 ist die Grundstruktur dargestellt. Die EKM-Software unterteilt sich in das Hauptprogramm und in das Reglerprogramm. Im Hauptprogramm ist der Modulmanager zur Steuerung des Reglerprogrammes abgelegt. Dieser aktiviert – abhängig von dem erkannten Fahrzustand – den jeweils gerade zuständigen Reglermodul. Gleichzeitig übergibt der Modulmanager Regelsollwerte sowie Reglerparameter und paßt damit den Regler aktiv an die herrschenden Randbedingungen an. Regelparameter und Sollwerte wer-

den entweder berechnet oder direkt aus gespeicherten, mehrdimensionalen Feldern ausgelesen, wobei in diesen Prozeß die detektierten Sensorinformationen eingehen. Parallel sind im Hauptprogramm noch Überwachungs-, Diagnose- und Notlauffunktionen in jeweils zuständigen Softwaremodulen realisiert.

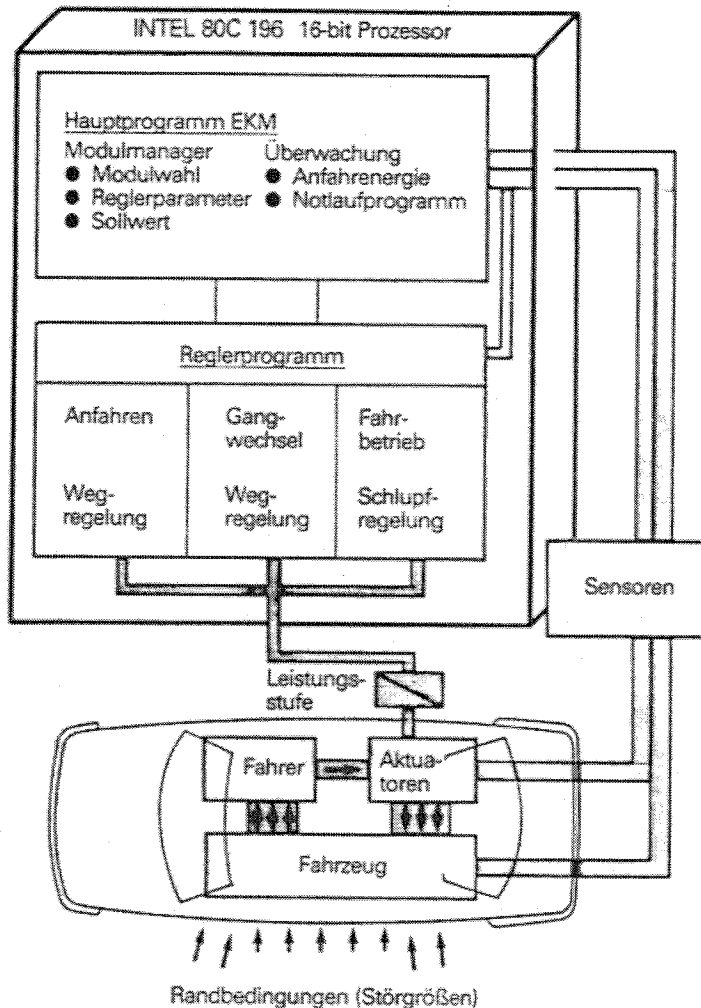


Bild 7:
Prinzipieller Aufbau EKM

Das Reglerprogramm besteht aus den drei Hauptmodulen für:

- Stand und Anfahren (Leerlauf, Motor starten, Motor aus, Anschleppen, Anhalten, Anfahren am Berg, . . .)
- Gangwechsel (Auskuppeln, Einkuppeln, maximale Drehzahlüberwachung)
- Fahrbetrieb (Zug, Schub, Rangieren).

In den ersten zwei Hauptmodulen ist eine Wegregelung des Kupplungsweges und im letzten Hauptmodul eine Regelung des Schlupfes zwischen der Motordrehzahl und der Getriebedrehzahl realisiert [12]. Der digitale Regler ermittelt einen Stellwert und gibt diesen – über die hydraulische Leistungsstufe in Form des Proportionalventils mit Stellzylinder – an das Stellglied, die Fahrzeugkupplung. Dort wird in die Regelstrecke Kraftfahrzeug eingegriffen und damit das System beeinflusst.

Der Regelkreis zur Schlupfregelung – Aufbau und Strategie

Die drei Reglermodule lösen – in Zusammenarbeit mit dem Modulmanager des Hauptprogramms – alle in den jeweiligen Betriebssituationen auftretenden Aufgaben. Anfahren am Berg wird ebenso erleichtert wie das Rangieren oder das Schalten. Hier soll nur kurz auf den EKM-Regelkreis für Schlupfbetrieb bei der Normalfahrt eingegangen werden (Bild 8).

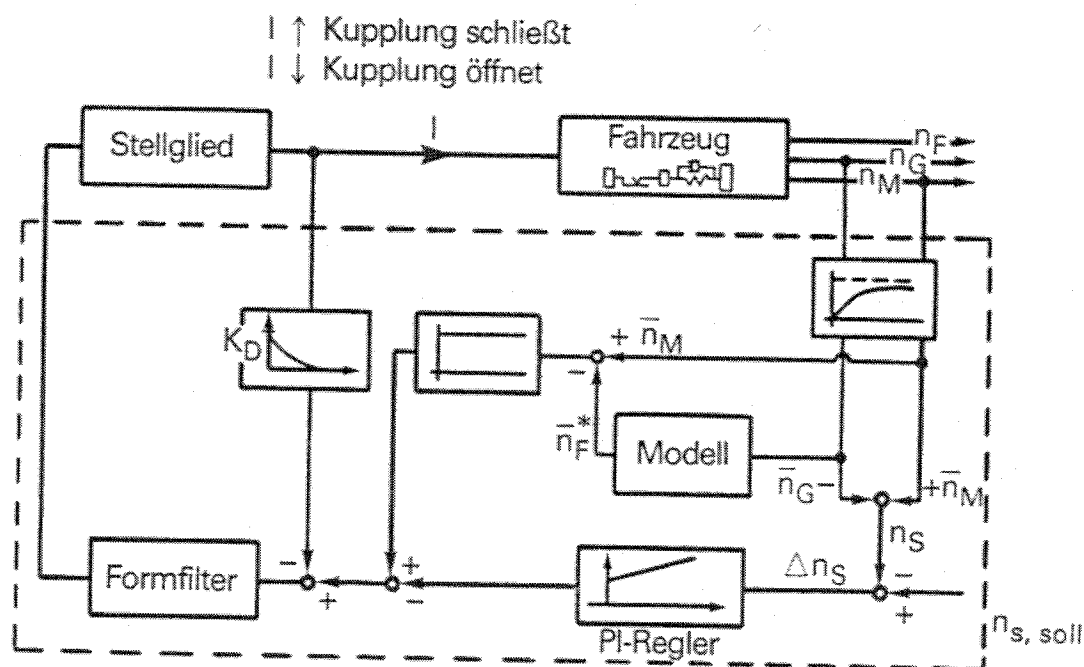


Bild 8: Regelkreis EKM im Schlupfbetrieb (vereinfacht)

Im Blockschaltbild des Regelkreises erkennt man zunächst die Regelstrecke – das Fahrzeug als 3-Massenmodell –, das Stellglied – Nehmerzylinder und Kupplung – und in dem gestrichelt umrandeten Kasten den Regler. Die Regelung ist als Kaskadenregelung mit proportionalen, integralen und differentiellen Anteilen aufgebaut [12, 13].

Die durch Sensoren erfaßte Motordrehzahl n_M und Getriebedrehzahl n_G wird zunächst geglättet. Dann wird in der Schlupfregelschleife (unten) zunächst der Ist-Schlupf n_s bestimmt. Dieser wird mit dem Sollschlupf verglichen. Durch einen PI-Regler wird die Schlupfabweichung Δn_s ausgeregelt. Um bei Gasstößen die Motordrehzahl nicht ungebührnd wegeilen zu lassen, ist in der Kaskadenregelung eine Folgeregelung zur Motordrehzahl integriert. Bei einem starken Gasstoß wird durch diese Rückführung der Motorüberhöhung die Kupplung stärker geschlossen. Zur Verbesserung der Reglereigenschaften dienen ferner die Rückführung des Kupplungsweg-Istwertes über ein Differentialglied und ein Formfilter höherer Ordnung.

Im Bild 9 ist die Reaktion eines mit EKM ausgerüsteten Fahrzeuges auf einen Lastwechsel aufgetragen.

Das obere Teilbild zeigt den Verlauf von Motordrehzahl und Getriebedrehzahl, während unten einige Systemsignale dargestellt sind. Am Punkt (1) wird die Drosselklappe voll geöffnet. Der Motor "verschluckt" sich zunächst (2), baut dann steigendes Drehmoment auf und beschleunigt (3). Von (1) nach (3) nimmt der Ist-Schlupf stark ab, so daß der Regler die Kupplung zunächst öffnet. Beim Hochbeschleunigen des Motors wird der große Anstieg der Motordrehzahl erkannt und die Kupplung durch Motor-drehzahlfolgeregelung schnell geschlossen (3 bis 4). Durch die stärkere Ankopplung der Fahrzeugmasse wird dann der Motor wieder gebremst (4 bis 6). Die Kupplung öffnet. Nun wird durch den PI-Regler die Schlupfabweichung ausgeregelt (6 bis 7).

Dieses Beispiel zeigt die Wirkungsweise der Regelung. Das gesamte EKM-System ist hoch flexibel und wird über eine Vielzahl von Parametern an die jeweiligen Verhältnisse im Fahrzeug angepaßt. Es ist immer eine individuelle Abstimmung erforderlich. Eine "Lösung von der Stange" kann das Potential des elektronischen Kupplungssystems nicht vollständig in die Praxis umsetzen.

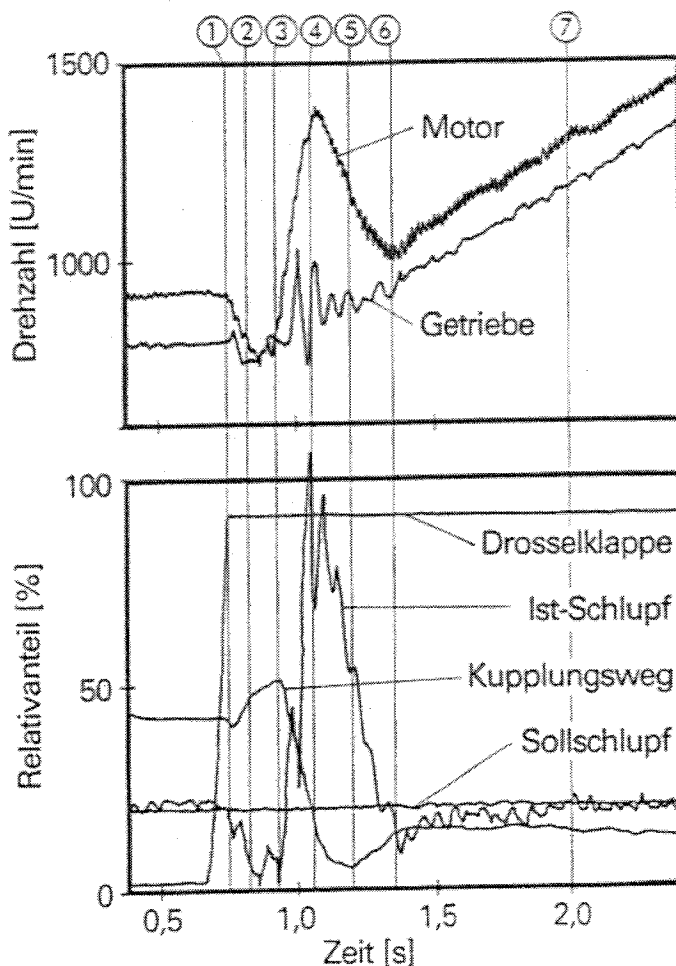


Bild 9:

Regelungsverhalten beim Beschleunigen

Das EKM-System in der Praxis – Komfortsprung durch Schlupf

Um die praktischen Nutzeffekte der "mitdenkenden" Kupplung aufzuzeigen, werden in den folgenden Bildern Messungen in einem EKM-Fahrzeug dargestellt. Das Bild 10 zeigt eine Messung im Zug. Links ist jeweils die Situation mit starrer Kupplungsscheibe und rechts die Messung mit aktivem EKM-System zu sehen. Die oberen beiden Teilbilder zeigen die Drehzahl von Motor und Getriebeeingang, während in den beiden unteren Teilbildern Geräuschmessungen und subjektive Benotung aufgetragen sind. Bei der Zugmessung steigt die Drehzahl kontinuierlich über der Zeit an. Die Ausschnittvergrößerungen zeigen ohne EKM starres Verhalten (Getriebe- und Motordrehzahl sind gleich) und mit EKM im Abstand zwischen Motordrehzahl und Getriebedrehzahl den eingeregeltenschlupf. Ohne EKM tritt bis etwa 15 sec, d. h. 2000 U/min, ein deutliches Geräuschmaximum mit Benotungen von 3 – 4 auf, während mit aktivem EKM im gesamten abgefahrenen Drehzahlbereich die Benotung 9 vorliegt. Der Anstieg im Geräuschsignal über der Zeit – d. h. bei steigender Motordrehzahl – erklärt sich aus den zunehmenden Grundgeräuschen des Fahrzeuges bei höheren Drehzahlen und ist daher nicht mehr beeinflussbar.

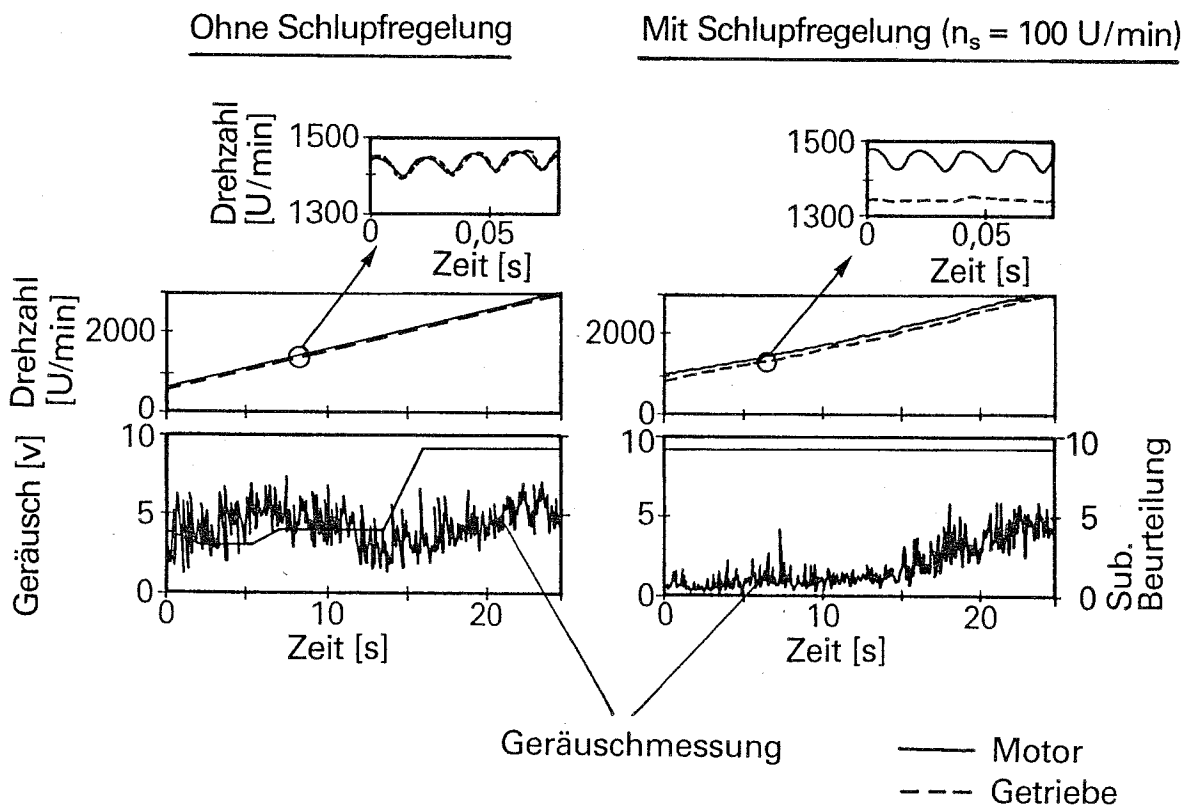


Bild 10: Wirkung der Schwingungsisolierung durch Schlupfregelung auf den Geräuschkomfort im Zugbetrieb, 4. Gang

Die im Bild 11 dargestellten Messungen im Schub zeigen ohne EKM die typische Geräuschüberhöhung im Bereich höherer Drehzahlen (hier nach 15 sec bei ca. 3000 U/min). Dieses Maximum im mit der Drehzahl abfallenden Grundgeräusch macht sich subjektiv sehr stark bemerkbar, so daß hier die Geräuschnote bis auf 4 abfällt. Bei aktivem EKM-System tritt dieses Getrieberasseln nicht auf, und so wurde auch hier im ganzen Drehzahlbereich das Fahrzeug subjektiv mit der Note 9 beurteilt.

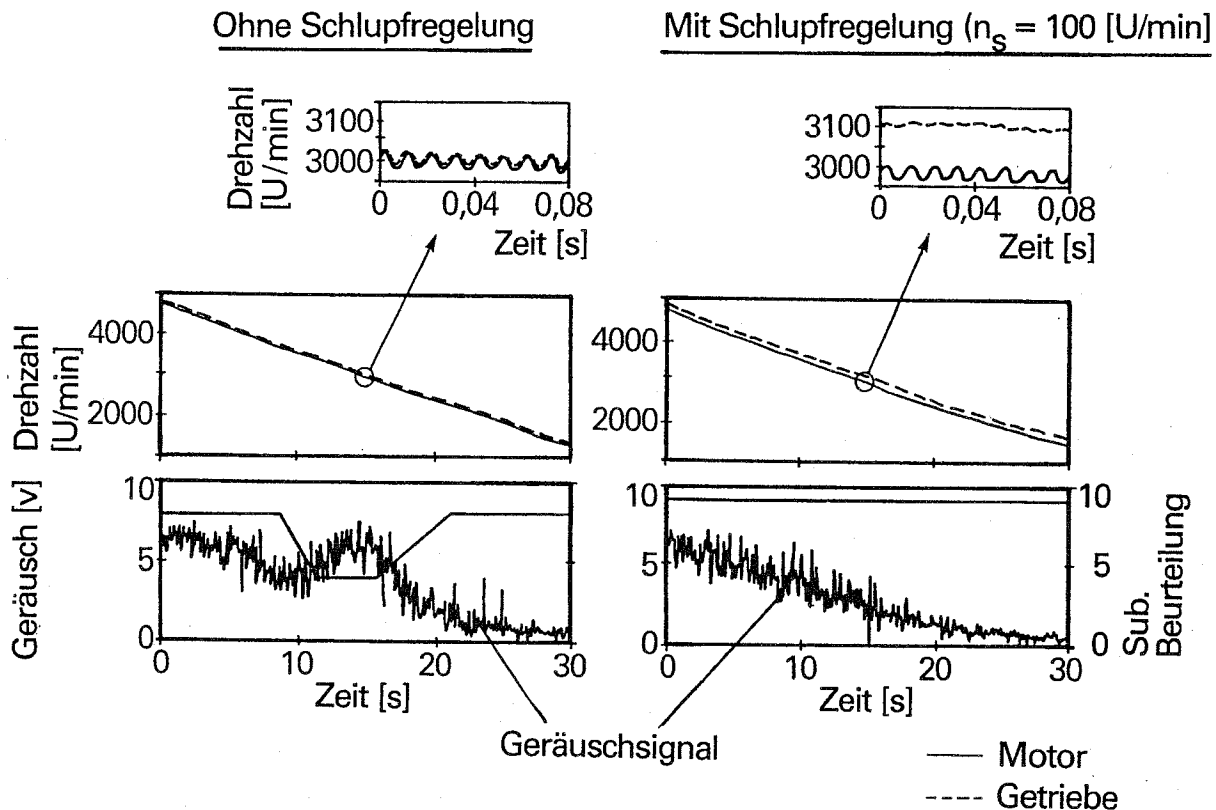


Bild 11: Wirkung der Schwingungsisolierung durch Schlupfregelung auf den Geräuschkomfort im Schubbetrieb, 3. Gang

Die beiden letzten Bilder zeigten die Filterwirkung des EKM-Systems auf die hochfrequenten Schwingungen, die zu Getrieberasseln und Karosseriedröhnen führen. Die bis zu sehr niedrigen Frequenzen reichende Schwingungsisolierung durch die schlupfgeregelte Kupplung erlaubt aber auch die Bekämpfung der niederfrequenten Erscheinungen wie Ruckeln und Lastwechselschlag.

Das Bild 12 bringt als Beispiel Messungen des Lastwechselverhaltens im 2. Gang.

In den unteren Teilbildern ist die im Fahrzeug in Fahrerkopfhöhe gemessene Längsbeschleunigung aufgetragen.

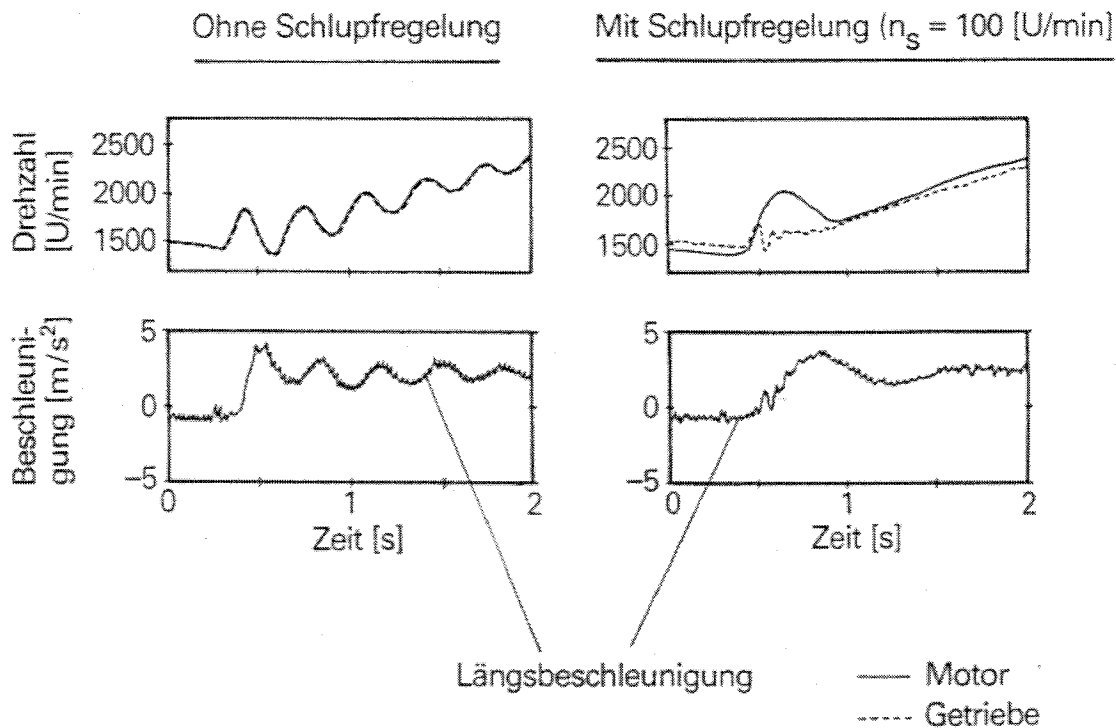


Bild 12: Verbesserung des Lastwechselverhaltens im 2. Gang durch Schlupfregelung

Ohne EKM-System wird das Fahrzeug durch die breitbandige Anregung nach dem schnellen Vollgasgeben zu Eigenschwingungen in der ersten Eigenform des Systems angeregt. Dies sind dann die unangenehmen "Ruckelschwingungen", die der Fahrer im Fahrzeug spürt. Bei aktiviertem EKM-System treten die Ruckelschwingungen nicht mehr auf.

Die Überhöhung in der Längsbeschleunigung entsteht nur aus dem größeren, zur Verfügung stehenden Motormoment im Bereich der Drehzahlüberhöhung des Motors und aus der Nutzung des Schwungmomentes beim Abbremsen der Motordrehmasse. Sowohl Drehzahlüberhöhung als auch die langwellige Anfangsüberhöhung in der Längsbeschleunigung wird bei einem optimal abgestimmten Fahrzeug nicht als negativ empfunden.

Eine weitere wichtige, positive Wirkung des EKM-Systems bei Sonderproblemen wird in den folgenden Messungen erläutert (Bild 13). In dem vorliegenden Fahrzeug konnte durch einen kurzen Gasstoß (Tip-In) im rollenden Fahrzeug (z. B. Stop-and-go-Verkehr, Fahrzuckeln) eine selbsterregte, aufklingende Ruckelschwingung in der ersten Eigenform angeregt werden. Dies führt zu extrem unangenehmen Fahrzeugreaktionen (Jerky-Ride, Bomanza-Effekt). Beim selben Fahrzeug mit aktiviertem EKM wird diese Erscheinung vollständig beseitigt.

Diese wenigen Beispiele geben einen ersten Eindruck, welches Potential zur Steigerung des Fahrkomforts durch die schlupfgeregelte Kupplung erschlossen wird.

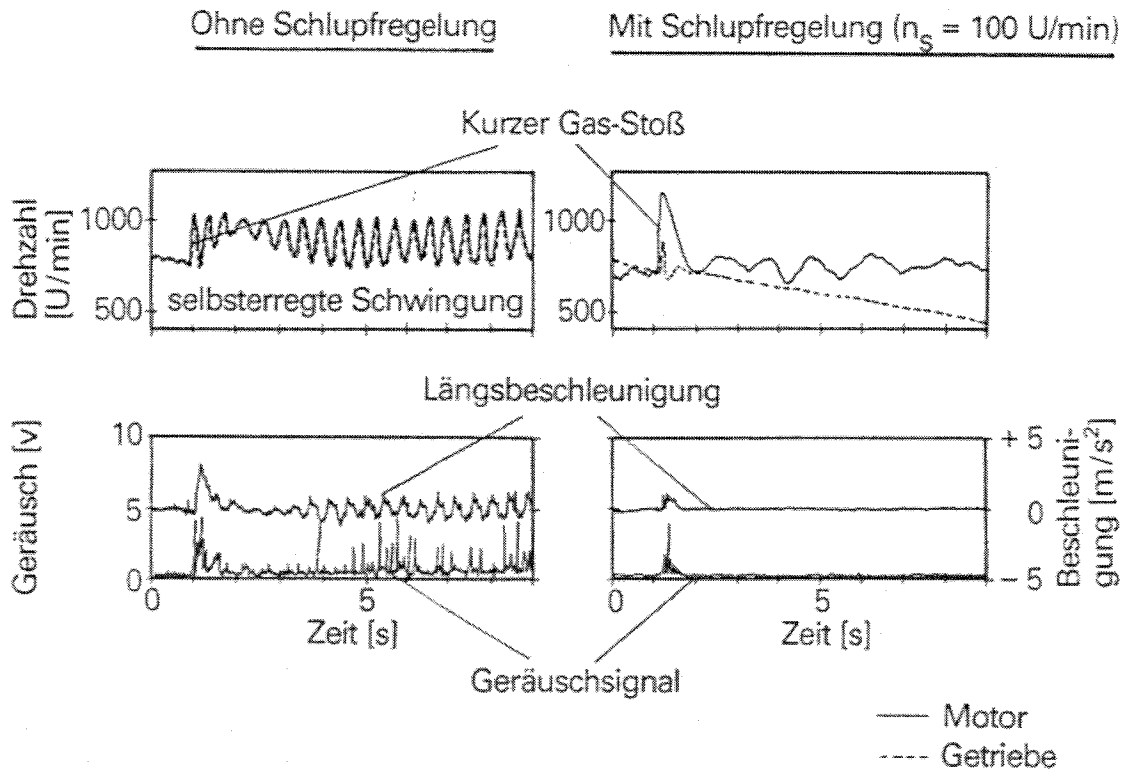


Bild 13: Beseitigung von selbsterregten Antriebsstrangschwingungen (Tip-In, 2. Gang) durch Schlupfregelung

Kombination EKM und konventioneller Torsionsdämpfer – Minimierung des erforderlichen Schlupfes

Die positiven Effekte der schlupfenden Kupplung werden – wie beim Wandler – durch auftretende Leistungsverluste erkauft. Ziel muß es daher sein, den Schlupf so gering wie möglich zu halten.

Grundsätzlich muß der Schlupf immer größer sein als die halbe Schwingbreite der Drehungleichförmigkeit des Motors Δn_{mot} (Bild 14), um eine optimale Schwingungsisolierung zu erreichen. Da beim Verbrennungsmotor die Drehungleichförmigkeit stark von der Drehzahl und der Last abhängig ist (Bild 14), muß ein schlupfgeregeltes System eine flexible Möglichkeit der Sollschlupfvorgabe ermöglichen. Im EKM-Konzept von LuK werden die Sollschlupfwerte in mehrdimensionalen Feldern als Funktion der Drehzahl, der Last und des gewählten Ganges abgelegt. Weitere Abhängigkeiten können berücksichtigt werden.

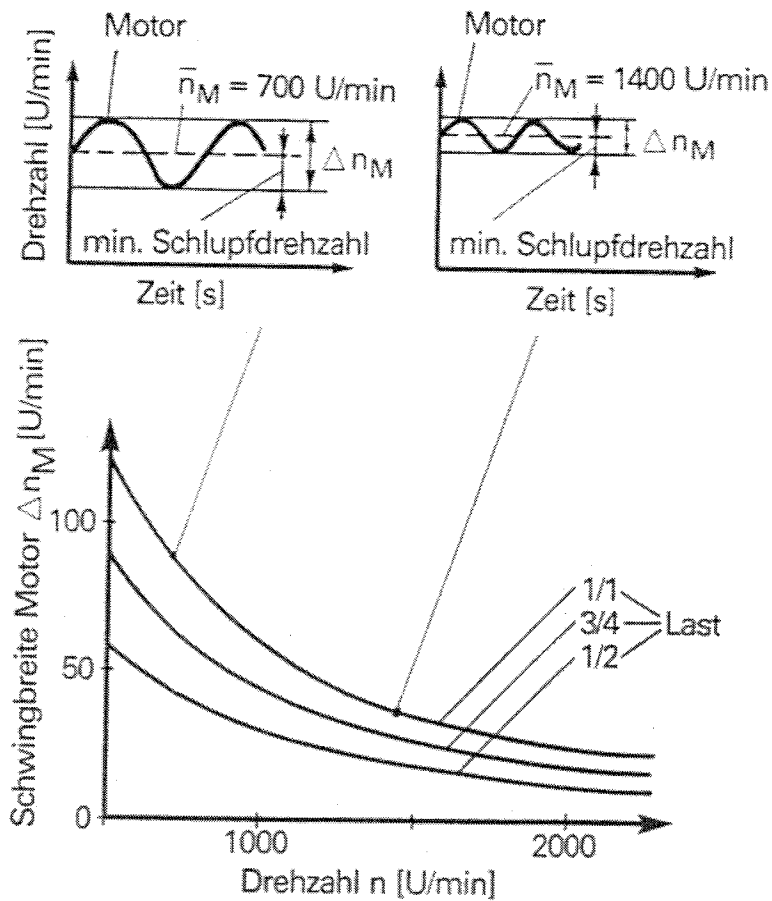


Bild 14:

Erforderlicher
Sollschlupf

Für optimale Schwingungsisolierung

Schlupfdrehzahl $> 0,5 \times$ Schwingbreite Δn_M der Motordrehzahl

Ein mögliches Sollschlupffeld für einen Gang zeigt das Bild 15. Der Motordrehzahlbereich wird dabei in 12 Drehzahlstufen und der Lastzustand in 4 Laststufen (Drosselklappenstellung) aufgeteilt. Diese können frei definiert werden. Der Sollschlupf wird bei der Fahrzeugabstimmung unter den Kriterien

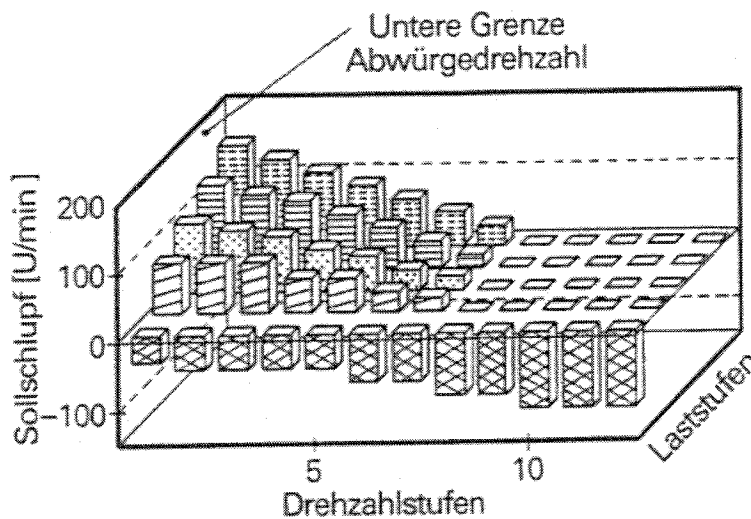
- Schwingungsisolierung und
- Minimierung der Verlustleistung

bestimmt.

Die Messungen im Bild 16 verdeutlichen beispielhaft die Auswirkungen des Sollschlupfes. Dieser wurde bei den Versuchen in den Stufen 0, 10, 30, 50 und 100 U/min variiert, wobei der Sollwert während jedes Versuches konstant gehalten wurde.

In der mittleren Spalte sind die Geräuschmessungen als Funktion der Drehzahl dargestellt, während in der rechten Spalte in einem Ausschnitt im Bereich von 1100 U/min die Verläufe von Motor- und Getriebedrehzahl zu erkennen sind. Für den Bereich unter 2200 U/min Motordrehzahl verbessert sich das Geräuschverhalten zunächst mit steigendem Schlupf, um sich

dann ab 50 U/min Sollschlupf nicht mehr zu ändern. Im Drehzahlbereich über 2200 U/min ist im vorliegenden Fahrzeug der erforderliche Schlupf sehr gering. Es treten praktisch keine Verbesserungen des Geräuschverhaltens auf. Dies ist anschaulich klar, da bei diesem Fahrzeug auch ohne EKM-System mit einer starren Kupplungsscheibe das Geräuschverhalten in diesem Drehzahlbereich subjektiv mit Note 9 beurteilt wurde. Hier kann also, wie im Bild 15 dargestellt, der Sollschlupf auf "0" reduziert werden.



Laststufen (z. B. Drosselklappenwinkel):

☒ Schub ☒ 0 ☒ 1 ☒ 2 ☒ 3

Abstimmung für jeden Gang

Optimierungskriterien

- Schwingungsisolation
- Minimierung der Verlustleistung

Bild 15: Sollschlupf im EKM

Falls erforderlich, kann das EKM-System auch noch mit einem konventionellen Torsionsdämpfer kombiniert werden. Das Bild 17 zeigt die prinzipiellen Zusammenhänge an der vereinfachten Vergrößerungsfunktion des Antriebsstranges, bezogen auf die 2. Eigenform (Rasseln).

Bild 16:
Auswirkung des Sollschlupfes auf das Geräuschverhalten im Zug, 2. Gang

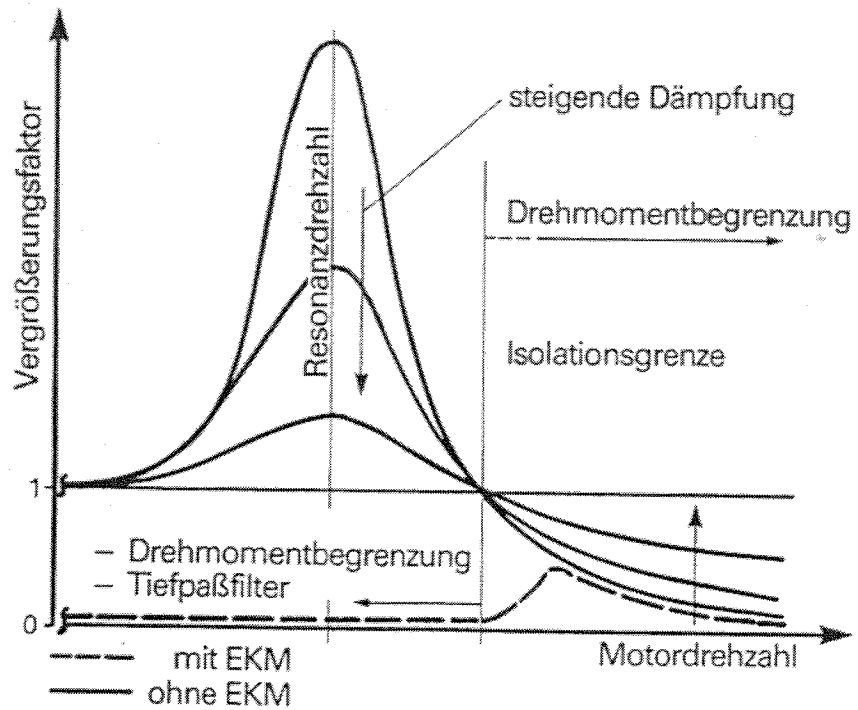
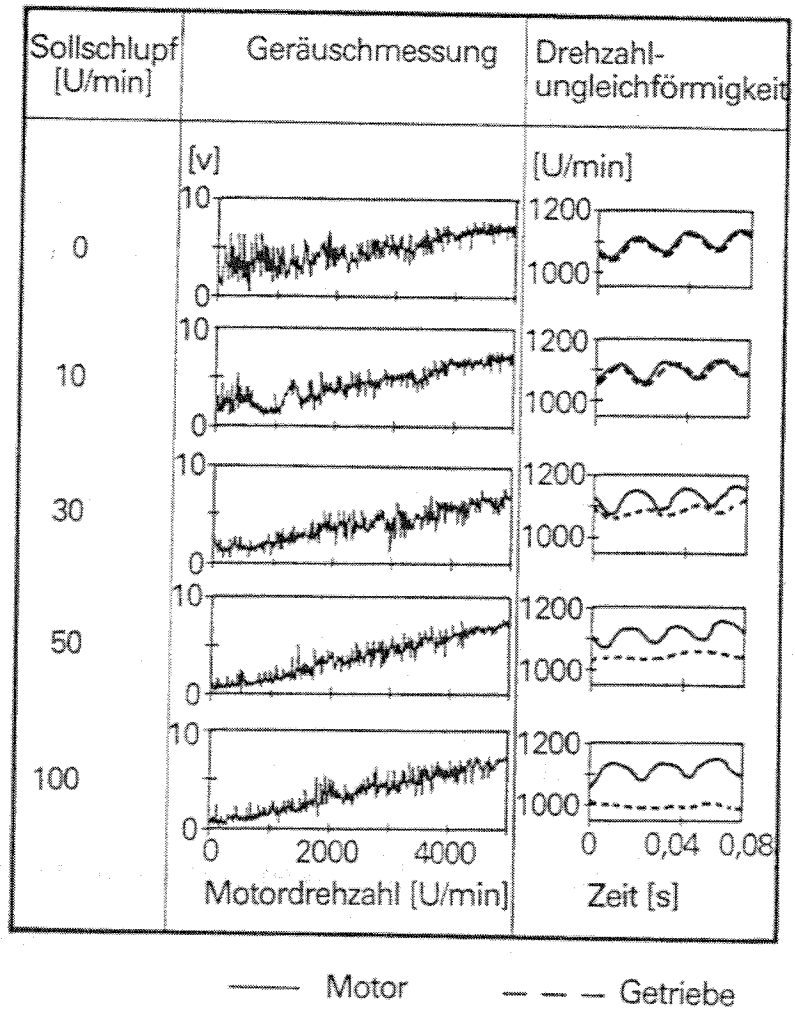


Bild 17: Resonanzkurve, Vergleich Kupplungsscheibe mit und ohne EKM

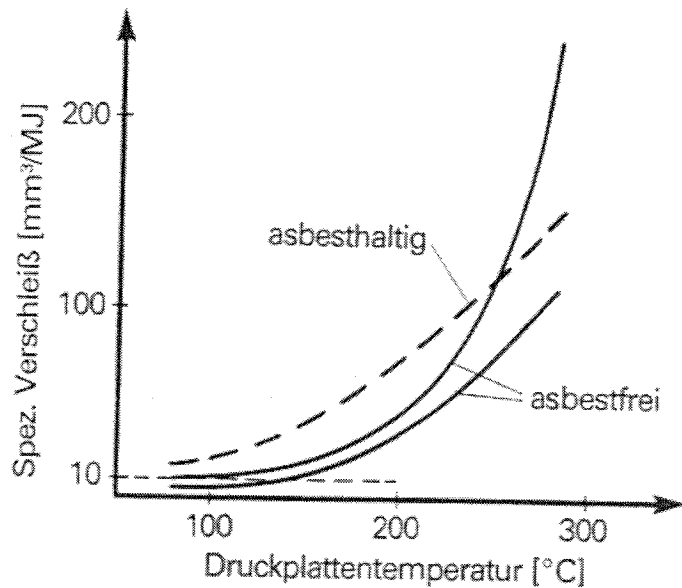
Aufgetragen ist das Verhältnis aus den Amplituden der Ungleichförmigkeit vom Getriebeeingang zum Motorausgang über der Motordrehzahl. Mit der im Torsionsdämpfer festgelegten Federrate und den Systemeigenschaften (Drehmassen) des Antriebsstranges wird die Resonanzdrehzahl festgelegt. Bei dieser Drehzahl treten bei geringer Dämpfung (Coulombsche Reibung im Torsionsdämpfer) große Überhöhungen der Schwingungsamplituden am Getriebeeingang auf. Dafür wird im überkritischen Fahrbereich eine gute Isolationswirkung erreicht. Die Resonanzüberhöhungen können durch größere Dämpfung im Torsionsdämpfer auf Kosten der überkritischen Isolation verringert werden. Das EKM-System bringt im ganzen Drehzahlbereich, in dem mit ausreichend Schlupf gefahren wird, eine ausreichend große Isolation. Kombiniert man beide Systeme, so wird im unteren Drehzahlbereich mit dem erforderlichen Schlupf gefahren, während im oberen Drehzahlbereich der Schlupf auf Null zurückgenommen wird. Dort wird dann der gute Isolationsgrad des konventionellen Torsionsdämpfers mit geringer Dämpfung ausgenutzt. Es ist allerdings eine sorgfältige Abstimmung beider Systeme aufeinander vorzunehmen. Damit gelingt es, den erforderlichen Schlupf zu verringern.

Die Reibbeläge – Verschleißverhalten und Anforderungen

Dem tatsächlich realisierten Schlupf bzw. der während des Schlupfbetriebes in Wärme umgesetzten Reibleistung kommt nicht nur unter dem Gesichtspunkt Wirkungsgrad, sondern auch wegen des Verschleißverhaltens der Reibbeläge eine besondere Bedeutung zu.

Im Bild 18 ist der spezifische Belagverschleiß als Funktion der Betriebstemperatur für einige Beläge dargestellt. Deutlich ist der Vorteil der asbestfreien Reibbeläge hinsichtlich Verschleiß im niedrigen und mittleren Betriebstemperaturbereich zu erkennen. Es wird klar, daß hohe Betriebstemperaturen im Dauerbetrieb vermieden werden müssen [4, 8, 14, 15]. Messungen im Fahrzeug geben Aufschluß über die thermische Gesamtsituation. Im Bild 19 sind zum Beispiel Meßergebnisse bei Autobahnfahrt etwa einer Motordrehzahl von 2800 U/min) aufgeführt. Die Betriebstemperatur steigt mit zunehmendem Schlupf und kann durch eine Ventilation des Kupplungsraumes (z. B. Öffnung) deutlich gesenkt werden.

Die erforderliche Schlupfdrehzahl fällt mit steigender Motordrehzahl, wie im Bild 14 gezeigt, ab. Gleichzeitig aber steigt die Motormomentkennlinie mit größer werdender Motordrehzahl – in dem hier betrachteten Drehzahlbereich – an. Wird ferner berücksichtigt, daß wegen möglicher Regelabweichungen die Sollschlupfdrehzahl nicht völlig an die Motorungleichförmigkeit anzupassen ist, ergibt sich für die meisten Fahrzeuge und Motorisierungen eine nahezu konstante, nur von der Laststufe (Drosselklappenstellung) abhängige erforderliche mittlere Schlupfleistung.



Beispiel:

Mittlere Schlupfleistung (Schlupf bis 2000 U/min) : 0,50 kW

Mittlere Kupplungsbelastung aus Anfahren und Schalten : 0,25 kW

Spez. Verschleiß : $10 \frac{\text{mm}^3}{\text{MJ}}$

Betriebszeit im Drehzahlbereich : 1850 h mit Schlupf (bis 2000 U/min)

Bild 18:

Abschätzung der Belag-
lebensdauer

Beim hier betrachteten Mittelklasse-Pkw ergibt sich

$$P_{\text{Schlupf, 1/1}} \approx 0,8 \text{ kW } 1/1 \text{ Last}$$

$$P_{\text{Schlupf, 3/4}} \approx 0,4 \text{ kW } 3/4 \text{ Last}$$

$$P_{\text{Schlupf, 1/2}} \approx 0,3 \text{ kW } 1/2 \text{ Last}$$

Werden etwa gleiche Anteile der drei Laststufen im Normalfahrbetrieb vor-
ausgesetzt, so folgt eine mittlere Schlupfleistung von

$$P_{\text{Schlupf}} = 0,5 \text{ kW}$$

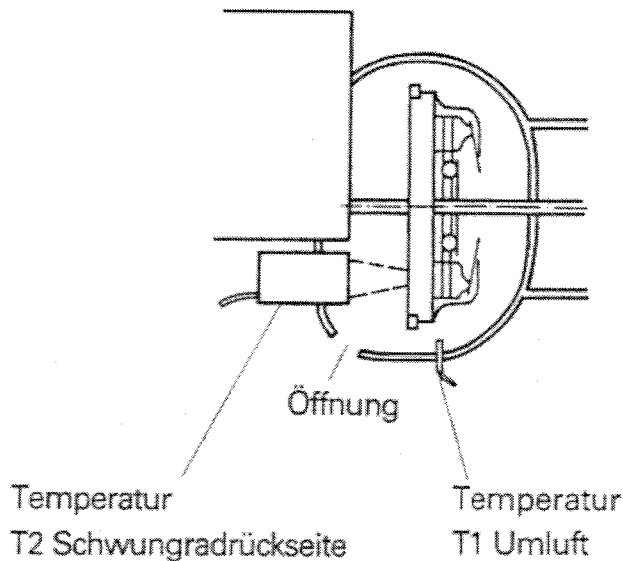
Zur Berücksichtigung der mittleren Kupplungsbeanspruchung durch
Schalt- und Anfahrvorgänge ist bei einer Drittelung der Anteile von Stadt-
verkehr, Landstraße und Autobahn mit

$$P_{\text{Schalt + Anfahren}} \approx 0,25 \text{ kW zu rechnen.}$$

Daraus berechnet sich bei einem spezifischen Belagverschleiß von
 $10 \text{ mm}^3/\text{MJ}$, einer Verschleißreserve von 1 mm und einer Belagsfläche
von $25\,000 \text{ mm}^2$ eine Betriebsstundenzahl von

$$T_h = 1850 \text{ h}$$

im Drehzahlbereich bis 2000 U/min.



Schlupf	geschlossene Glocke		offene Glocke	
	[U/min]	T1 [°C]	T2 [°C]	T1 [°C]
0	70	90	68	75
50	85	110	72	88
100	110	145	90	120

Autobahn 5. Gang 110 – 120 km/h
(~ 2800 U/min)

Bild 19:

Temperaturmessungen im Kfz

Bei einer mittleren Gesamtbetriebsstundenzahl eines Pkw von 3.000 h könnte rund 60 % im Drehzahlbereich unter 2000 U/min gefahren werden [16, 17, 18].

Selbst wenn durch die Komfortsteigerung mit dem EKM-System die Fahranteile im Bereich niedriger Drehzahlen gegenüber den heute üblichen 10 % noch ansteigen, wird die Lebensdauergrenze der Reibbeläge nicht erreicht.

Voraussetzung für eine sichere und wohldimensionierte Auswahl der Reibbeläge für ein EKM-System ist eine umfangreiche Prüfung der Belageigenschaften unter den Gesichtspunkten:

- Reibwertverhalten bei Gleitbeanspruchung
- Verschleißverhalten
- Dauerreibwertverhalten

Bei LuK werden auf speziellen Prüfständen diese Versuche durchgeführt. Im folgenden Beitrag wird auf diese Untersuchungen noch näher eingegangen.

Zusammenfassung:

Die Entwicklung zukünftiger Automobilgenerationen wird zunehmend durch den Einsatz neuer elektronischer Systeme geprägt (Bild 20) [20, 21]. Mittlerweile gibt es fast kein Subsystem im modernen Kraftfahrzeug mehr, dessen Eigenschaften nicht durch den Einsatz von Elektronik optimiert wird. Dieser Trend macht auch vor der Kupplung nicht halt.

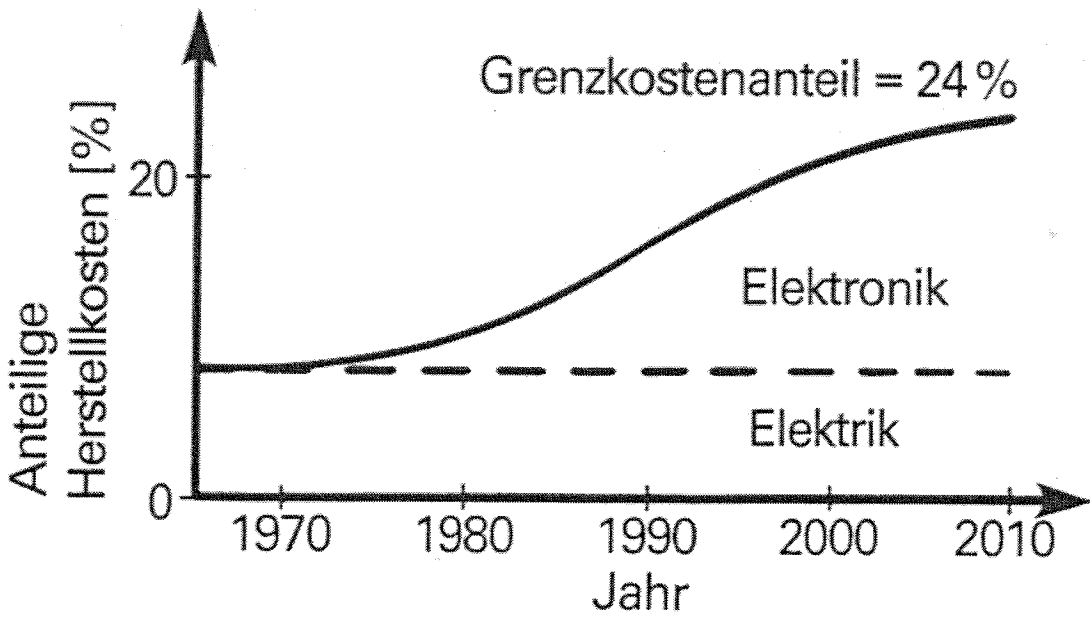
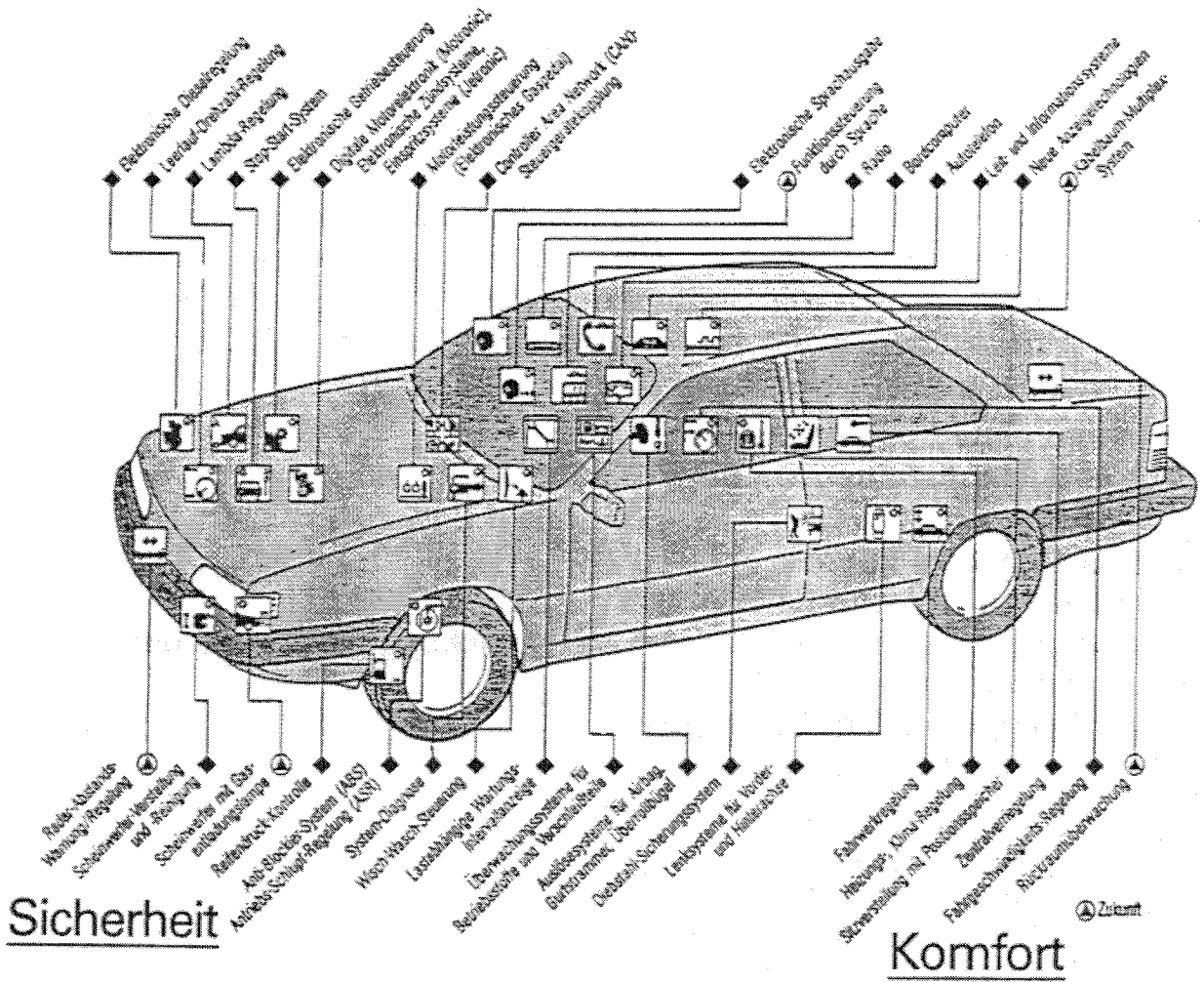
Im vorliegenden Beitrag wurde das elektronische Kupplungsmanagementsystem der LuK vorgestellt. Optimierte, konventionelle mechanische Kupplungstechnik, kombiniert mit moderner, flexibler Elektronik und Sensorik, ergibt eine neuartige Lösung von Antriebsstrangproblemen. Die wichtigsten erreichbaren Verbesserungen sind:

- **Anfahren ohne Kupplungspedal**
- **problemloses Anfahren am Berg**
- **kein Abwürgen**
- **Schalten ohne zu kuppeln**
- **Schalten ohne Gasrücknahme**
- **Erhöhung der Fahrsicherheit durch Vereinfachung der Schaltvorgänge**
- **kein Leerlaufresseln**
- **Reduzierung der Leerlaufdrehzahl**
- **kein Zug- und Schubresseln**
- **stark reduziertes Karosseriedröhnen**
- **Drehmomentbegrenzung**
- **kein "Bonanza"-Effekt mehr**
- **sinnvolle Ergänzung von ABS und ASR**
- **Energieeinsparung durch Freilauffunktion**

Sowohl der Fahrkomfort als auch die Fahrsicherheit können mit dem EKM von LuK erheblich verbessert werden, um damit die Absatzchancen in den Fahrzeugmärkten der Zukunft zu sichern.

Antriebsstrang

Kommunikation



Quelle: VDI-Berichte G 12

Bild 20: Elektronik und Elektrik im Fahrzeugbau

Literatur:

- [1] Schöpf, H.-J., Jürgens, G. und Fischer, R.
Optimierung der Komforteigenschaften des Triebstranges von Mercedes-Benz-Fahrzeu-
gen mit Schaltgetriebe, Automobiltechnische Zeitschrift 91 (1989), S. 568 – 575
- [2] Jürgens, G. und Fischer, R.
Vergleich verschiedener Systeme zur Verringerung von Triebstrangschwingungen, VDI-
Berichte 697, 1988, S. 233
- [3] Lutz, D.
Kupplungsmanagement – ein Baustein zur Drehschwingungsdämpfung, VDI-Berichte
697, 1988, S. 219
- [4] Winkelmann, S. und Harmuth, H.
Schaltbare Reibkupplungen, Springer, Berlin, 1985
- [5] Nagler, F. und Westerdorf, H.
Regelstrategien für Trockenkupplungen, 2. Aachener Kolloquium, Fahrzeug- und Moto-
rentechnik '89, S. 588 – 607
- [6] Coulomb, C.-A.
Théorie des machines simples, en ayant égard au frottement de leurs porties et à la
raideur des cordages, Bachelier, Paris, 1821
- [7] Krause, H. und Poll, G.
Mechanik der Festkörperreibung, VDI-Verlag, Düsseldorf 1980
- [8] Kayaba, T. und Kato, K.
Theoretical Representation of the Coefficient of Friction for Multiple Contact Points,
Wear, 52 (1979), S. 117 – 132
- [9] Niemann, G. und Ehrlenspiel, K.
Anlaufreibung und Stick-slip bei Gleitpaarungen, VDI-Zeitschrift, Band 105, Nr. 6, Seite
221 – 284, 1963
- [10] Runge, W.
Simulation des dynamischen Verhaltens elektrohydraulischer Schaltungen, Springer,
Berlin, Heidelberg, New York (1984)
- [11] Zimmermann, F.; Oetting, H.; Heidemeyer, P. und Haack, R.
An Automatic Dry Friction Clutch for Passenger Cars and Light Duty Trucks, SAE-Paper
860383
- [12] Böcher, J., Hartmann, I. und Zwanzig, Ch.
Nichtlineare und adaptive Regelsysteme, Springer, Berlin, Heidelberg, New York (1986)
- [13] Braess, H.-H.
Steuerung und Regelung im Kraftfahrzeug – Eine systematische Betrachtung, VDI-
Berichte 612 (1986), S. 539
- [14] Seyboldt, H.
Ein Verfahren zur Ermittlung der Auslegung einer Kraftfahrzeug-Schaltkupplung, Auto-
mobiltechnische Zeitschrift 83 (1981) 7/8, S. 355 – 358
- [15] Krause, H. und Christ, E.
Kontaktflächentemperatur bei technisch trockener Reibung und deren Messung, VDI-
Zeitschrift 118 (1976), Nr. 11, S. 517 – 524
- [16] Kraftfahrtechnisches Taschenbuch, Bosch, 20. Auflage
- [17] Reichert, H.
Dimensionierung von Reibkupplungen nach der zulässigen Wärmebelastung, Antriebs-
technik 13 (1974), Nr. 12, S. 673 – 678
- [18] Bausch, E.
Grenzen der Schaltbarkeit an Reibelementen von Kupplungen und Bremsen, Antriebs-
technik 18 (1978), Nr. 7 – 8, S. 367 – 370
- [19] Soong, T.-T. und Natke, H.-G.
Von der aktiven Schwingungsbeeinflussung zur aktiven Struktur, VDI-Berichte 695
(1988), S. 1 – 18
- [20] Hofmann, R.
Unterm Blech regiert der Chip, VDI-Nachrichten, Nr. 40, 6. Okt. 1989, S. 42
- [21] Ehlers, K.
Automobilelektronik – Start gelungen, wie geht es weiter, VDI-Berichte 612 (1986),
S. 547