

Kupplungsrupfen

Möglichkeiten zur Vermeidung

Dipl.-Ing. Paul Maucher

Die Beseitigung von Torsionsschwingungen im Kraftfahrzeug-Antriebsstrang und der dadurch erzeugten Geräusche ist ein vorrangiges Ziel in der Automobilentwicklung. In einem vorhergehenden Vortrag wurden verschiedene Arten von Torsionsschwingungen und deren Erreger genannt, darunter auch die Reibschwingungen im Antriebsstrang und die "rupfende Kupplung" als deren Erreger.

Diese Reibschwingungen, allgemein als Kupplungsrupfen bezeichnet, stellen ein Problem dar, das – obwohl es so alt ist wie der Automobilbau selbst – bis heute ungelöst ist. Die Beseitigung oder Verbesserung von Rupferscheinungen wird immer noch nach der zweifelhaften und zeitaufwendigen Methode des "try and error" betrieben. Bei der Umstellung von asbesthaltigen auf asbestfreie Beläge hat sich das Problem eher noch verschärft und bedarf daher dringend einer eingehenden systematischen Untersuchung.

Die folgenden Ausführungen befassen sich daher mit den durch rupfende Kupplungen verursachten Torsionsschwingungen im Kraftfahrzeug-Antriebsstrang, deren Ursachen und Gesetzmäßigkeiten. Die Untersuchungen sind auf Trockenreibungskupplungen beschränkt. Die gewonnenen allgemeinen Erkenntnisse gelten jedoch prinzipiell auch für in Öl laufende Kupplungen.

Erreger für die Rupfschwingungen

Bild 1 zeigt zunächst einen typischen Anfahrvorgang. Während des Einrückvorgangs der Kupplung, also in der Gleitphase, wird die Getriebewelle aus dem Stillstand auf Motordrehzahl beschleunigt. Bei der nicht rupfenden Anfahrt ist die Beschleunigung der Getriebewelle sehr gleichförmig – als gestrichelte Linie im Bild zu sehen. Bei der Anfahrt mit Rupfen treten dagegen Schwingungen in Form von periodischen Drehzahlschwankungen auf, die in der Regel andauern, bis das Getriebe die Motordrehzahl erreicht hat. Die Rupferscheinung äußert sich unangenehm durch eine wechselnde Fahrzeugbeschleunigung als Ruckeln und störendes Fahrzeuggeräusch. In der Literatur [1 – 3] findet man wenige Veröffentlichungen zum Thema Reibschwingungen, und deren Aussagen sind dazu widersprüchlich. Allgemein wird heute ein mit zunehmender Gleitgeschwindigkeit abfallender Reibwert der Kupplungsbeläge als Ursache des Rupfens angenom-

men. Dieser Verlauf wird in der folgenden Ausführung mit fallendem Reibwert bzw. negativem Reibwertgradienten bezeichnet.

Außer dem schon genannten fallenden Reibwert werden als weitere Ursachen für die Rupfschwingungen im Kraftfahrzeug-Antriebsstrang genannt:

- die Drehungleichförmigkeit des Motors
- Anpreßkraftschwankungen durch unparallele Kupplung und Kupplungs-scheibe
- zu schwache Dämpfung im Antriebsstrang.

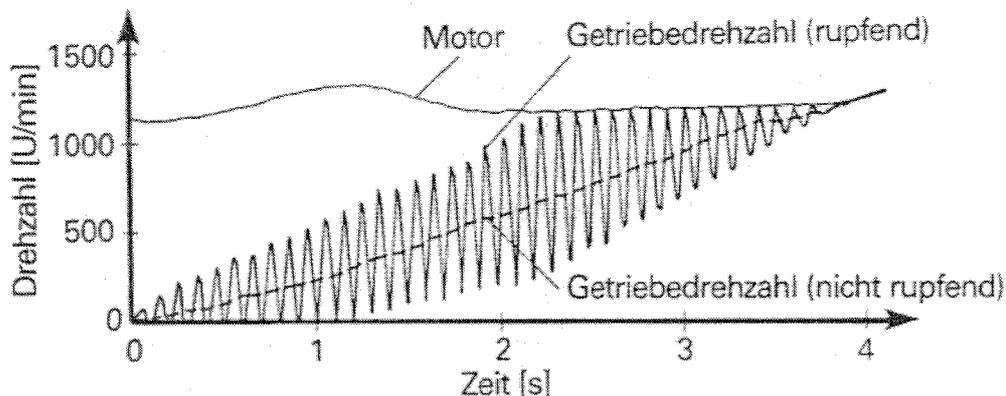
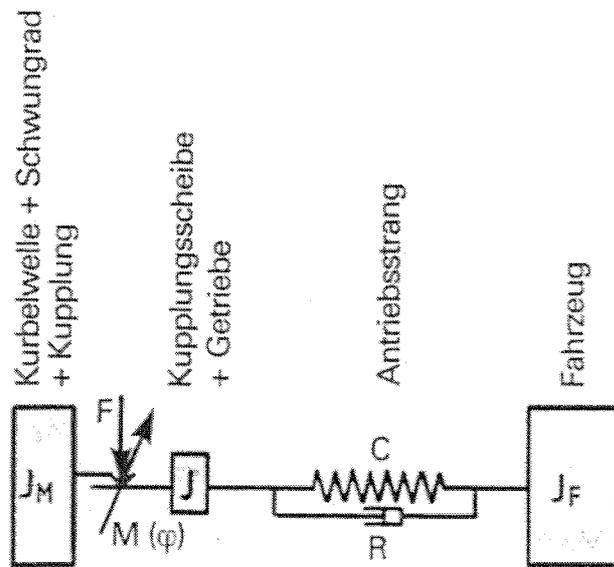


Bild 1: Anfahrvorgang mit und ohne Rupfschwingungen

Der Antriebsstrang im Kraftfahrzeug Das Reibschwingungsmodell

Zur anschaulicheren Darstellung der physikalischen Zusammenhänge des Kupplungsrupfens und der dadurch verursachten Reibschwingungen wird das Schwingungsmodell des Antriebsstrangs vereinfacht (Bild 2). Die Drehmassen der Kupplungsscheibe und des Getriebes sind zur Ersatzmasse J zusammengefaßt, die über ein Feder- und Dämpfungssystem mit der Fahrzeugmasse J_F verbunden ist. Die Masse J_F wird als ∞ angenommen, da sie gegenüber J sehr groß ist. Die Masse J_M der Kurbelwelle mit Schwungrad und Kupplung wird ebenfalls als sehr groß und damit konstant drehend betrachtet.

Schwingungsmodell



$$\text{Kupplungsmoment } M(\varphi) = F \cdot 2 \cdot r \cdot \mu(\varphi)$$

Bild 2:

Einfaches Schwingungsmodell des Antriebsstrangs

zugehörige Differentialgleichung

$$J \cdot \ddot{\varphi} + R \cdot \dot{\varphi} + C \cdot \varphi = M(\varphi) = F \cdot 2 \cdot r \cdot \mu(\varphi)$$

Beim Anfahrvorgang erzeugt die Kupplungsscheibe mit dem Motor durch die nur teilweise geschlossene Kupplung eine reibende Verbindung. Das Reibmoment M der Kupplung wird über die Anpreßkraft F eingestellt.

Kraftübertragung durch Reibung

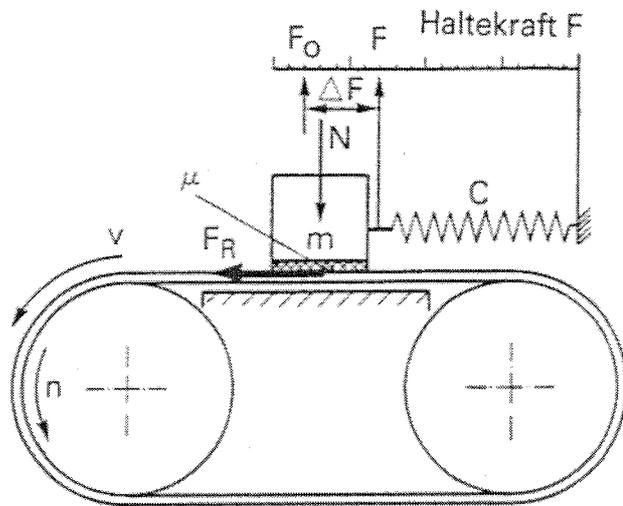
Wirkung des fallenden Reibwertes im Schwingungssystem

Zur Drehmomentübertragung ist der Reibbelag mit seinem Reibwertverlauf das wesentliche Element. Für die stationäre Kraftübertragung spielen Reibwertschwankungen keine Rolle, im Gegensatz zum Einkuppelvorgang beim Anfahren des Kraftfahrzeugs.

Anhand eines einfachen Modells nach Bild 3, das auch im vorhergehenden Vortrag schon verwendet wurde, soll die prinzipielle Wirkung des Reibwertverlaufs im schwingungsfähigen System erläutert werden.

Auf ein über Rollen angetriebenes Band wird ein Körper mit der Normalkraft N angedrückt. Der Körper ist über eine Feder elastisch abgestützt. Im Hinblick auf den Reibwert wird folgende Annahme getroffen:

Der Reibwert der Ruhe ist am größten und fällt mit zunehmender Gleitgeschwindigkeit ab.



Maximale Reibkraft $F_{R0} = N \cdot \mu_0$
 Minimale Reibkraft $F_R = N \cdot \mu$

$$\Delta F = F_0 - F = N (\mu_0 - \mu)$$

Bild 3:

Wirkung des abfallenden Reibwerts im Schwingungssystem

Wird nun das Band mit einer konstanten Geschwindigkeit angetrieben, so bewegt sich der Körper zunächst mit, wobei die zwischen Körper und Band wirkende statische Reibkraft F_R die Feder auslenkt. Sobald die Haltekraft F_0 die maximale Reibkraft $F_{R0} = N \mu_0$ erreicht, wird der Körper in seiner Bewegung angehalten. Da das Band sich weiterbewegt, entsteht eine Relativbewegung zwischen Körper und Band. Der Reibwert wechselt vom statischen zum kleineren dynamischen Reibwert. Die zwischen Körper und Band wirkende Reibkraft reduziert sich dadurch, der Körper wandert in Richtung seiner ursprünglichen Lage zurück. Seine Gleitgeschwindigkeit relativ zum Band erhöht sich so lange, bis ein neues Gleichgewicht entsteht. Der Körper kommt zum Stillstand, wodurch sich die Gleitgeschwindigkeit zwischen Körper und Band wieder verringert. Der Reibwert und damit die Reibkraft steigt wieder. Dadurch wird der Körper vom Band erneut mitgenommen. Der gleiche Vorgang wiederholt sich. So entsteht eine periodische Hin- und Herbewegung des federnd abgestützten Körpers, die durch den mit zunehmender Gleitgeschwindigkeit fallenden Reibwert verursacht wird. Dies ist die Erklärung für die selbsterregte Reibschwingung.

Der Reibwertgradient

Für die nachfolgenden Berechnungen und deren Bewertung sowie zur Prüfung und Beurteilung von Belagwerkstoffen auf ihre Rupfeigenschaft ist eine allgemein verwendbare Kenngröße für den gleitgeschwindigkeitsab-

hängigen Reibwertverlauf erforderlich (Bild 4). Dieser gleitgeschwindigkeitsabhängigen Reibwertverlauf wird definiert als Reibwertgradient

$$\mu' = \frac{\Delta \mu}{\Delta v} = \frac{\mu_2 - \mu_1}{v_2 - v_1} \text{ [s/m]}.$$

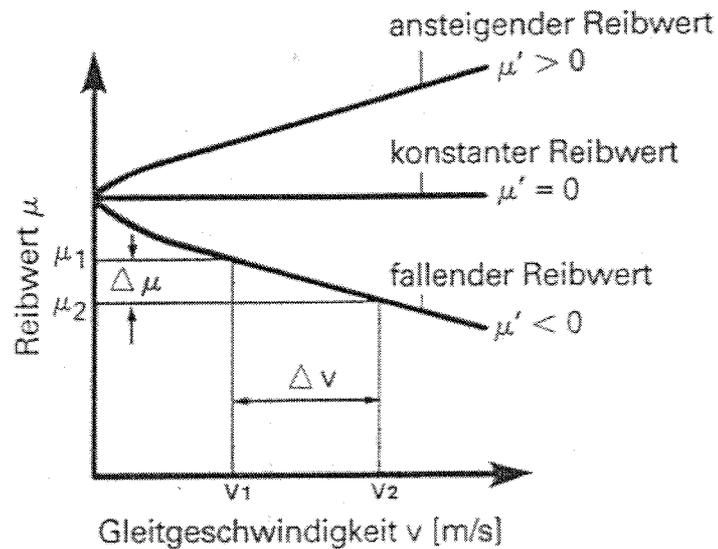


Bild 4:
Reibwertgradient μ'

Steigt der Reibwert mit zunehmender Gleitgeschwindigkeit an, so ist $\mu' > 0$, der Reibwertgradient also positiv. Fällt der Reibwert mit zunehmender Gleitgeschwindigkeit ab, so ist $\mu' < 0$, also negativ.

Für konstanten Reibwert über der Gleitgeschwindigkeit – wie es das Coulomb'sche Gesetz beschreibt – ist $\mu' = 0$.

Reibschwingungsberechnung

Das Reibschwingungsverhalten des vereinfachten Antriebsstrangs nach Bild 2 wird von folgenden Faktoren beeinflusst:

- Reibwertgradient μ'
- Dämpfung R
- Masse J
- Strangsteifigkeit C
- Anpreßkraft F bei rutschender Kupplung

Die Torsionsschwingungen dieses Schwingungsmodells werden durch die Differentialgleichung

$$J \cdot \ddot{\varphi} + R \cdot \dot{\varphi} + C \cdot \varphi = M(\varphi)$$

beschrieben.

Dabei ist $M(\varphi) = F \cdot 2 \cdot r \cdot \mu(\varphi)$ das mit der Gleitgeschwindigkeit veränderliche Kupplungsmoment, das als Schwingungserreger wirkt.

Für sämtliche Berechnungen ist die Kupplungsgröße $\varnothing 200$ mit einem Reibradius $r = 84,5 \text{ mm}$ zugrunde gelegt.

Bild 5 zeigt Simulationsrechnungen für eine Motordrehzahl von 1000 U/min , eine Abtriebsdrehzahl von 750 U/min und eine Anpreßkraft von 1500 N . In Form einer Matrix wurden die Dämpfung und der Reibwertgradient variiert. Nach unten fällt der Reibwertgradient von 0 bis $-15 \cdot 10^{-3} \text{ s/m}$ ab, nach rechts steigt die Dämpfung von $0,005 - 0,3 \text{ Nms}$ an. Die Teilbilder der Matrix zeigen jeweils die Drehzahlsschwingung der Kupplungsscheibe über der Zeit. Für $\mu' = 0$ treten, unabhängig von der Dämpfung, keine oder nur sehr geringe Schwingungen auf. Mit fallendem Reibwertgradienten nehmen diese zu, verringern sich aber mit steigender Dämpfung wieder. Ab einer bestimmten Dämpfung, die umso größer ist, je kleiner der Reibwertgradient ist, verschwinden sie vollständig.

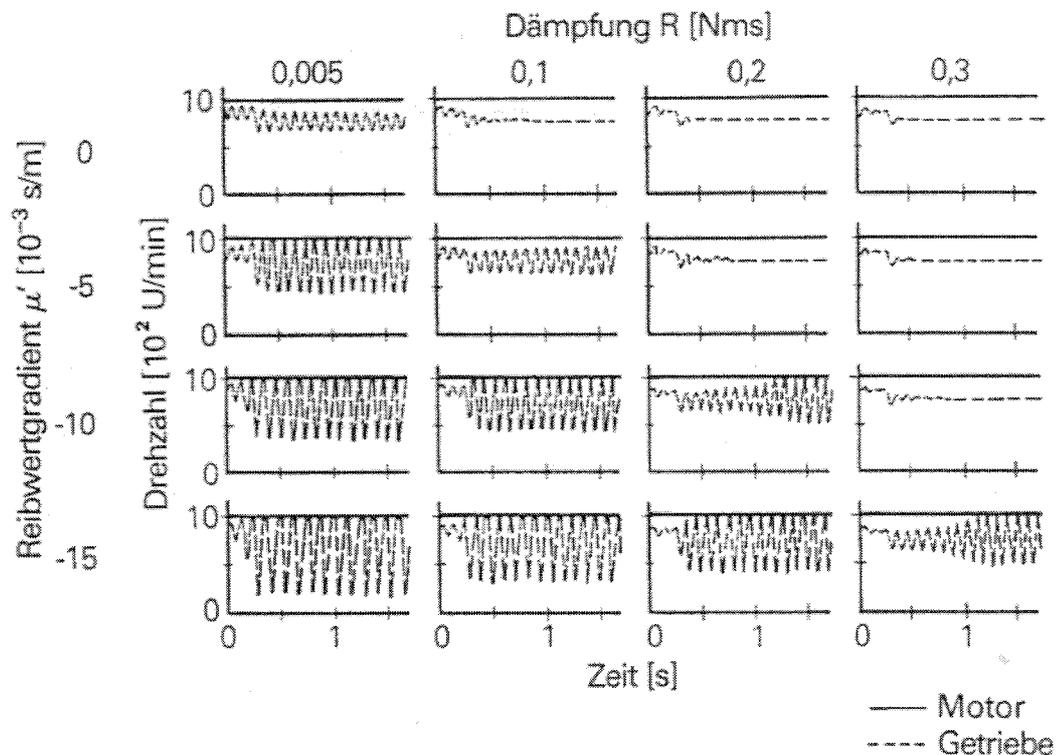


Bild 5: Drehschwingungen, abhängig von der Dämpfung und dem Reibwertgradienten

Unter der Annahme, daß μ' über der Gleitgeschwindigkeit konstant ist, d.h. der Reibwert über der Gleitgeschwindigkeit linear abfällt, erhält man aus der Differentialgleichung für das Auftreten von Reibschwingungen die Grenzbedingung

$$R = -2 \cdot F \cdot r^2 \cdot \mu'$$

Ist die Dämpfung $R > -2 \cdot F \cdot r^2 \cdot \mu'$, so ergibt sich ein schwingungsloses Verhalten.

Ist dagegen die Dämpfung $R < -2 \cdot F \cdot r^2 \cdot \mu'$, so treten Reibschwingungen auf. Je größer die momentan herrschende Anpreßkraft F ist, desto größer wird die zur Vermeidung von Reibschwingungen erforderliche Dämpfung. In Bild 6 ist diese Grenzbedingung über der Dämpfung und dem Reibwertgradienten aufgetragen. Die Linien $R = -2 \cdot F \cdot r^2 \cdot \mu'$ stellen für die Anpreßkraft $F = 1000 \text{ N}$ gestrichelt, für $F = 1500 \text{ N}$ durchgezogen und für $F = 2000 \text{ N}$ strichpunktiiert die jeweilige Grenze für Reibschwingungen dar. Unterhalb der Grenze treten Reibschwingungen auf, der Bereich oberhalb ist schwingungsfrei. Für die Anpreßkraft $F = 1500 \text{ N}$ ist der Reibschwingungsbereich schraffiert.

Bild 6 zeigt, daß der Reibschwingungsbereich durch die drei Größen Dämpfung, Reibwertgradient und Anpreßkraft bestimmt ist.

Ganz allgemein läßt sich folgende Aussage treffen: Für positive Reibwertgradienten, d. h. $\mu' > 0$, treten nie Reibschwingungen auf. Für negative Reibwertgradienten, d. h. $\mu' < 0$, treten Reibschwingungen in einem Sektor auf, der sich mit steigender Anpreßkraft vergrößert.

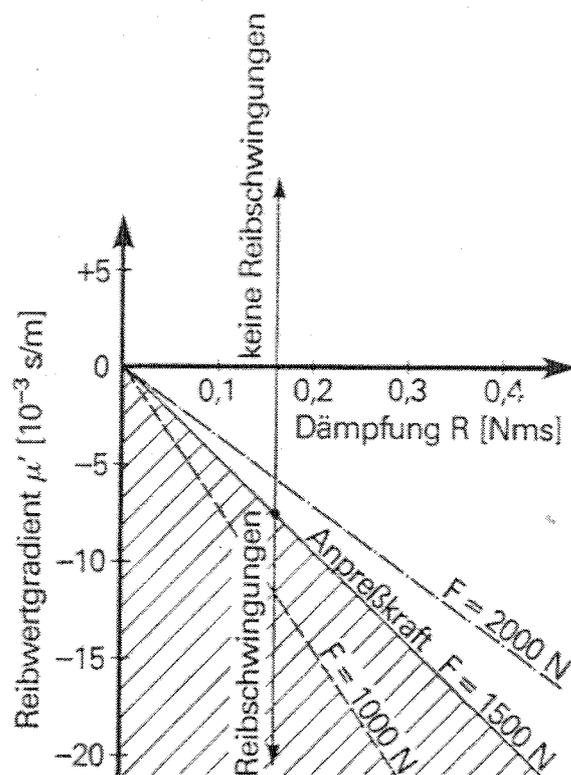


Bild 6:

Reibschwingungsbereich in Abhängigkeit von der Dämpfung, der Anpreßkraft und dem Reibwertgradienten

Den Einfluß der Drehsteifigkeit und des Massenträgheitsmoments im Schwingungssystem bei angenommenem konstantem Reibwertgradienten und konstanter Dämpfung zeigt Bild 7. Die Drehzahlschwankung fällt sowohl mit zunehmender Drehsteifigkeit, wie im oberen Teilbild zu sehen

ist, als auch, wie im unteren Teilbild dargestellt, mit steigender Massenträgheit nur leicht ab. Durch Änderungen der Drehsteifigkeit und des Massenträgheitsmoments ist daher eine spürbare Verbesserung des Rupfverhaltens kaum zu erwarten.

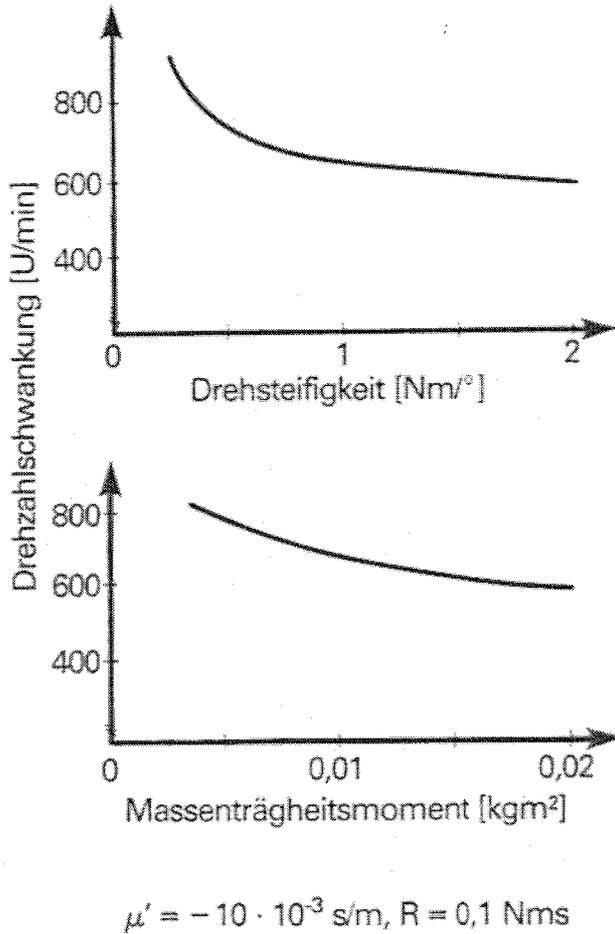


Bild 7:
Drehzahlschwankung, abhängig von der Verdrehsteifigkeit und dem Massenträgheitsmoment

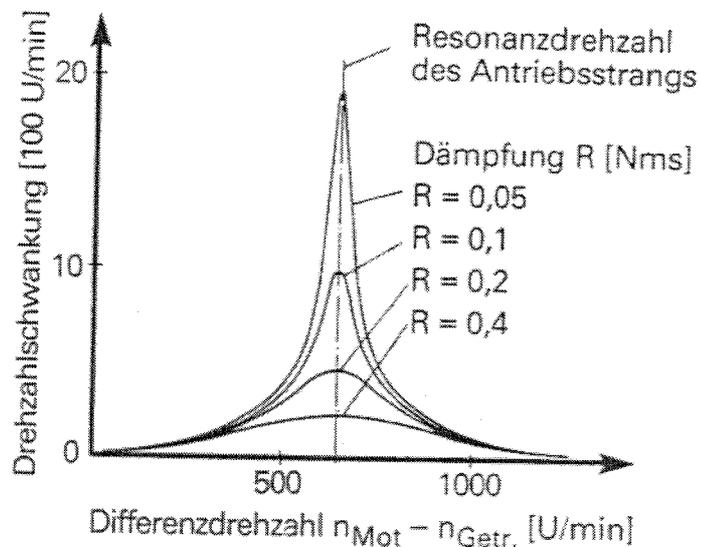
Bei den bisherigen Schwingungsberechnungen wurde die Anpreßkraft als konstant angesetzt und damit als möglicher Erreger ausgeschlossen. Das folgende Beispiel zeigt, daß auch bei konstantem Reibwertverlauf ($\mu' = 0$) Reibschwingungen möglich sind. Wird z. B. eine unparallele Kuppelungsscheibe mit einer unparallelen Kupplungsdruckplatte gepaart, so entsteht eine mit einer Frequenz pulsierende Anpreßkraft, die der Differenzdrehzahl zwischen Motor und Getriebe entspricht.

In Bild 8 ist der Einfluß auf die Drehzahlschwankung über der Differenzdrehzahl zwischen Motor und Getriebe gezeigt. Gerechnet wurde mit einer Anpreßkraft von 1500 N, die sich periodisch um $\pm 5\%$ ändert.

Bei der Differenzdrehzahl, die der Resonanzdrehzahl des Antriebsstrangs entspricht, erscheinen Drehzahlschwankungen, deren Höhe von der Dämpfung abhängig ist und die beidseitig der Resonanzdrehzahl schnell abnehmen.

Bild 8:

Drehschwingungen, erregt durch Anpreßkraftschwankungen



So verursachte Reibschwingungen treten bei genau definierten Differenzdrehzahlen zwischen Motor und Getriebe auf. Diese Ursache kann deshalb durch Schwingungsmessungen im Fahrzeug leicht nachgewiesen werden.

! Untersuchungen auf dem Ruppprüfstand zur Ermittlung des Reibwertgradienten

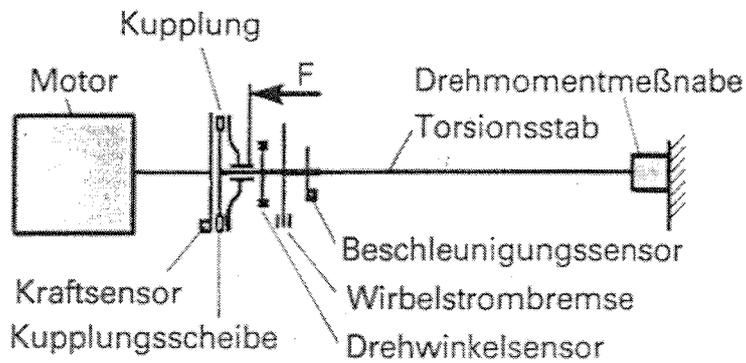
Auf den heute bei der Belagentwicklung eingesetzten Prüfständen lassen sich die beim Ruppen auftretenden großen Drehzahlschwingungen mit Frequenzen von ca. 10 Hz nicht darstellen. Außerdem sind anstelle der selbst-erregten Schwingungen nur erzwungene möglich. Sie sind deshalb für die Ermittlung des Reibwertgradienten nicht geeignet.

Zur Untersuchung der Reibschwingungen und speziell zur Ermittlung des Reibwertgradienten wurde daher von LuK ein neuer Prüfstand entwickelt. Den schematischen Aufbau des Prüfstands, das Schwingungsmodell und die zugehörige Differentialgleichung zeigen Bild 9.

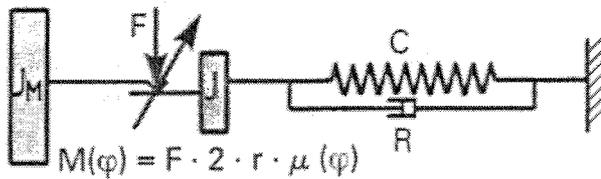
Die Kupplung wird über einen in der Drehzahl regelbaren Elektromotor angetrieben. Die Kupplungsscheibe ist abtriebsseitig mit einem Ende eines langen Torsionsstabes verbunden, der den drehweichen Antriebsstrang simuliert. Am Torsionsstab sind zur Messung der Drehbewegung je ein Drehwinkel- und ein Beschleunigungssensor befestigt. Mit einer Wirbelstrombremse kann eine geschwindigkeitsproportionale Dämpfung eingestellt werden. Das andere Ende des Torsionsstabes ist über eine Drehmomentmeßnabe verdrehfest eingespannt. Die Kupplungsanpreßkraft ist einstellbar und wird über Kraftsensoren erfaßt.

Die Verdrehsteifigkeit C des Torsionsstabes entspricht etwa dem Antriebsstrang eines mittleren PKW. Im Massenträgheitsmoment J sind Kupplungsscheibe und Getriebe zusammengefaßt.

Reibschwingungsprüfstand



Schwingungsmodell



$$M(\varphi) = F \cdot 2 \cdot r \cdot \mu(\varphi)$$

$$J \cdot \ddot{\varphi} + R \cdot \dot{\varphi} + C \cdot \varphi = M(\varphi) = F \cdot 2 \cdot r \cdot \mu(\varphi)$$

Bild 9:

Reibschwingungsprüfstand
und Schwingungsmodell

Ein typisches Versuchsergebnis mit einem rupfenden Belag zeigt Bild 10 für eine Antriebsdrehzahl von 500 U/min. Die Kupplungsscheibe schwingt mit einer Amplitude von 500 U/min und erreicht die Motordrehzahl in jeweils kurzen Haftphasen.

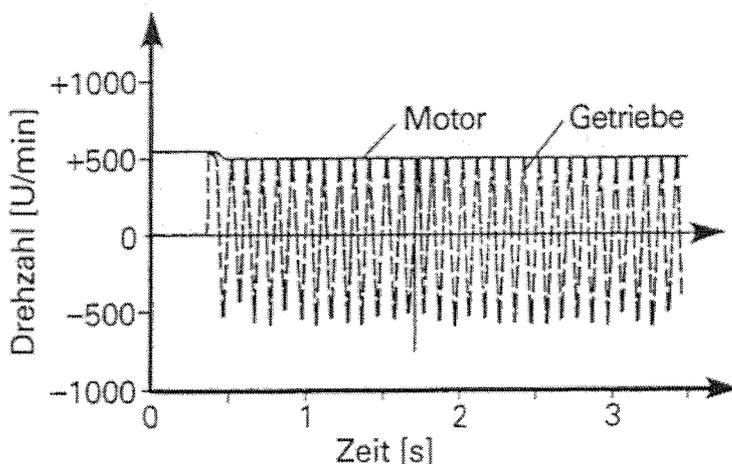


Bild 10:

Drehzahlverlauf beim
Rupfen

Ein Ausschnitt aus dieser Messung ist in Bild 11 oben schematisch dargestellt. Zeitsynchron ist darunter der Verlauf der Differenzdrehzahl wiedergegeben. Mit den gemessenen Verläufen des Verdrehwinkels und der Beschleunigung der Kupplungsscheibe kann aus der Differentialgleichung das Kupplungsmoment zu jedem Zeitpunkt berechnet und damit der Reibwertverlauf über der Zeit bestimmt werden. Dieser ist im unteren Teilbild aufgetragen. Der Reibwert pulsiert periodisch mit der Frequenz der Reibschwingungen und ist jeweils am höchsten bei minimaler und am tiefsten bei maximaler Gleitgeschwindigkeit.

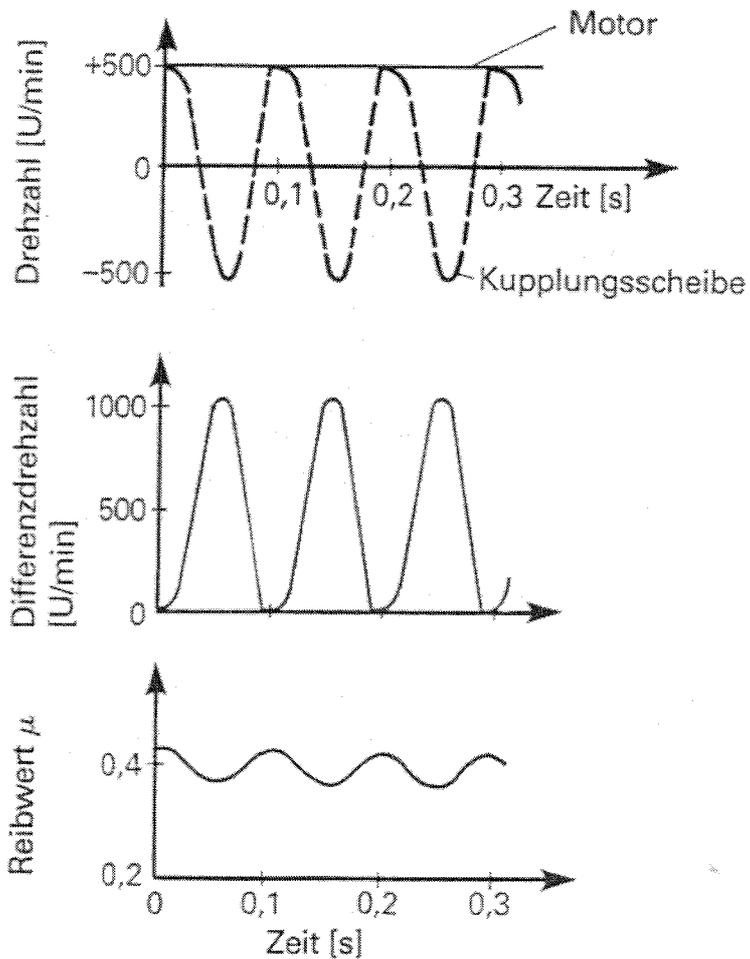


Bild 11:
Drehzahl-, Differenzdrehzahl- und Reibwertverlauf beim Reibschwingungsversuch

Bild 12 zeigt den Reibwert über der Gleitgeschwindigkeit für eine Periode. Für zunehmende und abnehmende Gleitgeschwindigkeit ergibt sich meist ein nahezu deckungsgleicher Verlauf. In diesem Beispiel fällt der Reibwert mit zunehmender Gleitgeschwindigkeit.

Aus dem Reibwertverlauf ergibt sich der Reibwertgradient

$$\mu' = \frac{\Delta \mu}{\Delta v} = \frac{\mu_2 - \mu_1}{v_2 - v_1} = \frac{0,37 - 0,43}{8 \text{ m/s} - 0 \text{ m/s}} = -7,5 \cdot 10^{-3} \text{ [s/m]}$$

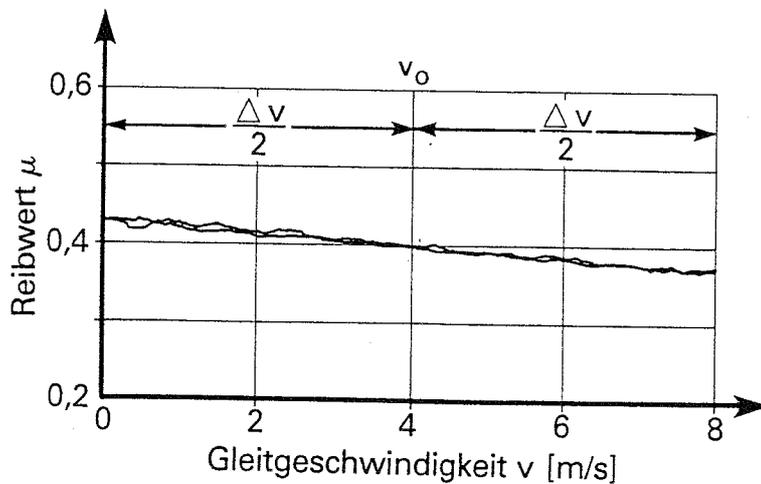


Bild 12:
Reibwertverlauf und Reibwertgradient

Im Versuch treten, wie aus Bild 10 schon deutlich wurde, erkennbare Amplitudenschwankungen zwischen den einzelnen Schwingungen auf, deren Ursache in geringen Schwankungen von μ' zu suchen ist. Die Streuung für μ' lag bei diesem Versuch zwischen $-8,5 \cdot 10^{-3}$ s/m und $-7 \cdot 10^{-3}$ s/m. Der Reibwertgradient μ' muß daher durch Mittelung der Werte aus mehreren Schwingungen gebildet werden.

Für die gebräuchlichen Serienbeläge wurde der Reibwertgradient nach diesem Verfahren ermittelt. Die Anpreßkraft war stets 1500 N. Temperatur und Drehzahl wurden variiert.

Für zwei Beläge sind die Resultate in Bild 13 gezeigt. Beim Belag A handelt es sich um eine rupfunempfindliche Qualität, mit der zahlreiche Problemfälle erfolgreich gelöst wurden, während Belag B nur in rupfunempfindlichen Fahrzeugen verwendbar ist. In den Teilbildern ist jeweils der Reibwertgradient μ' für eine Temperatur von 40°C , 60°C , 80°C und 100°C über der Drehzahl von 200 U/min bis 800 U/min gezeigt.

Besonders auffällig ist im Vergleich beider Teilbilder der sehr große Niveauunterschied des Reibwertgradienten beider Beläge mit sehr niedrigen μ' -Werten für den Belag B im Vergleich zum Belag A.

Wie im oberen Teilbild zu sehen, steigt für Belag A der Reibwertgradient μ' mit zunehmender Drehzahl leicht an und fällt bei Temperaturanstieg geringfügig ab. Im unteren Temperaturbereich sind die μ' -Werte positiv. Nur bei höheren Temperaturen, ab etwa 80°C , und kleinen Differenzdrehzahlen treten negative, d. h. fallende Reibwerte auf.

Für den Belag B ergeben sich nur negative Reibwertgradienten, die sowohl über der Drehzahl als auch über der Temperatur ansteigen. Der tiefste Wert tritt hier bei der niedrigsten Drehzahl und Temperatur auf.

Die Versuche zur Ermittlung des Reibwertgradienten erfaßten bisher einen begrenzten Drehzahl- und Temperaturbereich und müssen zur Abdeckung des gesamten Beanspruchungsspektrums erweitert werden. Die vorliegen-

den Werte für die Reibwertgradienten stellen jedoch heute schon eine ausgezeichnete Möglichkeit zur Beurteilung des Rupfverhaltens von Reibwerkstoffen dar.

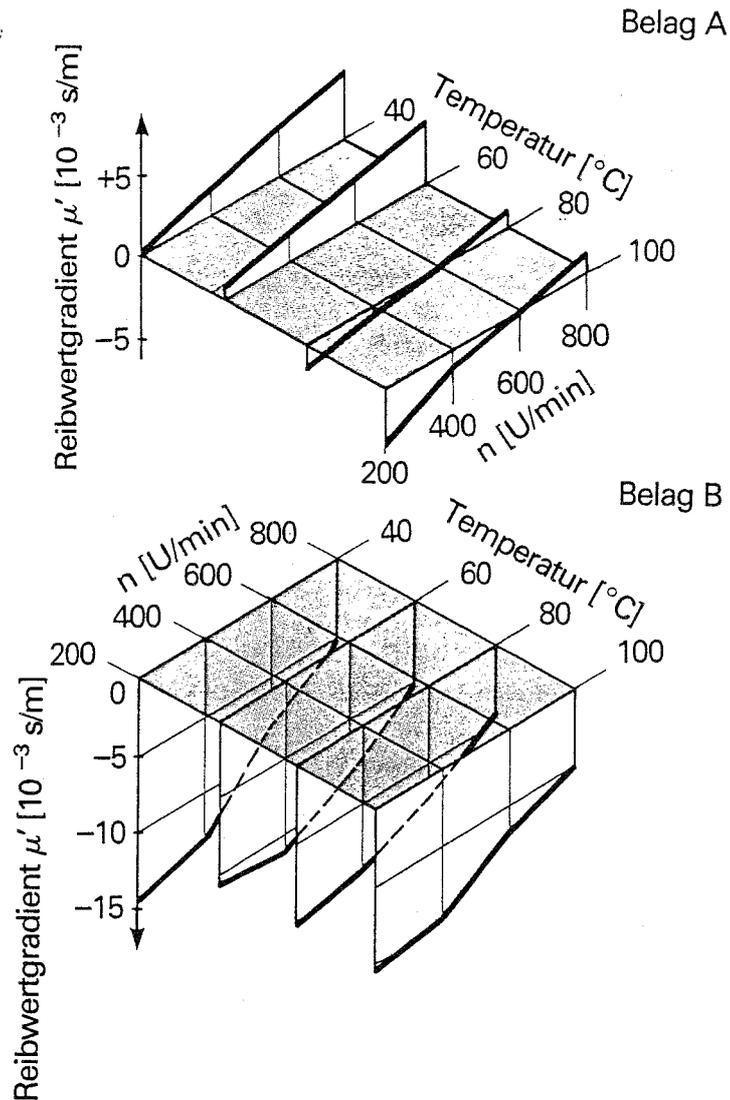


Bild 13:
Reibwertgradient μ'
Vergleich Belag A mit
Belag B

Betrachten wir die ermittelten μ' -Werte in Verbindung mit Bild 6, so sehen wir, daß der Strang für Belag A ab einer Dämpfung von ca. 0,1 Nms reibschwingungsfrei ist, während mit Belag B Reibschwingungen bis zu einer Dämpfung von ca. 0,4 Nms auftreten. Nach unseren Messungen liegt die Antriebsstrangdämpfung im PKW zwischen ca. 0,1 und 0,5 Nms. Damit ist der Belag A rupffrei. Das entspricht auch unseren Erfahrungen aus der Praxis.

Da die meisten Kupplungsbeläge hygroskopisch sind und der Effekt durch die Imprägnierung mit Natriumnitrit (NaNO_2) noch verstärkt wird, wurde auch der Feuchtigkeitseinfluß auf das Rupfen untersucht.

Bei nicht imprägnierten, feuchten Belägen fällt der Reibwertgradient auf $\mu' = \text{ca. } -20 \cdot 10^{-3} \text{ s/m}$ ab, steigt aber nach wenigen Sekunden wieder auf normales Niveau an, weil die Beläge durch die Reibwärme schnell trocknen. Bei Belägen mit Natriumnitrit-Imprägnierung fällt der Reibwertgradient auf etwa den gleichen Wert wie ohne Imprägnierung ab, steigt aber sehr viel langsamer wieder an. Möglicherweise wird durch das Natriumnitrit erheblich mehr Feuchtigkeit in Form von Kristallwasser gebunden. Dieses wird nur sehr langsam und erst bei erheblich höheren Temperaturen wieder abgegeben. Eine Imprägnierung mit Natriumnitrit sollte daher möglichst vermieden werden.

Zusammenfassung

Anhand von theoretischen Untersuchungen wurden die Gesetzmäßigkeiten der Reibschwingungen dargestellt unter Berücksichtigung von

- Reibwertgradient
- Dämpfung
- Anpreßkraft
- Massenträgheitsmoment und
- Verdrehsteifigkeit des Antriebsstrangs.

Dabei hat sich gezeigt, daß Reibschwingungen im wesentlichen bei geringer Dämpfung im Antriebsstrang und einem negativen Reibwertgradienten auftreten. Einen geringeren Einfluß besitzt die Anpreßkraft. Die anderen untersuchten Parameter wirken sich auf das Rupfen kaum aus. Die Dämpfung im Antriebsstrang kann wegen des geforderten guten Wirkungsgrads und anderer Komfortaspekte nicht nennenswert erhöht werden.

Die Entwicklung von Belagwerkstoffen mit positiven Reibwertgradienten sollte deshalb für die Belagindustrie ein vorrangiges Ziel sein.

Mit dem vorgestellten 'Rupfprüfstand' kann auf einfache Art der für das Rupfen wichtige Reibwertgradient ermittelt werden. Reibwertverläufe können damit schnell festgestellt und zur Optimierung der Beläge herangezogen werden.

Wird diese Möglichkeit konsequent genutzt, können Beläge gezielt auf positive Reibwertgradienten entwickelt werden, ohne die sonst erforderlichen zeitaufwendigen Rupfuntersuchungen im Kraftfahrzeug durchführen zu müssen.

Es wurde damit ein Weg aufgezeigt, das Kupplungsrupfen in Kraftfahrzeugen zu überwinden.

Literatur:

- [1] Newcombe, T. P. und Spurr, R. T.
Clutch Judder, International Automobile Congress of FISITA 1972, 1/16
- [2] Jarvis, R. P. und Oldershaw, R. M.
Clutch Judder in Automobile Drivelines, Proc Instn Mech Engrs 1973, Vol 187 27/73
- [3] Krause, R.
Selbsterregte Reibschwingungen bei Kupplungslamellen, Dissertation, Karlsruhe 1965