

Torsionsschwingungsisolierung im Antriebsstrang

Ein Wertungsversuch

Dr.-Ing. **Wolfgang Reik**

In den vorangehenden Beiträgen wurde die schwingungsisolierende Wirkung von konventionellen Torsionsdämpfern, Zweimassenschwungrädern und schlupfender Kupplung beschrieben. Darüber hinaus werden in Kraftfahrzeugen weitere schwingungsisolierende Systeme eingesetzt. Tilger am Getriebeausgang verschieben Resonanzfrequenzen. Föttinger-Kupplungen und Wandler werden seit Jahrzehnten erfolgreich bei Automatikgetrieben verwendet. An weiteren Systemen wird gearbeitet. Zu nennen wären hier als Beispiel die viskosen Kupplungen.

Im folgenden Beitrag wird eine Übersicht gegeben über die physikalischen Möglichkeiten, Torsionsschwingungen im Antriebsstrang zu reduzieren. Betrachtet werden alle bekannten Koppellemente zwischen Motor und Getriebe. Die Reduzierung der Ungleichförmigkeit durch den konstruktiven Aufbau des Motors, zum Beispiel durch mehr Zylinder, soll hier nicht betrachtet werden. Aus der Literatur [1, 2] sind bereits solche vergleichende Darstellungen bekannt, denen aber ein konkretes Fahrzeug zugrunde lag.

In diesem Beitrag wird nun jedoch von einem einfachen, allgemeingültigen Antriebsstrang ausgegangen. Auf die Diskussion von speziellen, nur vereinzelt auftretenden Antriebsstrangproblemen wird bewußt verzichtet. Diese Beschränkung ist notwendig, um eine Übersicht über bestehende und auch denkbare Systeme zur Schwingungsisolierung geben zu können.

Schwingungsmodell

Für die vergleichende Betrachtung der schwingungsisolierenden Maßnahmen wird das bewährte Dreimassenschwingungsmodell des Antriebsstrangs zugrunde gelegt (Bild 1). Die für die Modellrechnungen gewählten Massenträgheitsmomente und Verdrehsteifigkeiten entsprechen denen eines PKW der mittleren Klasse bei eingelegtem 3. Gang.

Im Gegensatz zu früheren Betrachtungen wird dieses Schwingungsmodell nicht mit der tatsächlichen Motorerregung beaufschlagt. Die Ungleichförmigkeit des Motors enthält neben der Grunderregung auch noch Anteile mit ganzzahligen Vielfachen der Grundfrequenz. Eine sprungartige Laständerung durch das Gaspedal ergibt sogar eine breitbandige Anregung. Für einen grundlegenden Vergleich verschiedener Variationen im Antriebs-

strang erweist sich eine harmonische Anregung als geeigneter. In allen folgenden Rechnungen wurde deshalb an der Motormasse ein sinusförmiges Anregungsmoment $M = M_0 \cdot \sin \omega t$ eingeleitet mit der Amplitude $M_0 = 250 \text{ Nm}$.

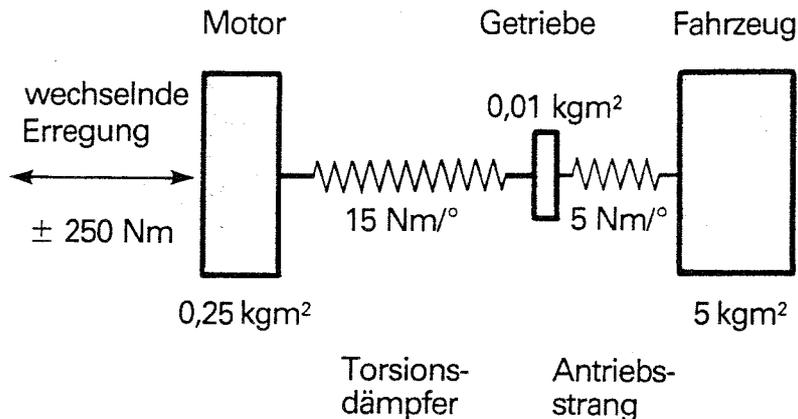


Bild 1: Schwingungsmodell mit harmonischer Anregung

Das Schwingungsmodell reagiert darauf mit Schwingungen, die diskutiert werden sollen. Für den Komfort im Kraftfahrzeug ist die Reaktion von Getriebe- und Fahrzeugmasse entscheidend. In der Schwingungs- und Regelungstechnik wird diese auch als Systemantwort bezeichnet. Die Beschleunigungsamplituden am Getriebe stehen im höheren Frequenzbereich in engem Zusammenhang mit dem Getrieberasseln. Typische Rasselbereiche liegen bei Anregungsfrequenzen von 30 bis 200 Hz. Die wechselnde Beschleunigung des Fahrzeugs bringt im allgemeinen keine Geräusche mit sich. Der Fahrer merkt dies unter Umständen jedoch als unangenehmes Ruckeln.

Konventionelle Torsionsdämpfer

Normalerweise werden Motor und Getriebe über eine drehelastische Verbindung, den Torsionsdämpfer der Kupplungsscheibe, miteinander gekoppelt. Die Motorungleichförmigkeit soll dadurch – zumindest in bestimmten Drehzahlbereichen – vom Getriebe ferngehalten werden. Wie bereits mehrfach diskutiert, gelingt dies nur unvollständig.

Am Beispiel eines Torsionsdämpfers mit einer üblichen Verdrehsteifigkeit von 15 Nm/° zeigt Bild 2 den Zusammenhang. Die Winkelbeschleunigung

von Getriebe und Fahrzeug wurde der besseren Übersichtlichkeit wegen normiert. Dazu wurde die Amplitude am Getriebe auf die Winkelbeschleunigung, die sich bei einer starren Verbindung von Motor und Getriebe ergeben würde, bezogen. Werte unter 1 bedeuten deshalb Schwingungsisolation, über 1 Verstärkung. In ähnlicher Weise wurde auch die Beschleunigungsamplitude des Fahrzeugs normiert. Sie wurde bezogen auf die Beschleunigung, die sich bei einem vollständig starren Antriebsstrang ergeben würde. In der Bildmitte ist die normierte Amplitude der Fahrzeugbeschleunigung und darunter die der Getriebebeschleunigung über der harmonischen Anregungsfrequenz aufgetragen. Da sowohl Beschleunigungen als auch Frequenzen über einen großen Bereich gehen, wurde ein logarithmischer Maßstab gewählt.

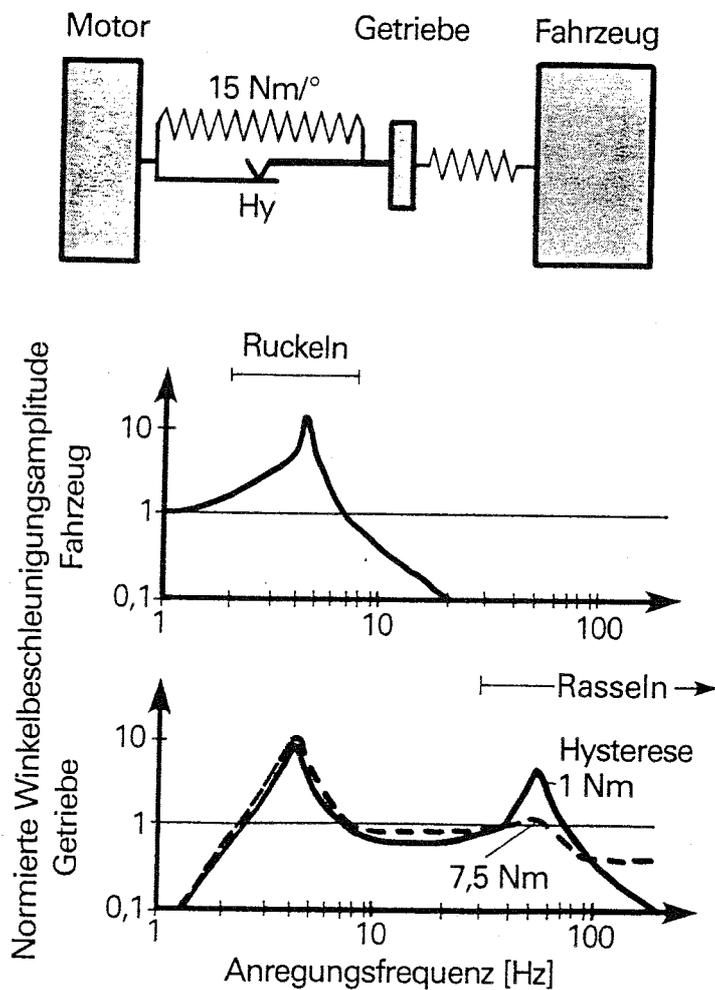


Bild 2:
Systemantwort mit
konventioneller
Kupplungsscheibe

Die Fahrzeugbeschleunigung in Bild 2 läßt für einen konventionellen Torsionsdämpfer bei etwa 4 Hz starkes Ruckeln erwarten, falls eine entsprechende Anregung vorliegt. Deutlich höhere Frequenzen können die große, träge Masse des Fahrzeugs nicht mehr zum Schwingen bringen.

Die Getriebebeschleunigung weist bei der Ruckelfrequenz selbstverständlich ebenfalls relativ hohe Beschleunigungsamplituden auf, ohne daß damit lästiges Getrieberasseln verbunden wäre. Als störend wird meist nur das Ruckeln empfunden.

Getrieberasseln ist bei Frequenzen über 30 Hz zu erwarten, und genau in diesem Bereich liegt die Resonanzstelle, die im wesentlichen von der Kennlinie des Torsionsdämpfers beeinflusst wird.

In Bild 2 ist auch der Einfluß der Dämpferhysterese auf die Getriebebeschleunigung wiedergegeben. Eine hohe Hysterese verhindert die ausgeprägte Resonanz. Sie verschlechtert aber die Schwingungsisolierung bei höheren Frequenzen. Auf die Fahrzeugbeschleunigung und damit das Ruckeln hat die Hysterese praktisch keinen Einfluß.

Der Resonanzbereich mit Verstärkung ist typisch für federgekoppelte Systeme. Nur mit sehr hoher Dämpfung kann diese Überhöhung vermieden werden. Die normierte Beschleunigungsamplitude nähert sich bei hohen Frequenzen dem Wert 1 und damit dem starren Verhalten an.

Bild 3 zeigt den Einfluß der Federrate bei linearen Torsionsdämpferkennlinien auf das Schwingungsverhalten des Antriebsstrangs. Im Rasselbereich wirkt sich eine kleinere Verdrehsteifigkeit günstig aus. Sie verschiebt

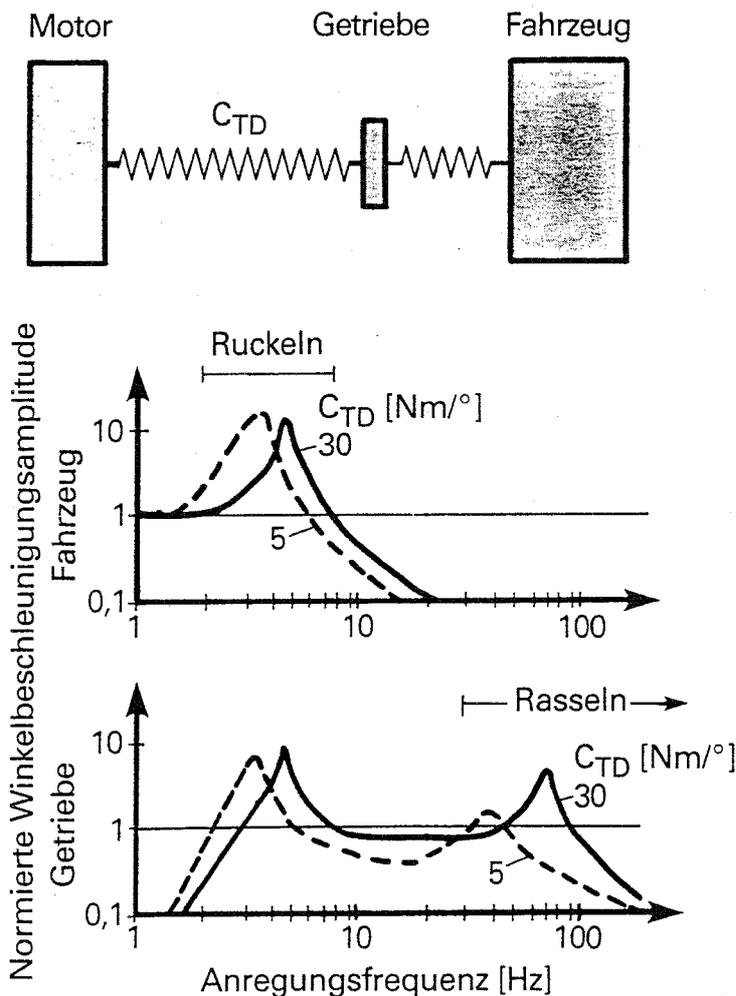


Bild 3:
Systemantwort mit
konventioneller
Kupplungscheibe

die Resonanz zu kleineren Frequenzen und reduziert die Amplitude am Getriebe. Auf die Fahrzeugschwingung hat sie kaum Einfluß. Lediglich die Resonanzfrequenz wird – subjektiv kaum wahrnehmbar – verschoben. Dies ändert sich jedoch, wenn mehrstufige Kennlinien verwendet werden, wie sie gegen Getrieberasseln im Leerlauf eingesetzt werden. Der extrem flache Kennlinienbereich für den Leerlauf wirkt ähnlich wie ein Spiel im Antriebsstrang und kann das Lastwechselverhalten verschlechtern.

Zweimassenschwungrad

Eine deutlichere Verschiebung der Resonanz am Getriebeeingang gelingt mit einer Aufteilung der zunächst zum Motor gehörenden Drehmasse des Schwungrads in ein primäres und ein sekundäres Massenträgheitsmoment (Bild 4). Mit der sekundären Drehmasse wird die wirksame Trägheit des Getriebes erhöht. Besonders wirkungsvoll ist dies – wie in einem vorhergehenden Beitrag gezeigt –, wenn zwischen den beiden Schwungmassen eine sehr niedrige Federrate eingesetzt wird. Moderne ZMS zeichnen sich gerade dadurch aus.

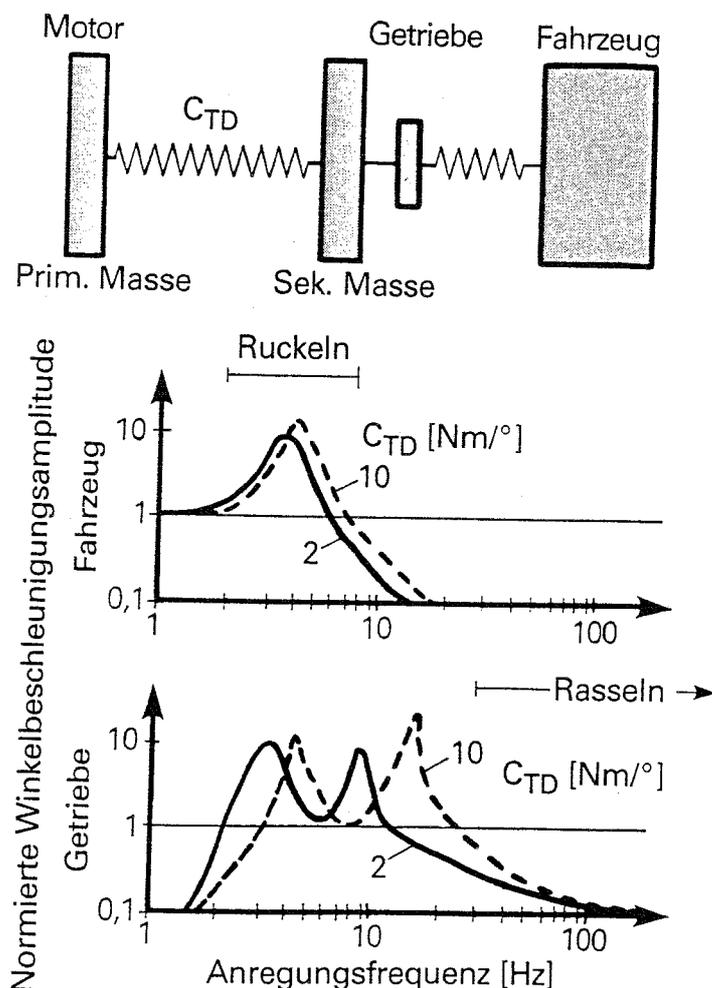


Bild 4:
Systemantwort mit
federgekoppeltem
Zweimassen-
schwungrad

Bei allen rasselkritischen Frequenzen über 30 Hz liegt am Getriebe eine ausgezeichnete Schwingungsisolierung vor. Bei kleineren Anregungsfrequenzen, wie sie z. B. beim Start und Stopp eines Motors auftreten, ist die niedrige Federrate von 2 Nm/° der Federrate von 10 Nm/° deutlich überlegen. Auch die Fahrzeugschwingung wird durch eine niedrige Federrate und entsprechende Dämpfung reduziert. Moderne ZMS lassen deshalb auch Verbesserungen des Ruckelns erwarten.

Tilger

Eine grundsätzlich andere Möglichkeit zur Beseitigung von Torsionsschwingungen ergibt sich mit Tilgern, die bei hinterradangetriebenen Kraftfahrzeugen gelegentlich am Getriebeausgang angebracht werden. Sie können bei Anregungsfrequenzen, die der Tilgerfrequenz entsprechen, die Torsionsschwingungsamplitude im Getriebe verringern (Bild 5). Dabei

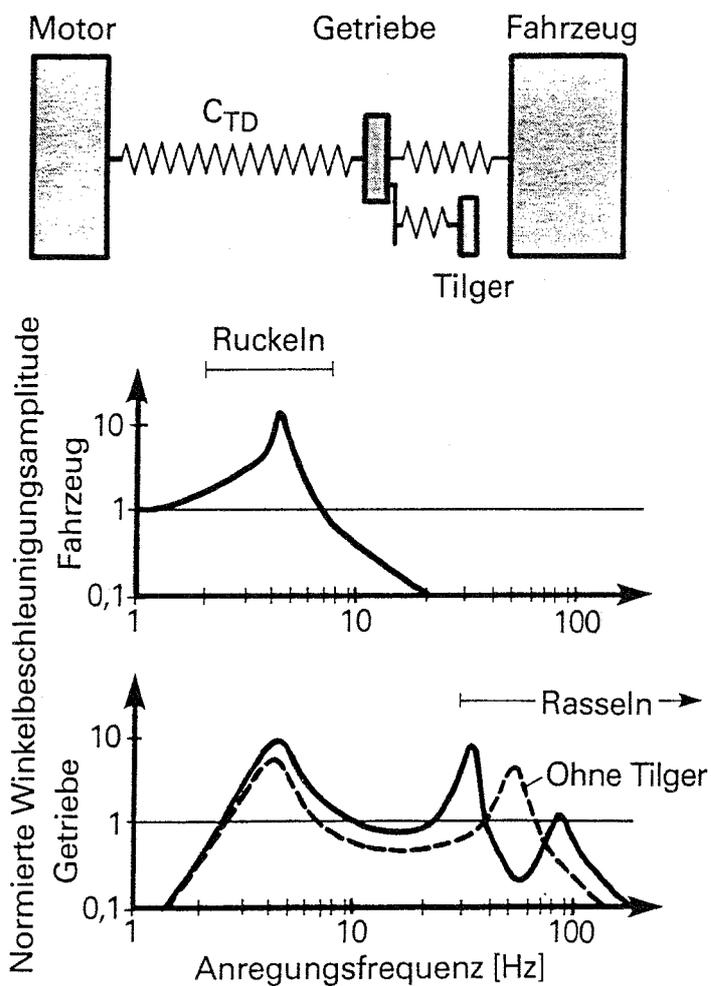


Bild 5:
Systemantwort mit
Tilger

führt der Tilger im wirksamen Drehzahlbereich eine zum Motor gegenphasige Schwingung aus und kann damit zumindest teilweise die über den Torsionsdämpfer auf das Getriebe übertragene Ungleichförmigkeit kompensieren. Im günstigsten Fall ist das Moment des Tilgers genau entgegengesetzt gleich dem wechselnden Moment, welches über den Torsionsdämpfer übertragen wird. Das resultierende wechselnde Moment am Getriebe hebt sich dann vollständig auf, die wechselnden Beschleunigungen verschwinden.

Leider ist die tilgende Wirkung auf einen engen Drehzahlbereich beschränkt. Rechts und links davon tritt sogar eine gleichphasige Schwingung des Tilgers auf. Damit verbunden ist eine Verstärkung, die nur durch geeignete Dämpfung im Tilger etwas abgeschwächt werden kann. Auf das Ruckelverhalten hat der Tilger keinen Einfluß.

Fliehkraftpendel

Der ideale Tilger sollte eine mit der Erregerfrequenz veränderbare Eigenfrequenz besitzen. Damit kann der Nachteil der eng begrenzten Wirkung überwunden werden. Theoretisch muß sich die Tilgerfrequenz stets der Erregerfrequenz anpassen. Dies erfordert eine Verdrehsteifigkeit des Tilgers, die mit dem Quadrat der Erregerfrequenz wächst. Mit den üblicherweise verwendeten Federn ist dies nicht möglich.

Aber ein schwingungsfähiges System läßt sich nicht nur mit den üblichen Federn realisieren. Statt Energie kurzzeitig in Federn zu speichern, kann sie auch in potentielle Energie verwandelt werden. Das ganz einfache Fadenpendel mit Länge l ist ein Beispiel dafür. Dessen Resonanzfrequenz ist durch $f = 2\pi \sqrt{g/l}$ gegeben. Dabei ist g die Erdbeschleunigung.

Wird solch ein Pendel an einer rotierenden Scheibe befestigt, muß die Erdbeschleunigung durch die Zentrifugalbeschleunigung $r\Omega^2$ ersetzt werden (Bild 6 oben). r ist der Radius, auf dem sich die Pendelmasse befindet, und Ω ist die Winkelgeschwindigkeit der Scheibe. Die Eigenfrequenz eines solcherart rotierenden Pendels ist $f = 2\pi \Omega \sqrt{r/l}$ und damit proportional der Drehzahl. Durch entsprechende Wahl von r und l kann eine genau definierte Ordnung angewählt werden. Beim Vierzylindermotor wird $\sqrt{r/l} = 2$ gewählt, um die Haupterregung tilgen zu können. Mit einem so abgestimmten Fliehkraftpendel am Torsionsdämpfer der Kupplungsscheibe können Anregungsfrequenzen mit zwei vollen Schwingungen pro Umdrehung vollständig getilgt werden (Bild 6). Alle anderen Ordnungen bleiben praktisch unbeeinflusst. Leider läßt sich die Ruckelneigung mit solch einem Fliehkraftpendel nicht verbessern, da die Ruckelerregung im allgemeinen breitbandig und nicht proportional der Drehzahl ist und somit nicht einer Ordnung zugeschrieben werden kann.

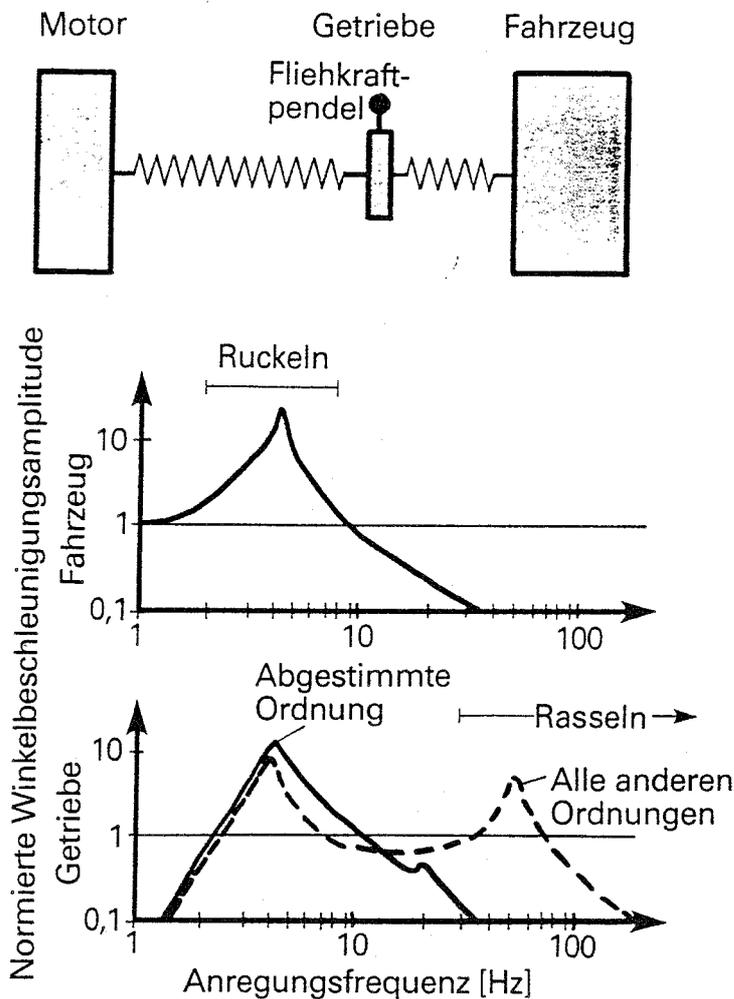


Bild 6:
Systemantwort mit
Fliehkraftpendel

Die Wirkungsweise des Fliehkraftpendels, auch Taylor- oder Sarazin-Pendel, wurde in vielen Arbeiten untersucht [z. B. 3 – 8]. Offensichtlich hat die Möglichkeit, eine ganze Ordnung für einen großen Frequenzbereich völlig auszulöschen, schon viele Entwickler in ihren Bann gezogen, ohne daß sich daraus eine praktisch verwertbare Lösung ergeben hätte. Auch LuK hat in dieser Richtung schon intensiv entwickelt [9]. Vielfältige Schwierigkeiten, wie z. B. Toleranzprobleme, zu große Pendelmassse und sehr große Schwingungsaussschläge bei niedrigen Drehzahlen, haben einen Erfolg verhindert.

Hydrodynamische Momentenübertragung

Die hydrodynamischen Kupplungen – Föttinger-Kupplungen und Wandler – stellen eine vollkommen andersartige Kopplung zwischen Motor und Getriebe dar. Es fehlt eine Feder als Energiespeicher, in der kurzzeitig – eine Voraussetzung für Schwingungen – potentielle Energie gespeichert werden kann. Resonanz zwischen Motor und Getriebe ist deshalb überhaupt nicht möglich. Damit aber ohne Verdrehelastizität überhaupt eine

Schwingungsisolierung erreicht werden kann, muß das Übertragungselement einen Schlupf zwischen Motor und Getriebe zulassen.

Die schwingungsisolierende Wirkung von Wandlern oder Föttinger-Kupplungen wird bei Automatikgetrieben ausgenutzt. Das Verhalten bei schwingender Anregung wird in der Literatur beschrieben [10 – 13]. Da, wie bekannt, der Wandler mit zunehmender Drehzahl immer steifer wird, ist die Schwingungsisolierung stark von der Drehzahl abhängig. Bild 7 zeigt ein typisches Beispiel. Niedrige Pumpendrehzahlen ergeben eine besonders gute Schwingungsisolierung. Dies wird jedoch mit einem großen Schlupf, also Energieverlust, erkauft.

Wie Bild 7 weiter erkennen läßt, wird nicht nur die hohe Resonanzfrequenz isoliert, sondern auch das Ruckeln bei niedrigen Frequenzen deutlich reduziert.

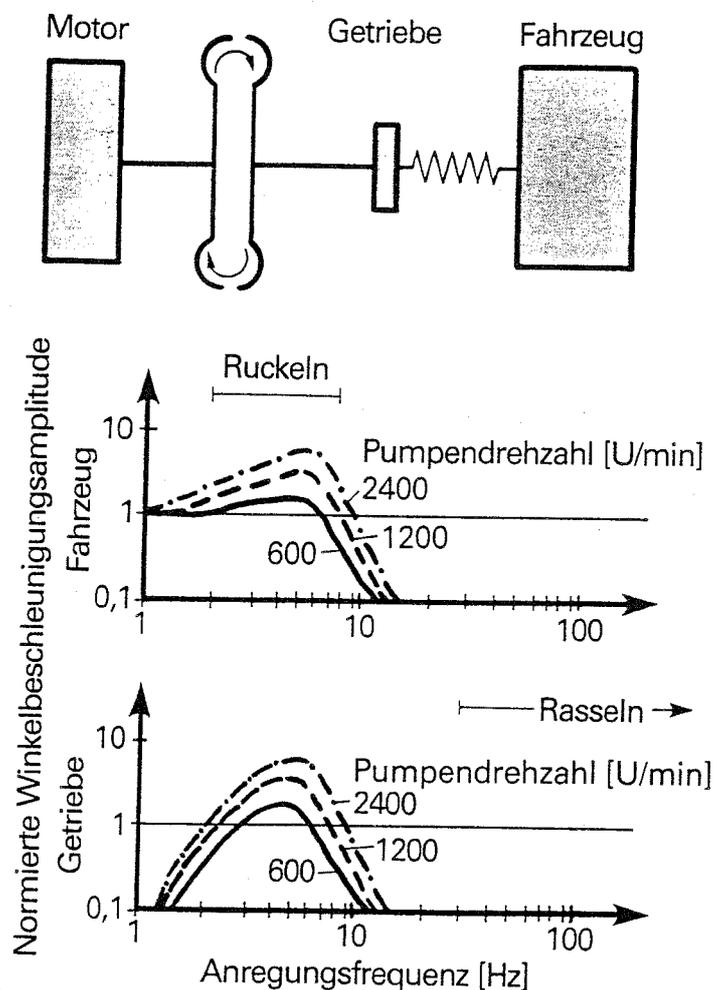


Bild 7:
Systemantwort mit
Föttinger-Kupplung

Hydrostatische Momentenübertragung

Anstatt hydrodynamisch kann die Kopplung zwischen Motor und Getriebe auch hydrostatisch erfolgen [14]. Dabei wird mit Hilfe einer Pumpe, deren Ölfluß gedrosselt ist, das Moment vom Pumpengehäuse auf die Antriebswelle übertragen. Bei der LuK-Konstruktion nach Bild 8 sind zwischen der primären und sekundären Schwungmasse mehrere parallel geschaltete Zahnradpumpen angeordnet. Der Schlupf kann durch fließkraftgesteuerte Drosseln variiert werden, die hier nicht dargestellt sind.

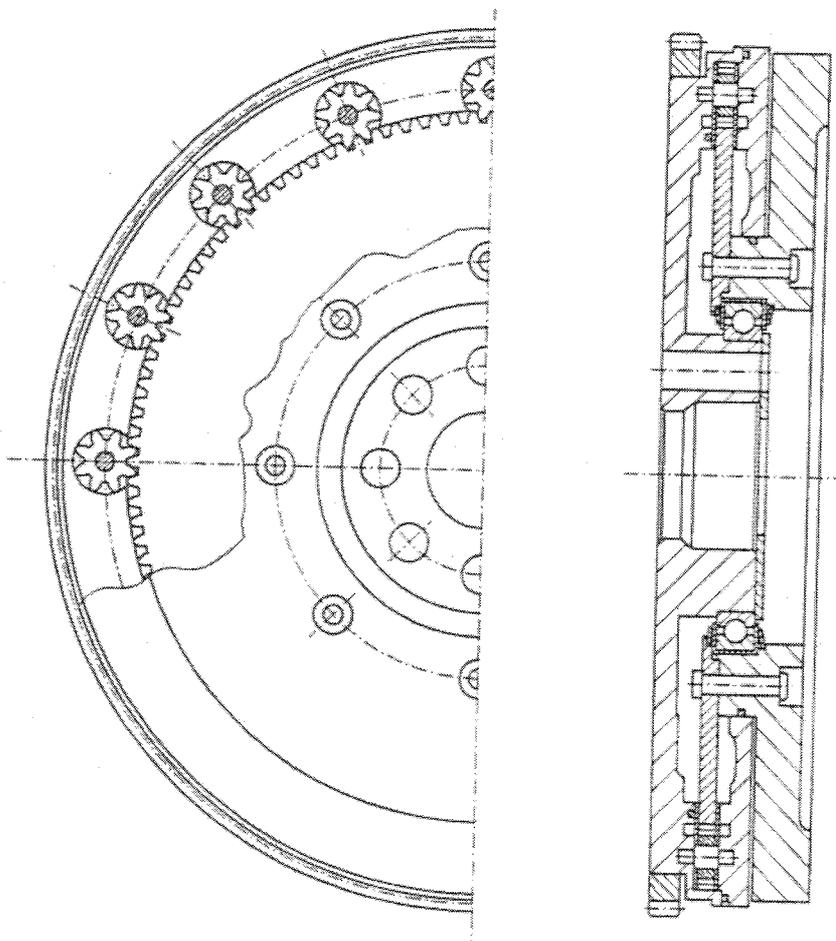


Bild 8:
Hydrostatisches
ZMS

Bild 9 zeigt die Beschleunigungsamplituden von Getriebe und Fahrzeug. Auch hier ist die Schwingungsisolierung umso besser, je größer die Schlupfdrehzahl, d. h. je weiter die Drossel geöffnet ist. Im Vergleich zum Wandler (Bild 7) fällt auf, daß bei hohen Frequenzen die isolierende Wirkung auf das Getriebe noch verhältnismäßig schlecht ist. Auch Ruckelschwingungen des Fahrzeugs werden nur bei sehr großem Schlupf beseitigt. Dies haben Messungen des Lastwechselvorgangs an

einem hydrostatischen Zweimassenschwungrad nach Bild 8 bestätigt (Bild 10). Der Drehzahlverlauf von Motor und Getriebe nach einem Gasstoß ist über der Zeit aufgetragen. In Bild 10 oben ist die Zahnradpumpe blockiert. Motor und Getriebedrehzahl haben deshalb den gleichen Verlauf. Nach dem Gasstoß ergibt sich eine starke Ruckelschwingung, die allmählich ausklingt.

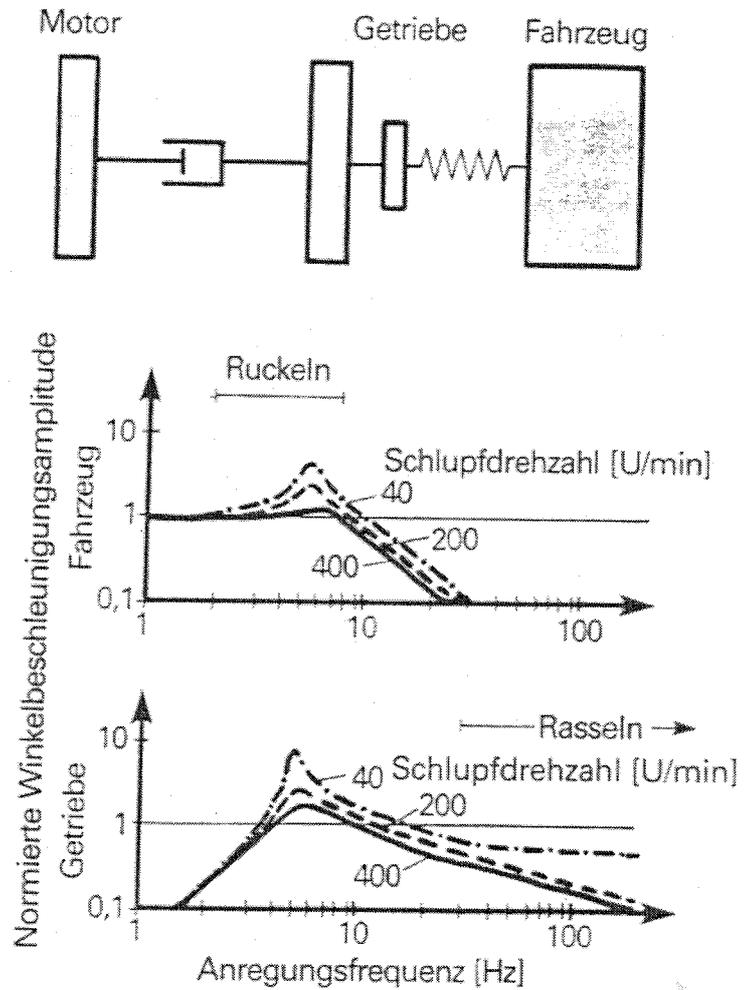


Bild 9:
Systemantwort mit hydrostatischem ZMS

In Bild 10 unten dagegen ist der gleiche Vorgang mit einem relativ großen Schlupf von 200 U/min wiedergegeben. Die Ruckelschwingung ist zwar deutlich gedämpft, aber noch lange nicht völlig beseitigt. Dies war nach Bild 9 auch nicht zu erwarten.

Der große Schlupf – erforderlich für eine gute Wirkungsweise – ergibt thermische Probleme, die durch die Reibungswärme der Kupplung noch verschärft werden. Bei hohen Temperaturen, z. B. bei extremen Fahrzuständen, sinkt die Viskosität aller bekannten Öle stark ab. Dies bewirkt einen noch größeren Schlupf und kann zu thermischer Zerstörung führen. Die Entwicklung rein hydrostatischer ZMS wurde deshalb bei LuK eingestellt.

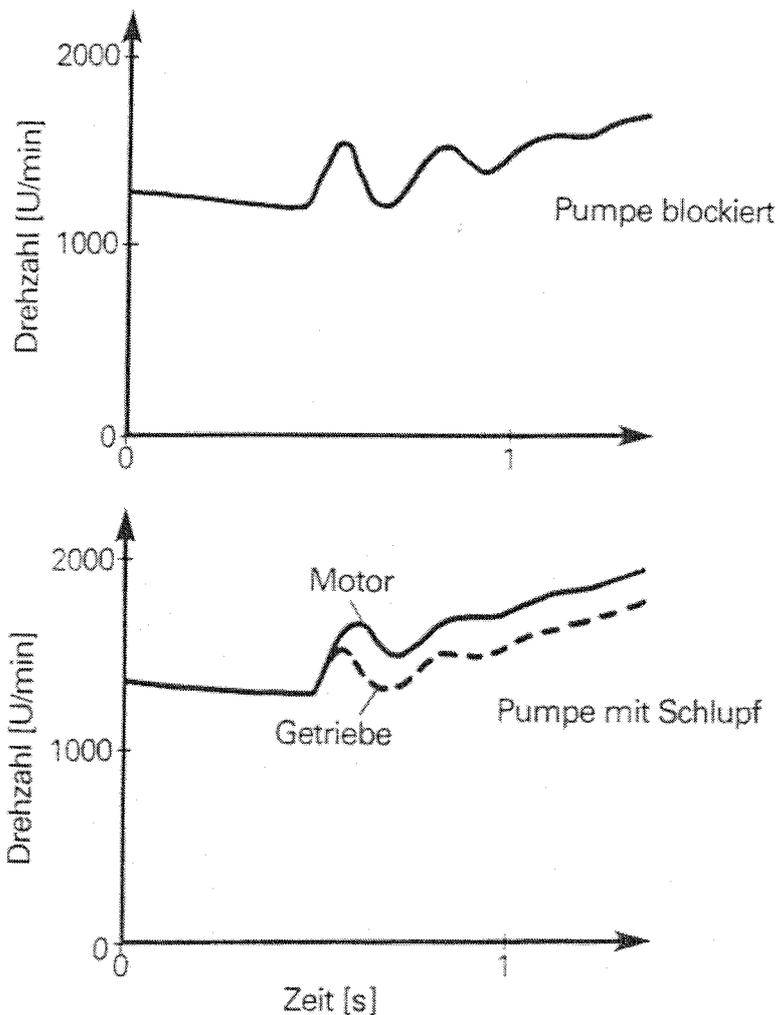


Bild 10:
Lastwechsel bei
hydrostatischem ZMS

Viskose Kupplung

Außer der hydrostatischen Pumpe kann auch eine viskose Kupplung im ZMS eingesetzt werden. Die mathematische Herleitung des Schwingungsverhaltens zeigt ein auf den ersten Blick überraschendes Ergebnis. Es ergibt sich genau das gleiche Verhalten wie bei hydrostatischer Übertragung. Die Erklärung für diese Übereinstimmung liefert die Tatsache, daß in beiden Fällen Kraft mittels Flüssigkeitsscherung übertragen wird. Dies ist bei der Pumpe nicht ohne weiteres zu erkennen, da die eigentliche Scherung in der Drossel erfolgt, die den Ölstrom steuert. Die Pumpe selbst wandelt die drehende Bewegung nur in einen Ölstrom um. Bei der viskosen Kupplung wird dagegen das Übertragungsmedium Öl direkt zwischen drehenden Platten geschert.

Wird die viskose Kupplung oder hydrostatische Pumpe nicht in einem ZMS, sondern in einer Kupplungsscheibe, also ohne sekundäre Schwungmasse, direkt zwischen Motor und Getriebe eingesetzt, ergibt sich eine

wesentlich schlechtere Schwingungsisolierung (Bild 11). Getrieberasseln ist bei akzeptablem Schlupf kaum zu beseitigen. Das Ruckeln des Fahrzeugs wird aber, ähnlich wie beim hydrostatischen ZMS, bei großem Schlupf verbessert.

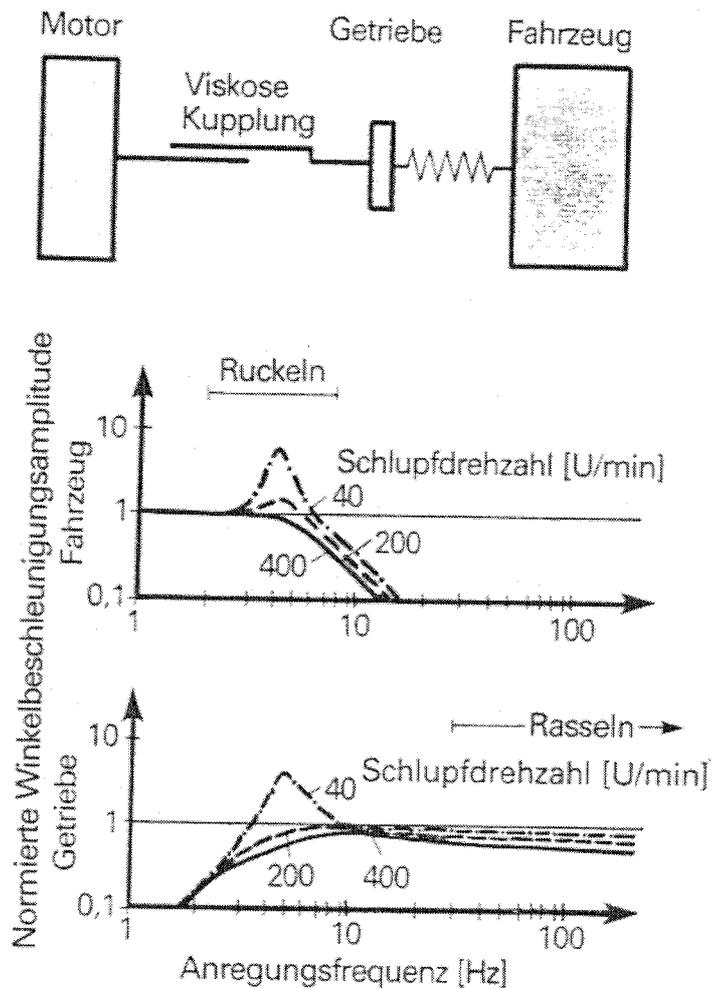


Bild 11:
Systemantwort
mit viskoser Kupplung

Schlupfgeregelte Kupplung

Die schlupfgeregelte Kupplung, der in dieser Vortragsreihe ein eigener Beitrag gewidmet ist, bietet völlig neue Möglichkeiten. Über den elektronischen Regelkreis läßt sich das Schwingungsverhalten des Antriebsstrangs in weiten Bereichen verändern. Bei einer optimalen Abstimmung – siehe Bild 12 – wird bei Anregungsfrequenzen von 5 Hz bereits eine Isolation erreicht. Sowohl Rasseln als auch Ruckeln lassen sich weitgehend beseitigen.

Es wäre jedoch falsch, bei noch kleineren Anregungsfrequenzen Isolation zu verlangen, denn dann könnte das Fahrzeug nur noch verzögert dem Fahrerwunsch nach Beschleunigung entsprechen. Bei niedrigen Anre-

gungsfrequenzen unter 1 Hz muß also die normierte Winkelbeschleunigungsamplitude des Fahrzeugs gegen den Wert 1 streben, damit ein konstantes Moment übertragen werden kann. Die Grenzfrequenz, bei der der steile Abfall in der Übertragungsfunktion auftritt, sollte deshalb bei ca. 2 – 5 Hz liegen.

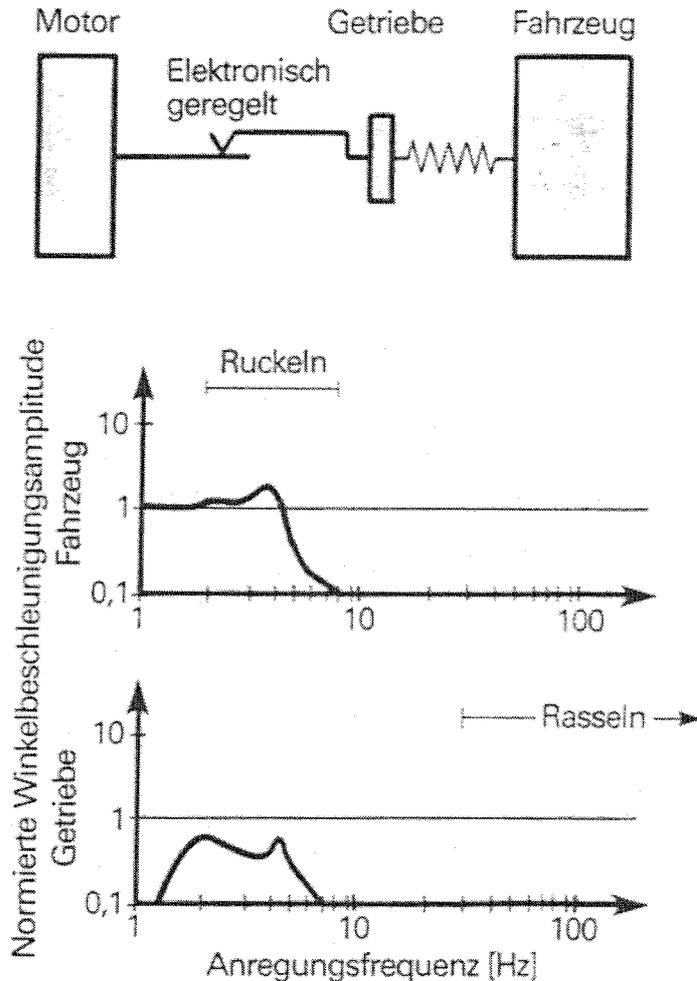


Bild 12:
Systemantwort
mit elektronisch geregelter
Schlupfkupplung

Vergleichende Darstellung schwingungsdämpfender Maßnahmen

Die heute bekannten Möglichkeiten zur Schwingungsisolation zwischen Motor und Getriebe lassen sich im wesentlichen in drei Hauptgruppen einteilen. Bei der ersten Gruppe werden Motor und Getriebe drehelastisch verbunden. Wie Bild 13 zeigt, spaltet sich diese Gruppe in den konventionellen Torsionsdämpfer und das federgekoppelte ZMS auf. Charakteristisch ist die starke Überhöhung an mehreren Resonanzstellen. Schwingungsisolation tritt erst deutlich über der größten Resonanzfrequenz auf.

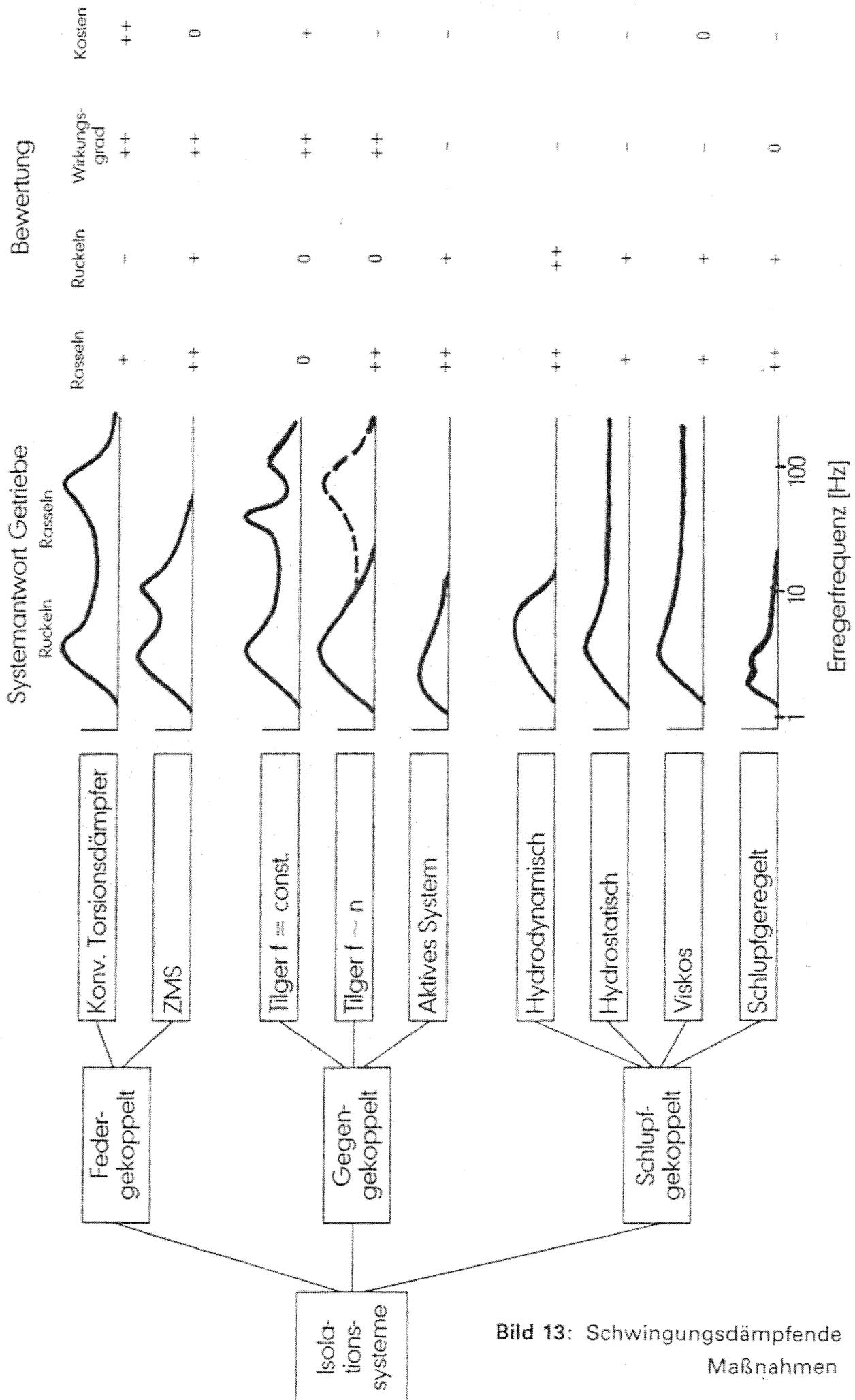


Bild 13: Schwingungsdämpfende Maßnahmen

Der Vorteil des ZMS liegt in der sehr viel früher beginnenden Isolation des Getriebes. Zudem läßt sich Ruckeln bei sehr flachen Federraten und geeigneter Dämpfung verbessern. Alle federgekoppelten Systeme haben einen sehr guten Wirkungsgrad. Die geringen Verluste infolge von Dämpfung fallen nicht ins Gewicht.

Bei der nächsten Hauptgruppe, den gegengekoppelten Systemen, steht nicht die Schwingungsisolierung zwischen Motor und Getriebe im Vordergrund. Bei diesen Systemen wird nämlich am Getriebe ein Gegenmoment eingeleitet. Dieses soll die vom Motor kommenden wechselnden Momente auslöschen. Bei den üblicherweise am Getriebeausgang eingesetzten Tilgern ist dieses Auslöschen und damit rassel freier Betrieb jedoch nur für eine feste Frequenz möglich.

Abhilfe würde hier das Fliehkraftpendel schaffen. Bei ihm ist die Tilgerfrequenz drehzahlproportional, so daß damit eine ganze Anordnungsreihe vollständig ausgelöscht werden kann. Für diese gilt dann die fast ideale Übertragungsfunktion. Andere Ordnungen werden jedoch nicht beeinflußt. Bei der Ausführung ergeben sich zur Zeit unlösbare Probleme und hohe Kosten.

Beides, Tilger und Fliehkraftpendel, sind passive Systeme. Es sind aber auch aktive gegengekoppelte Systeme denkbar, bei denen das Gegenmoment nicht durch eine elastisch angekoppelte Masse, sondern z. B. durch einen Aktuator oder Zusatzmotor erzeugt wird. Eine elektronische Regelung erzeugt zu den gemessenen Getriebebeschleunigungen ein gegenphasiges Moment und kann damit Torsionsschwingungen über einen großen Frequenzbereich völlig auslöschen. Der erhebliche technische Aufwand und der wegen der erforderlichen Energie für den Zusatzmotor schlechte Wirkungsgrad sind entscheidende Nachteile eines solchen Systems.

Im Antriebsstrang von Kraftfahrzeugen ist solch eine teure aktive Kompensation unseres Wissens noch nicht entwickelt worden. Bei Fahrwerken, aber auch Werkzeugmaschinen und Bauwerken, wird sie vereinzelt schon angewendet [15 – 17].

Bei der dritten Gruppe, den schlupfgekoppelten Systemen, tritt keine zusätzliche Resonanz auf. Dies ist der herausragende Vorteil, der allerdings mit Energieverlust und schlechtem Wirkungsgrad erkauft werden muß. Ein Vergleich zeigt die Vorteile von hydrodynamischem Wandler und elektronisch betätigter Reibungskupplung, insbesondere bei den höheren Rassel frequenzen. Niederfrequente Ruckelfrequenzen können bei großem Schlupf von allen Systemen gedämpft werden.

Bei der schlupfgeregelten Kupplung läßt sich, wie bereits erwähnt, der Schlupf und damit der Wirkungsgradverlust durch geeignete Kennfelder minimieren. Dafür liegen die Kosten für solch eine Lösung sehr hoch.

Kombinierte Systeme

Keines der in Bild 13 dargestellten Systeme kann nur Pluspunkte auf sich vereinen. Durch geschickte Kombination können jedoch Schwachstellen ausgeglichen werden. Solche Kombinationen sind sowohl in Reihen- als auch Parallelschaltung möglich. Teilweise werden einzelne Systeme in bestimmten Drehzahlbereichen hinzugeschaltet.

Ein Beispiel dafür ist der Wandler mit Überbrückungskupplung. Bei niedrigen Drehzahlen wird die gute schwingungsisolierende Wirkung des Wandlers ausgenutzt. Bei höheren Drehzahlen wird dem Wandler eine Überbrückungskupplung mit einem konventionellen Torsionsdämpfer parallel geschaltet, der jetzt das Moment vollständig ohne Schlupf überträgt und gleichzeitig bei den höheren Anregungsfrequenzen die Schwingungen herausfiltert. Damit kann zumindest in diesem Drehzahlbereich der energiezehrende Schlupf vermieden werden.

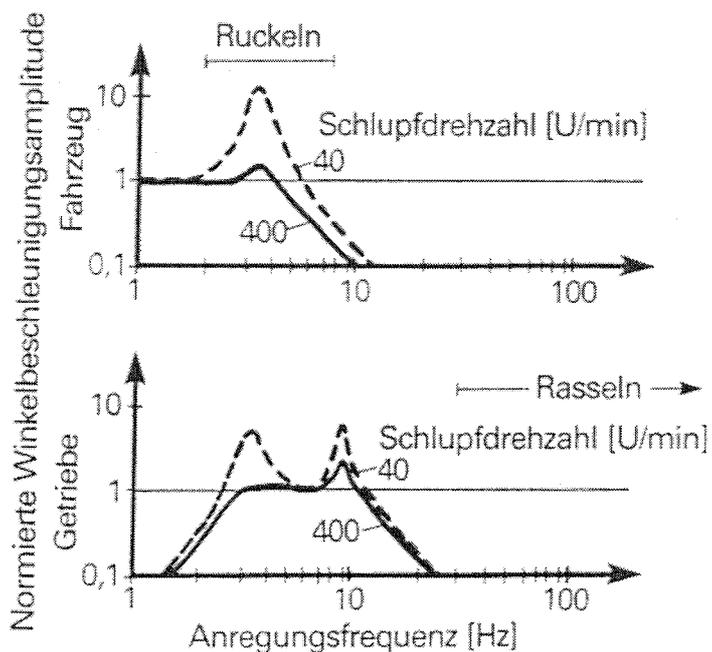
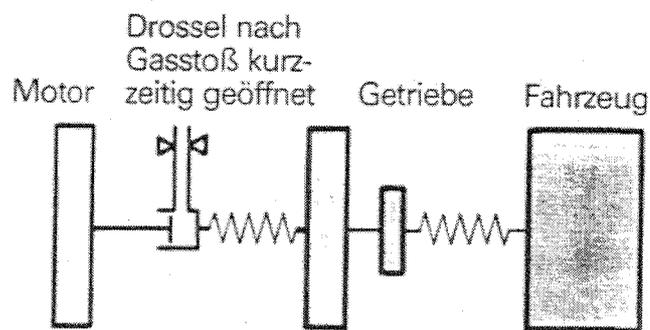


Bild 14:
Systemantwort
mit hydrostatischer Pumpe
und Feder

Aus den gleichen Gründen sollte bei einer elektronischen Schlupfregelung ein normaler Torsionsdämpfer in Reihe geschaltet werden. Tieffrequente Anregungsfrequenzen werden über die schlupfende Kupplung herausgefiltert. Mit den höherfrequenten Anteilen wird auch der Torsionsdämpfer fertig. Dann kann die Kupplung zur Vermeidung von Schlupf ganz geschlossen werden.

Eine weitere Kombinationsmöglichkeit zwischen feder- und schlupfgekoppelten Systemen ist in Bild 14 gezeigt. Eine hydrostatische Pumpe ist in einem ZMS in Reihe zu einer Drehelastizität geschaltet. Auf den ersten Blick scheint das nicht viel Sinn zu machen, da beide Systeme die niederfrequenten Ruckelschwingungen – zumindest bei akzeptablem Schlupf – nur unzureichend bekämpfen können. Hier läßt sich jedoch folgender Trick anwenden. Die Drossel der Pumpe ist im Normalzustand geschlossen, der Schlupf auf ein Minimum von ca. 10 U/min abgesenkt. Die Schwingungsisololation der Motorungleichförmigkeit wird vollständig von der Drehelastizität übernommen. Bei Laststößen, z. B. durch plötzliches Gasgeben, entsteht im gedrosselten Pumpenkreislauf ein Druckanstieg, der über ein Spezialventil die Drossel kurzzeitig öffnet und damit erhöhten Schlupf zur Vermeidung von Ruckelschwingungen zuläßt. Da sich die Drossel innerhalb weniger Sekunden selbständig wieder schließt, hält sich der gesamte Energieverlust in Grenzen.

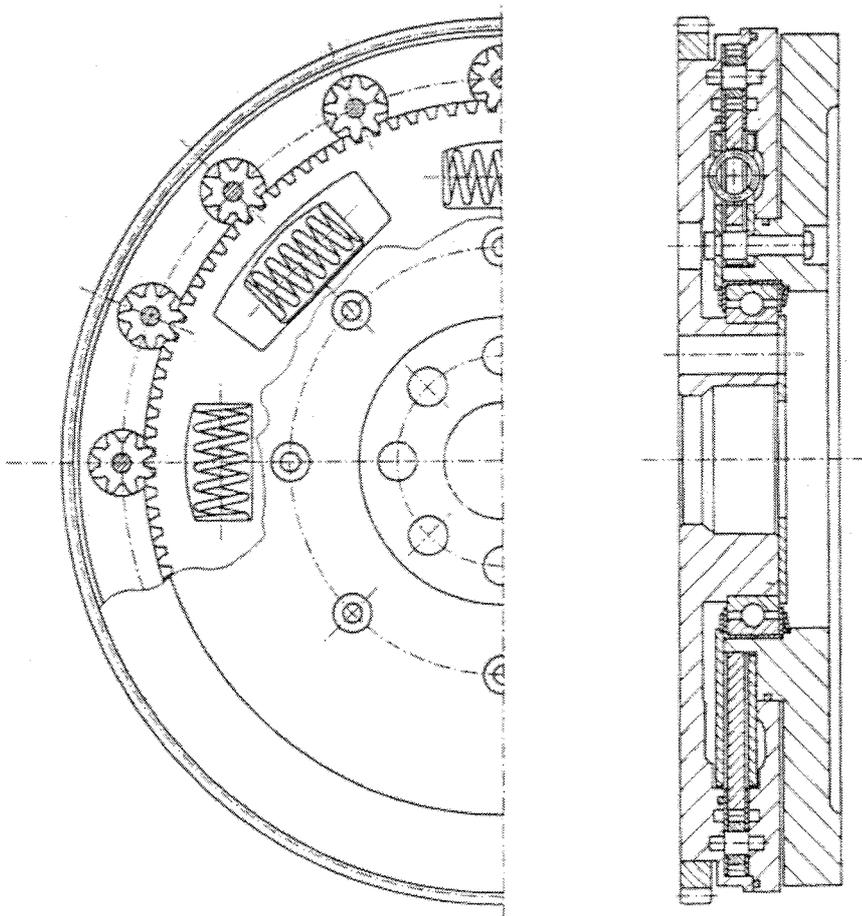


Bild 15:
Reihenschaltung
von hydrostatischer
Pumpe und Federn im
ZMS

Bild 15 zeigt eine solche Konstruktion. Die Zahnradpumpe ist außen, die Feder in Reihe radial innen angeordnet. Solche Kombinationen sind allerdings noch lange nicht serienreif und dürften bei Realisierung sehr teuer werden.

Zusammenfassung

Systeme zur Isolation von Torsionsschwingungen im Antriebsstrang eines Kraftfahrzeugs lassen sich in drei Gruppen einteilen:

- federgekoppelte Systeme, z. B. konventioneller Torsionsdämpfer, federgekoppeltes ZMS
- gegengekoppelte Systeme, z. B. Tilger oder Fliehkraftpendel
- schlupfgekoppelte Systeme, z. B. Wandler, Schlupfregelung oder viskose Kupplung

Bei federgekoppelten Systemen wird die Motorerregung über eine Verdrehelastizität aufgenommen. Energieverlust tritt praktisch nicht auf, da die in der Feder gespeicherte Energie wieder abgegeben wird. Die mit dem Energiespeicher zwangsläufig verbundene zusätzliche Resonanz kann zu Getrieberasseln führen. Durch Optimierung der Massenverhältnisse und extreme Reduzierung der Federrate bei den modernen Weitwinkel-ZMS können die zusätzlichen Resonanzstellen aus dem Fahrbereich verschoben werden, so daß kein Getrieberasseln mehr auftritt.

Bei gegengekoppelten Systemen wird am Getriebe ein Gegenmoment erzeugt. Technisch realisierbare Tilger haben eine eng begrenzte Wirkung und können nur in Einzelfällen eine deutliche Verbesserung des Getrieberasseln bringen.

Bei den schlupfgekoppelten Systemen wird die Ungleichförmigkeit des Motors über Schlupf aufgefangen. Resonanz zwischen Motor und Getriebe kann nicht auftreten. Bei großem Schlupf können auch niederfrequente Ruckelschwingungen gut gedämpft werden. Nachteilig sind der zwangsläufig dabei auftretende Energieverlust und die hohen Kosten.

In Zukunft dürften deshalb geeignete Kombinationen von schlupf- und federgekoppelten Systemen entwickelt werden, bei denen das schlupfende System nur eingeschaltet wird, solange niederfrequente Schwingungen bekämpft werden sollen.

Literatur:

- [1] Jürgens, G. und Fischer, R.
Vergleich verschiedener Systeme zur Verringerung von Triebstrangschwingungen, VDI-Berichte Nr. 697 (1988), S. 233
- [2] Schöpf, H.-J., Jürgens, G. und Fischer, R.
Optimierung der Komforteigenschaften des Triebstranges von Mercedes-Benz-Fahrzeugen mit Schaltgetriebe,
Automobiltechnische Zeitschrift 91 (1989), S. 568
- [3] Wilson, W.
Practical Solution of Torsional Vibration Problems, Chapman & Hall 1963
- [4] Rosean, M.,
Vibration in Mechanical Systems, Springer Verlag
- [5] Klotter, K.
Technische Schwingungslehre, Springer Verlag 1978
- [6] Kammerer, H.
Die Eigenfrequenzen bei Drehschwingungssystemen mit Fliehkraftpendeln, Dissertation, München 1941
- [7] Kraemer, O.
Schwingungstilgung durch das Taylor-Pendel, VDI-Zeitschrift, Band 82, Nr. 45 (1938)
- [8] Schick, W.
Wirkung und Abstimmung von Fliehkraftpendeln am Mehrzylinderndmotor, Ing.-Archiv, X. Band, 5. Heft (1939), S. 303
- [9] Ganghoff, P.
Untersuchung des Fliehkraftpendels als Schwingungstilger am Beispiel eines Fahrzeugantriebsstranges, Studienarbeit, Karlsruhe 1985
- [10] Condray, P. und Guesdon, M.
Determination of the Transfer Matrix of a Fluid Coupling, ASME Conference on Mechanical Vibration and Noise, Cincinnati, September 1985
- [11] Rohne, E.
Verhalten von Föttinger-Wandlern bei Laständerungen und Schwingungsvorgängen, Antriebstechnik 22 (1983) Nr. 12, S. 37
- [12] Hertz, R.
Untersuchung des dynamischen Verhaltens von Föttinger-Getrieben, Dissertation, Hannover, 1973
- [13] Niikura, Y. und Takemura, T.
An Analysis of the Torque Transfer Characteristics of Viscous Couplings, JSAE Review Vol 10 (1989), No. 3, S. 30
- [14] Petri, H. und Heidingsfeld, D.
The Hydraulic Torsion Damper, SAE-Congress 1989
- [15] Song, T. und Natke, H.
From Active Control to Active Structures, VDI-Berichte Nr. 695 (1988), S. 1
- [16] Janocha, H. und Gosebruch, H.
Aktive Dämpfung dynamischer Wechselwirkungen an Außenrundscheifmaschinen, VDI-Berichte Nr. 695 (1988), S. 105
- [17] Meller, I.,
Elektronisch gesteuerte Dämpfung im Kraftfahrzeug, VDI-Berichte Nr. 695 (1988), S. 171