

BETATIGUNG UND EINGRIFFSVERHALTEN VON KRAFTFAHRZEUG-TROCKENREIBUNGSKUPPLUNGEN

INHALTSANGABE

- 1. Einleitung
- Wichtige Einflußgrößen auf das Eingriffsverhalten von Kupplungen
- 3. Anordnung von Kupplung und Ausrücksystem
- 4. Zusammenhänge in der Kupplung
 - a) Grundlagen
 - b) Messungen an Kupplungen
- 5. Zusammenhänge zwischen Ausrücksystem und Kupplung
 - a) Einfaches Modell
 - b) Messungen am Gesamtsystem
- 6. Zusammenfassung und Schlußfolgerungen
- 6.1 Ausrücksysteme mit vernachlässigbaren Elastizitäten und Reibkräften
- 6.2 Ausrücksysteme mit nicht vernachlässigbaren Elastizitäten und Reibkräften
- 6.3 Einfluß der Motorkennung
- Vortrag von Herrn Paul Maucher -



BETATIGUNG UND EINGRIFFSVERHALTEN VON KFZ-TROCKENREIBUNGSKUPPLUNGEN

1. Einleitung

Die Entwicklung neuer Fahrzeugmodelle erfordert in der Regel auch die Festlegung einer geeigneten Schaltkupplung und des dazugehörigen Ausrücksystems, wobei die Forderung nach einwandfreien, leicht dosierbaren und schwingungsfreien Anfahreigenschaften sowie niedrigen Pedalkräften besteht.

Die Größe der Kupplung wird heute nach bekannten Auslegungsverfahren entsprechend der zulässigen spezifischen Arbeitsbelastung beim Anfahrvorgang bestimmt. Die Anpreßkraft errechnet sich für das max. Motormoment nach dem Reibwert der verwendeten Kupplungsbeläge und der geforderten Rutschsicherheit.

Der Kennlinienverlauf für die Kupplungstellerfeder wird bisher im allgemeinen nach Erfahrungswerten festgelegt, wobei bei den einzelnen Abnehmern stark variierende Forderungen bzw. Vorstellungen hierüber vorliegen.

Der funktionelle Zusammenhang von Tellerfederkennlinie, Belagfederungskennlinie, Ausrücksystem und Drehmomentverlauf des Motors auf das Eingriffs- und Anfahrverhalten wird dabei oft nicht entsprechend berücksichtigt.

Für die Anpassung ist daher nicht selten ein hoher experimenteller und zeitlicher Aufwand erforderlich, um eine brauchbare Funktion zu erreichen.



Im folgenden wird versucht, einige wesentliche Aspekte des Eingriffsverhaltens von Kupplungen und damit des Anfahrverhaltens bzw. Schaltverhaltens darzustellen. Dabei wird bewußt auf eine allzu theoretische Behandlung des Problems verzichtet. Vielmehr wird Wert darauf gelegt, einige wesentliche Zusammenhänge klar und übersichtlich aufzuzeigen.

Selbstverständlich ist es für die Auslegung eines Kupplungssystems auch erforderlich, daß ein formel-mäßiger Zusammenhang der einzelnen Kenngrößen des Systems existiert und somit die Möglichkeit besteht, dieses vorauszuberechnen. Da die Formeln für das Gesamtsystem Kupplung/Ausrücksystem jedoch so komplex sind, daß sie den Rahmen dieses Vortrages sprengen würden, wird auf eine Darstellung verzichtet. Statt dessen soll Ihnen bei der Besichtigung unserer Konstruktionsabteilung vorgeführt werden, wie mit Hilfe eines Rechners die Zusammenhänge innerhalb des Kupplungs- und Ausrücksystems ermittelt werden können.



2. Wichtige Einflußgrößen auf das Eingriffsverhalten von Kupplungen

Die Kupplung und das Ausrücksystem bestehen aus einer Reihe von Kraftübertragungsvorrichtungen wie z.B. Hebel, Bowdenzüge usw. An sämtlichen Lagerstellen im Ausrücksystem und in der Kupplung entstehen Reibkräfte, die bewirken, daß die tatsächlich auftretenden Kräfte nicht entsprechend den Hebelübersetzungen berechnet werden können. Außerdem liegen an einer Reihe von Stellen im Ausrücksystem und in der Kupplung unerwünschte Elastizitäten vor.

Im folgenden werden einige die Betätigung und das Eingriffsverhalten bestimmende Faktoren ohne Bewertung ihrer tatsächlichen Bedeutung aufgezählt. Im einzelnen sind zu nennen:

- a) die Belagfederkennlinie der Kupplungsscheibe;
- b) die Kupplungskennlinie, die den Anpreßkraft- und den Ausrückkraftverlauf sowie den Druckplattenabhub über dem Ausrückweg beinhaltet;
- c) das Ausrücksystem mit Elastizitäten, Reibungen und Obersetzungen;
- d) die Pedalkraft und der Pedalweg;
- e) der Reibwert des Belagwerkstoffes;
- f) das Drehmomentverhalten des Motors.



3. Anordnung von Kupplung und Ausrücksystem

Bild 1 zeigt einen allgemeinen Systemaufbau. Die Kupplung ist am Schwungrad befestigt und die Kupplungs-scheibe im eingerückten Zustand zwischen Schwungrad und Druckplatte eingespannt. Die Beläge der Kupplungsscheibe sind über Federsegmente axial abgefedert, um einen gut regelbaren Drehmomentaufbau zu ermöglichen. Die Druckplatte wird über eine Zungentellerfeder, die sich am Deckel abstützt, in Richtung Schwungrad gedrückt. Über die Zungen der Tellerfeder läßt sich die Kupplung mit Hilfe eines geeigneten Ausrücksystems ausrücken. In diesem Beispiel besteht das Ausrücksystem aus Kupplungspedal, Bowdenzug, Ausrückgabel und Ausrücklager.

Auf andere Systeme, wie z.B. hydraulische Kupplungsbetätigung, soll hier nicht näher eingegangen werden. Die Ergebnisse des Vortrages lassen sich aber auch auf solche Ausrücksysteme übertragen.

Die wesentlichen Bauelemente, die in Bild 1 durch Schraffur hervorgehoben wurden, werden in Bild 2 anhand eines Funktionsmodells schematisch dargestellt. Jedes dieser einzelnen Bauelemente besitzt nun eine mehr oder weniger große Elastizität, außerdem tritt an jeder Lagerstelle und im Bowdenzug Reibung auf. Einige der Elemente besitzen eine nicht lineare Federkennlinie, wie z.B. die Belagfederung der Kupplungsscheibe oder die Tellerfeder, evtl. auch im Ausrücksystem eingesetzte Schwingungsdämpfer.



Im folgenden wird der Einfluß der Elastizität und der Reibung in Ausrücksystem und Kupplung ausführlich behandelt. Es wird dann auch gezeigt, daß z.B. die Stellung des Pedals und der Ausrückweg an der Kupplung oder auch das Rutschmoment an der Kupplung nicht eindeutig miteinander zusammenhängen.



4. Zusammenhänge in der Kupplung

a) Grundlagen

Das für die Funktion wesentlichste Federelement in der Kupplung ist die Tellerfeder, die die Anpreßkraft zwischen Druckplatte, Kupplungsscheibe und Schwungrad erzeugt. Bild 3 zeigt schematisch die Kennlinie einer Tellerfeder, wie sie in modernen Kraftfahrzeugkupplungen eingesetzt wird. Im Neuzustand, d.h., Belag noch nicht verschlissen, liegt der Betriebspunkt im allgemeinen bei etwa Planlage. Dieser Betriebspunkt rückt mit zunehmendem Verschleiß über das Maximum der Tellerfederkennlinie hinweg bis etwa zu dem eingezeichneten Punkt, der dem Betriebspunkt beim maximalen Verschleiß entspricht. Beim Ausrücken wird die Tellerfeder in Richtung zu größeren Federwegen hin bis zum Zustand 'ausgerückt' betätigt.

Bei dieser schematischen Darstellung wurde die Reibung in der Kupplung nicht berücksichtigt. Tritt Reibung auf, wie dies in der Praxis stets der Fall ist, so spaltet sich die Tellerfederkennlinie, wie in Bild 4 dargestellt, in zwei Kurvenzüge auf. Dabei entspricht der obere Kurvenzug der Bewegungsrichtung beim Ausrücken, im folgenden kurz'Ausrücken'genannt, und der untere Kurvenzug der Bewegungsrichtung beim Einrücken, kurz 'Einrücken' genannt. Die Kraftdifferenz zwischen Ausrücken und Einrücken entspricht an jedem Punkt der Kennlinie genau der doppelten Reibungskraft. Die gestrichelte Kurve, die genau zwischen der Kurve Ausrücken und Einrücken liegt, entspricht der theoretischen Kennlinie, die man erhalten würde, wenn alle Lagerstellen voll-kommen reibungsfrei ausgebildet wären.



Es stellt sich nun die Frage, wie die Tellerfederkraft und die Ausrückkraft an den Tellerfederzungen zusammenhängen. Bei der nun folgenden Betrachtungsweise wird teilweise vernachlässigt, daß der Deckel, an dem die Tellerfeder aufgehängt ist, nicht absolut steif ist. Die nun folgende Ermittlung der Ausrückkraft stellt aber eine für die Praxis meist ausreichende Näherung dar.

In Bild 5 ist nochmals eine Tellerfederkennlinie dargestellt. Zusätzlich ist die Kennlinie der Belagfederung mit eingezeichnet, und zwar so, daß sich
Belagfeder- und Tellerfederkennlinie im Betriebspunkt
der Kupplung schneiden, da ohne Ausrückkraft die Tellerfederkraft gleich der Belagfederkraft sein muß.

Der wesentliche, für die Ermittlung der Ausrückkraft notwendige Zusammenhang ist in Bild 6 dargestellt. An der Kupplung greifen die 3 Kräfte Belagfederkraft, Tellerfederkraft und Ausrückkraft an. Diese drei Kräfte müssen im Momentengleichgewicht stehen. Es gilt deshalb, daß die Tellerfederkraft minus Belagfederkraft multipliziert mit dem Hebelarm 1 gleich der Ausrückkraft multipliziert mit dem Hebelarm 2 ist. Die Umformung dieses Momentengleichgewichtes ergibt, daß die Differenz zwischen Tellerfederkraft und Belagfederkraft gerade gleich ist der Ausrückkraft multipliziert mit dem Verhältnis der Hebelarme, d.h., mit dem Übersetzungsverhältnis der Kupplung. Mit dieser Beziehung läßt sich nun aus der Tellerfeder- und Belagfederkennlinie die Kennlinie der Ausrückkraft ermitteln. Dazu bildet man in Bild 5 zu jedem Belagfederweg die Differenz zwischen der Kraft der Tellerfeder und der Kraft der Belagfederung. Die sich ergebende dick eingezeichnete Kurve stellt somit die mit der Übersetzung multiplizierte Ausrückkraft dar, welche hier



über dem Tellerfederweg und damit über dem Druckplattenweg aufgezeichnet ist. Will man die tatsächlichen Wege am Ausrücker haben, so muß man den Weg an der Druckplatte mit der Obersetzung multiplizieren. Dazu muß dann noch der infolge der Zungendurchbiegung und auch der Deckeldurchbiegung auftretende zusätzliche Ausrückweg addiert werden.

Diese einfache Konstruktion ermöglicht es, den Zusammenhang zwischen Ausrückkraft, Tellerfederkraft und Belagfederkraft sowie den zugehörigen Wegen in hinreichender Genauigkeit zu ermitteln.

Es soll noch erwähnt werden, daß bei Berücksichtigung der Reibung in der Kupplung statt einer Tellerfederkennlinie zwei auftreten, nämlich je eine für das Ausrücken und für das Einrücken. Die Konstruktion ist dann für beide Kennlinien durchzuführen. Man erhält deshalb auch zwei Kurven für die Ausrückkraft.



b) Messungen an Kupplungen

Im folgenden werden Messungen an Kupplungen dargestellt mit extremen Tellerfederkennlinien und Belagfederkennlinien, mit dem Ziel, deren Einfluß auf das Eingriffsverhalten bzw. den Rutschmomentaufbau zu analysieren. In Bild 7 sind die beiden Kupplungskennlinien, die verwendet wurden, dargestellt. In diesem wie auch in den folgenden Diagrammen wurde zur Vereinfachung nur die theoretische Kennlinie ohne Reibung wiedergegeben. Kupplung A beinhaltet eine sogenannte steile Kennlinie, bei der im Betriebspunkt neu eine Steigung von 1 300 N/mm vorliegt. Kupplung B weist eine wesentlich flachere Kennlinie mit einer Steigung von 500 N/mm im Betriebspunkt neu auf. Es soll hier noch bemerkt werden, daß diese Kupplung wegen der flachen Kennlinie eine geringere Verschleißreserve besitzt als die Kupplung A.

In Bild 8 sind die vier untersuchten Belagfederungskennlinien dargestellt. Kupplungsscheibe I und II
(KS I und II) zeigen einen stark progressiven Verlauf. Sie unterscheiden sich durch die Länge der Belagfederung. Kupplungsscheibe III und IV (KS III und IV)
haben einen Verlauf, der dadurch gekennzeichnet ist, daß
bereits von O an eine relativ große Steigung in der Kennlinie auftritt. Diese vier Kupplungsscheibenkennlinien
erlauben Aussagen über den Einfluß der Länge des
Belagfederweges und der Kennlinienform.

Ein typisches Meßergebnis, das stellvertretend für eine größere Reihe von Versuchen stehen soll, ist in Bild 9 gezeigt. Im oberen Teilbild ist die Ausrückkraft über dem Ausrückweg aufgetragen. Die durchgezogene Kurve entspricht dem Betriebspunkt neu, während die punktierte Kurve dem Betriebspunkt nach 2 mm Belagverschleiß entspricht.



Man erkennt, daß im Neuzustand die Ausrückkraft wesentlich kleiner ist als nach Verschleiß. Dies liegt an der steilen Kennlinie der Kupplung A. Bei Kupplung B ist der Unterschied der beiden Ausrückkraftkurven entsprechend der flachen Kennlinie der Tellerfeder kleiner. Im mittleren Teilbild ist der Druckplattenweg über dem Ausrückweg aufgetragen. Bei gleichem Ausrückweg ergibt sich im Neuzustand ein größerer Druckplattenweg als mach Verschleiß. Der Unterschied resultiert aus unterschiedlichen Wegverlusten, abhängig von der Höhe der Ausrückkraft. Im unteren Teilbild ist das Rutschmoment, welches sich aus dem Produkt aus Anpreßkraft, Reibwert und Reibradius ergibt, aufgetragen. Der Verlauf des Rutschmomentes ist für Beläge, die um 2 mm verschlissen sind, zu höheren Ausrückwegen hin verschoben. Besonders hervorgehoben werden muß hier, daß die Kurvenform und damit das Einsetzen des Rutschmomentes praktisch gleich sind, obwohl sich die Betriebspunkte in der Kupplung unterscheiden und der Ein- bzw. Ausrückvorgang entlang unterschiedlich steiler Teile der Tellerfederkennlinie verläuft.

In Bild 10 ist für die vier Kupplungsscheiben mit den unterschiedlichen Belagfederungskennlinien das Rutschmoment über dem Ausrückweg aufgetragen, wobei auf die Darstellung der Ausrückkraft und des Druckplattenweges verzichtet wurde. Man erkennt hier den Einfluß der Kennlinienform. So ergeben die stark progressiven Kennlinien KS I und KS II einen sehr weichen Rutschmomenteinsatz. Die beiden Belagfederungskennlinien KS III und KS IV, die bereits zu Beginn einen relativ steilen Anstieg aufweisen, zeigen hier auch ein steiles und damit abruptes Einsetzen des Rutschmomentes.



Auffallend ist hier, daß die Länge der Belagfederungskennlinie, also der Belagfederungsweg, einen vergleichsweise geringen Einfluß hat. Im unteren Teilbild 10 sind die gleichen vier Belagfederungskennlinien zusammen mit Kupplung B, die eine flache Tellerfederkennlinie besitzt, dargestellt. Es fällt auf, daß sich gegenüber der Kupplung A, die eine steile Kennlinie besitzt, keine auf den ersten Blick auffallende Veränderung ergibt.

Aus diesem Grund wurde in Bild 11 für die Kupplungsscheibe I und IV die Kupplung A der Kupplung B gegenübergestellt. Wie das Diagramm zeigt, sind die Unterschiede zwischen den Kupplungen A und B, obwohl sie
extreme Kennlinien aufweisen, vernachlässigbar. Es
muß daraus gefolgert werden, daß die Form der Tellerfederkennlinie, nämlich steil oder flach, praktisch
keinerlei Einfluß hat auf den Aufbau des Rutschmomentes in der Kupplung. Dies hat sich bereits in der
Gegenüberstellung des Rutschmomentverlaufes für
Betriebspunkt neu und 2 mm Belagverschleiß gezeigt
(Bild 9).



5. Zusammenhänge zwischen Ausrücksystem und Kupplung Wenn das Ausrücksystem absolut steif wäre und ohne jegliche Reibung die Kraft vom Pedal auf den Ausrücker an der Kupplung übertragen könnte, würde sich eine Betrachtung des Ausrücksystems weitgehend erübrigen, da ja dann Pedal und Ausrückkräfte sowie die zugehörigen Wege in einfacher und eindeutiger Weise über die Übersetzung gekoppelt wären. Da aber in der Praxis stets Reibung vorliegt und außerdem im Ausrücksystem unter der Pedalkraft elastische Verformungen auftreten. z.B. im Bowdenzug, in den Lagerböcken und in den Hebeln, ergeben sich teilweise recht verwickelte Zusammenhänge zwischen dem Weg und der Kraft am Pedal und dem Ausrückweg und damit auch mit dem sich einstellenden Rutschmoment. Im folgenden werden einige für das Einkuppelverhalten wesentliche Aspekte an einem elastischen und mit Reibung behafteten Ausrücksystem diskutiert.

a) Einfaches Modell

In Bild 12 ist noch einmal ein Funktionsmodell einer Kupplung mit Ausrücksystem gezeigt. Die Verbindung zwischen Pedal und Ausrückgabel sei, wie dies auch in der Praxis der Fall ist, elastisch ausgebildet. Zusätzlich wird eine Reibkraft eingeleitet. Alle übrigen Komponenten des Funktionsmodelles seien reibungsfrei gelagert und werden mit Ausnahme der Tellerfeder und der Belagfeder als steif vorausgesetzt. Für dieses Modell wird im folgenden der Zusammenhang zwischen Pedalweg und Pedalkraft einerseits und Ausrückweg und Rutschmomentaufbau andererseits diskutiert.



Zum besseren Verständnis soll aber zunächst einmal das Funktionsmodell weiter vereinfacht werden, indem alle Hebelübersetzungen weggelassen werden. Bild 13 zeigt diese wohl einfachste Darstellung einer Kupplung mit Ausrücksystem. Das Ausrücksystem wird ersetzt durch eine Feder, die die Elastizität des Ausrücksystems darstellt, und einen Reibklotz, der die entsprechende Reibkraft erzeugt. Die Kupplung wird hier nur durch eine Feder dargestellt, die im wesentlichen die Teller-. feder repräsentiert. Der Ausrückvorgang bedeutet nun ein Zusammendrücken der Federn, der Einrückvorgang ein Entlasten. Wegen der Reibung ergibt sich für den Ausrückvorgang ein anderes Kräftegleichgewicht als für den Einrückvorgang. Für den Ausrückvorgang gilt nämlich, daß die Pedalkraft gleich der Summe von Reibkraft und Ausrückkraft ist, während für das Einrücken die Pedalkraft gleich der Differenz zwischen Ausrückkraft und Reibkraft ist.

Der Ausrückvorgang gestaltet sich bei diesem System nun folgendermaßen:

Zunächst wird durch die Pedalkraft die Feder, die das Ausrücksystem darstellt, so weit zusammengedrückt, bis die Pedalkraft gerade gleich der Reibkraft des Reibklotzes ist. Bis zu diesem Zeitpunkt hat sich das Pedal um den Weg Reibkraft durch Federsteifigkeit in Richtung Kupplung bewegt, ohne daß der Reibklotz selbst eine Bewegung erfahren hat. Erst wenn die Pedalkraft über die Reibkraft hinaus erhöht wird, wird auch der Reibklotz sich bewegen, und die Feder, die die Kupplung darstellt, wird gespannt. Wird der Ausrückvorgang nun beendet und der Einrückvorgang eingeleitet, d.h., wird die Pedalkraft wieder reduziert, so wird der Reib-



klotz sich so lange nicht bewegen, bis die Pedalkraft um den doppelten Betrag der Reibkraft reduziert wurde. Das Pedal hat sich dann aber bereits um einen bestimmten Betrag, nämlich zweimal Reibkraft durch Federsteifigkeit, nach rechts bewegt, ohne daß sich an der Kupplung selbst etwas geändert hat. Erst wenn die Pedalkraft um mehr als das Doppelte der Reibkraft abgefallen ist, wird sich die Kupplung ebenfalls verstellen.

Dieses einfache Beispiel soll darlegen, daß beim gleichzeitigen Vorliegen von Elastizitäten und Reibkräften kein eindeutiger Zusammenhang zwischen Pedalweg bzw. -kraft und Ausrückweg bzw. -kraft vorhanden ist. Es zeigt sich also ganz deutlich, daß bei Wechsel der Betätigungsrichtung von Ausrücken auf Einrücken oder umgekehrt stets ein gewisser Pedalweg durchfahren werden muß, bevor überhaupt eine Reaktion an der Kupplung auftritt.

Nachdem an diesem stark vereinfachten Modell der Einfluß von Reibkraft und Elastizität diskutiert wurde, soll nun zu dem Funktionsmodell nach Bild 12 zurückgegangen werden. Für dieses Funktionsmodell wird der Zusammenhang zwischen Pedalweg und -kraft sowie dem Rutschmomentaufbau anhand von Bild 14 diskutiert. Im oberen Teilbild ist die Pedalkraft über dem Pedalweg aufgetragen. Infolge von Reibung im System ergibt sich beim Ausrücken eine wesentlich höhere Kraft als beim Einrücken. Obwohl die Darstellung schematisch ist, gibt sie doch in etwa die tatsächlich im Fahrzeug vorliegenden Verhältnisse wieder. Im mittleren Teilbild ist der zugehörige Ausrückweg und im unteren das zugehörige Rutschmoment über dem Pedalweg aufgetragen. Zusammengehörige Punkte 1, 2, 3 und 4 treten in allen drei Teilbildern mit gleicher Nummernfolge auf.



Es wird nun ein Einkuppelvorgang-beschrieben, bei dem der Fahrer versucht, das Rutschmoment nach seinen Wünschen genau zu dosieren. Das Kupplungspedal befindet sich zunächst in Position 1. Da ein höheres Rutschmoment gewünscht wird, rückt der Fahrer bis auf Position 2 ein. Wie aus dem mittleren Teilbild zu ersehen ist, nimmt während dieses Einrückvorganges der Ausrückweg an der Kupplung von Position 1 bis Position 2 ab. Aus dem unteren Teilbild ist zu erkennen, daß gleichzeitig das Rutschmoment bis zu Position 2 ansteigt. Es wird hier angenommen, daß der Fahrer nun merkt, daß das Rutschmoment in Position 2 für die Phase des Anfahrens, in der er sich gerade befindet, zu groß ist. Der Fahrer wird deshalb sofort eine Gegenreaktion vornehmen und wieder auf das Pedal drücken. Er erwartet dann, daß das Rutschmoment nun in gleicher Weise wieder abnimmt.

Doch wegen der Elastizität und Reibung im Ausrücksystem tritt ein unerwartetes Verhalten auf. Wird
nämlich der Pedalweg von Position 2 auf 3 im oberen
Teilbild erhöht, so wird dieser Teil des Pedalweges
von der Elastizität im Ausrücksystem aufgebraucht.
Dies bedeutet, daß - wie im mittleren Teilbild gezeigt - der Ausrückweg an der Kupplung von Position 2
auf Position 3 konstant bleibt. Deshalb kann sich
natürlich auch das Rutschmoment nicht in der gewünschten Weise verändern.

Der Fahrer merkt nun, daß seine Veränderung am Pedalweg überhaupt keine Reaktion an der Kupplung hervorgerufen hat. Die Konsequenz ist, daß er nun noch stärker aufs Pedal tritt. Er möge sich dann bei Position 4 be-



finden. Nun stellt der Fahrer aber fest, daß zwischen Position 3 und 4 beim Ausrücken plötzlich eine sehr starke Reaktion an der Kupplung sich einstellt, obwohl vorher von Position 2 auf 3 gar keine Reaktion vorhanden war. Im mittleren Teilbild sieht man, daß der Ausrückweg sich von Position 3 auf Position 4 stark vergrößert. Analog dazu verläuft – siehe unteres Teilbild – das Rutschmoment. Sicherlich stellt der Fahrer nun fest, daß das Rutschmoment wieder zu klein geworden ist. Der Kreislauf kann von neuem beginnen.

Es ist zwar zu erwarten, daß der Fahrer einen Lernprozeß mitmacht und nach einigen Anfahrversuchen weiß, daß er bei Veränderung der Pedalstellung zunächst einmal einen relativ großen Weg zurücklegen muß, bevor eine Reaktion eintritt, die Reaktion aber dann relativ stark ist. Es ist aber außer Zweifel, daß dieses Verhalten den Kupplungskomfort stark beeinträchtigt. Es muß deshalb gefordert werden, daß das Ausrücksystem möglichst steif ist und die auftretenden Reibungen möglichst gering gehalten werden.

Im oberen Teilbild von Bild 15 ist noch einmal - wie in Bild 14 - die Pedalkraft über dem Pedalweg für das Ausrücken und das Einrücken aufgetragen. Zusätzlich wurde in allen drei Teilbildern die theoretische, d.h., für den reibungsfreien Zustand gültige Kennlinie gestrichelt mit eingezeichnet. Es wird nun ein Einrückvorgang betrachtet, bei dem der Fahrer, ohne den Versuch zu machen, das Moment zu regeln, über die Position 1, 2, 4, 5, 7 und 8 einrückt. Zwischen Position 1 und 2 verläuft für den Fahrer alles so wie erwartet. Der Ausrückweg geht zurück siehe mittleres Teilbild -, und das Rutschmoment beginnt zu steigen - siehe unteres Teilbild. In Position 2 soll nun das Ausrücksystem durch einen Stoß, der z.B. über



das Fahrgestell oder vom Motor her kommen könnte, kurzzeitig zu Schwingungen oder Vibrationen erregt werden. Dabei wird die Reibkraft im Ausrücksystem ganz oder teilweise aufgehoben.

Dies macht man sich am besten klar, wenn man ein kleines Gewicht mit einer kleinen Feder, z.B. einer Gummischnur, über den Tisch zieht. Infolge der Reibungskraft wird sich die Feder spannen. Schlägt man nun auf den Tisch und versetzt ihn kurzzeitig in Schwingungen, so stellt man fest, daß das Gewicht einen Ruck macht und die Gummischnur schlagartig entspannt wird. Dasselbe wurde auch im Modell schon demonstriert. Es muß erwartet werden, daß genau dieser Mechanismus auch im Ausrücksystem des Fahrzeuges wirksam wird.

Ein Abbau der Reibung bedeutet im oberen Teilbild von Bild 15, daß, ohne daß der Fahrer das Pedal verstellt, die Pedalkraft plötzlich bis zur theoretischen reibungsfreien Kennlinie, die gestrichelt dargestellt ist, ansteigt. Das Ausrücksystem befindet sich dann in Position 3. Dieser Sprung in der Pedalkraft mach sich nun bis zur Kupplung hin bemerkbar. Der Ausrückweg nimmt – wie im mittleren Teilbild zu sehen ist – schlagartig von Position 2 auf 3 ab, d.h., die Kupplung rückt entsprechend ein wenig ein. Die Folge ist, daß das Rutschmoment sprunghaft von 2 auf 3 - wie im unteren Teilbild zu sehen ist – ansteigt.

Rückt der Fahrer nun weiter ein von Position 3 auf Position 4, so wird, solange die Kraftänderung kleiner als die Reibkraft des Systems ist, der Ausrückweg nicht beeinflußt. Zwischen Position 3 und 4 bleibt der Ausrückweg also konstant, ebenso das Rutschmoment. Von Position 4 auf



Position 5 läuft der Einrückvorgang normal und wie erwartet ab. Bei Position 5 soll nun erneut durch irgendeinen Stoß ein Reibkraftabbau erfolgen. Der weitere Verlauf des Ausrückweges und des Rutschmomentes ergibt sich dann analog zu Position 2 bis 4.

Obwohl der Fahrer das Kupplungspedal kontinuierlich und ohne irgendwelche ruckartige Bewegungen zurücknimmt, können also beim Verlauf des Rutschmomentes Sprünge auftreten. Es ist dem Fahrer dann unmöglich, das Rutschmoment entsprechend seinen Wünschen genau zu dosieren.



b) Messungen am Gesamtsystem

Nachdem im vorhergehenden Abschnitt am stark vereinfachten Modell der Einfluß von Elastizitäten und Reibkräften im Ausrücksystem diskutiert wurde, sollen nun einige Messungen wiedergegeben werden.

Bild 16 zeigt den Zusammenhang zwischen Rutschmoment und Pedalweg. Die durchgezogene Kurve stellt die gemessenen Verläufe dar. Es fällt sofort auf, daß in den gemessenen Rutschmomentverläufen Sprünge und Stufen auftreten. Offensichtlich tritt hier genau der in Bild 15 diskutierte Reibkraftabbau auf. Die Messung bestätigt also die aus dem einfachen Modell gewonnenen Aussagen voll und ganz und unterstreicht damit in eindrucksvoller Weise die Forderung nach einem möglichst steifen und reibungs-armen Ausrücksystem.

Ein Vergleich der gemessenen Rutschmomentverläufe für Kupplungsscheibe I und Kupplungsscheibe IV zeigt, daß Sprünge um so stärker auftreten, je steiler der Verlauf des Rutschmomentes ist. Eine stark progressive Belagfederungskennlinie kann also offensichtlich die unkontrollierten Rutschmomentsprünge im Bereich niedriger Momente abmildern.

Es wird erwartet, daß die Rutschmomentkennlinie von Kupplungsscheibe I ein günstigeres Einkuppelverhalten zeigt als die der Kupplungsscheibe IV. Beurteilt wurde das Einkuppelverhalten in einem Fahrzeug, das einmal mit Dieselmotor und das andere Mal mit Benzinmotor ausgerüstet war. Dabei stellte sich heraus, daß Kupplungsscheibe I bei beiden Motorversionen gute Ergebnisse lieferte. Kupplungsscheibe IV jedoch war zusammen mit dem Benzinmotor nicht mehr akzeptabel, während sie beim Diesel-



motor noch als zufriedenstellend angesehen werden konnte. Dieses Beispiel macht deutlich, daß bei günstigerem Drehmomentverhalten des Motors auch eine ungünstigere Belagfederungskennlinie, wie hier bei Kupplungsscheibe IV, noch zufriedenstellende Ergebnisse liefern kann.

In Bild 16 sind zusätzlich die gerechneten Verläufe des Rutschmomentes über dem Pedalweg mit eingezeichnet, die, da sie im wesentlichen deckungsgleich mit den gemessenen Verläufen sind, versetzt gezeichnet wurden. In die Rechnung gingen nach einem erweiterten Modell Elastizitäten in Kupplung und Ausrücksystem, die Übersetzungsverhältnisse und die Reibkräfte ein. Es zeigt sich also, daß das Eingriffsverhalten der Kupplung genau berechnet werden kann, wenn man einmal von den vollkommen unkontrollierbaren Sprüngen infolge Reibkraftabbau absieht. Die mögliche Höhe evtl. auftretender Sprünge läßt sich jedoch ebenfalls voraussagen.

In Bild 17 ist die gemessene Pedalkraft über dem Pedalweg aufgetragen. Es handelt sich hier um ein typisches Ausrücksystem in einem Serienfahrzeug.

Zunächst fällt auf, daß zum Ausrücken eine etwa doppelt so große Kraft erforderlich ist wie zum Einrücken. Dies gibt in etwa ein Gefühl dafür, wie groß Reibkräfte im System Ausrücksystem/Kupplung tatsächlich sind. In diesem Bild soll aber noch etwas Weiteres gezeigt werden. Ist man auf der Einrückkurve auf Position 1 angelangt und soll jetzt übergegangen werden auf den Ausrückvorgang, d.h., das Pedal wird nun in entgegengesetzter Richtung bewegt,



so tritt zunächst ein Kraftsprung am Pedal von Position 1 auf Position 2 auf, ohne daß der Pedalweg meßbar verändert wird. Ab Position 2 wächst die Pedalkraft über einen Pedalweg von etwa 5 mm stark an. Ab Position 3 verläuft der Ausrückvorgang wieder normal.

Wird umgekehrt vom Ausrücken auf das Einrücken gewechselt, so werden nacheinander die Positionen 3, 4 und 1 durch-laufen. Diese gemessenen Pedalkraftkurven sollen nochmals verdeutlichen, daß zwischen Pedalkraft und Pedalweg kein eindeutiger Zusammenhang besteht.

Werden nach einem erweiterten Modell sämtliche Elastizitäten, Reibkräfte und Obersetzungen im Gesamtsystem berücksichtigt, so läßt sich die Pedalkraftkurve für den Ein- und Ausrückvorgang berechnen. Wie die gestrichelten Kurven zeigen, ergibt sich eine sehr gute Obereinstimmung.



6. Zusammenfassung und Schlußfolgerungen

Im Rahmen der Arbeit wurde versucht, anhand von einfachen Modellen Aussagen über den Einfluß bestimmter Parameter des Ausrücksystems und der Kupplung auf das Einkuppelverhalten zu erhalten. Zum Vergleich wurden an Kupplungen alleine und verbunden mit dem Ausrücksystem im Fahrzeug Messungen durchgeführt, denen Berechnungen des Systemverhaltens gegenübergestellt wurden.

Im einzelnen wurde über folgende Ergebnisse berichtet:

- 6.1 Ausrücksysteme mit vernachlässigbaren Elastizitäten und Reibkräften
 - a) Die Tellerfederkennlinie hat keinen signifikanten Einfluß auf das Einkuppelverhalten.
 - b) Die Einbaulage der Tellerfeder in der Kupplung, d.h., der tatsächliche Arbeitsbereich der Tellerfeder, ist ohne Einfluß auf den Aufbau des Rutschmomentes beim Einkuppeln. Das Einkuppelverhalten wird sich deshalb auch nicht ändern, wenn sich infolge von Belagverschleiß ein anderer Betriebspunkt eingestellt hat.
 - c) Das Einkuppelverhalten wird im wesentlichen von der Belagfederkennlinie bestimmt. Als günstig erweisen sich Kennlinien, die stark progressiv verlaufen. Insbesondere muß der Beginn der Belagfederkennlinie möglichst flach sein. Die Größe der Belagfederung hat einen vergleichsweise geringen Einfluß.
- 6.2 Ausrücksysteme mit nicht vernachlässigbaren Elastizitäten und Reibkräften
 - a) Starke Elastizitäten in Ausrücksystem und Kupplung bewirken, daß ein wesentlich größerer Pedalweg erforderlich ist als nach den Übersetzungsverhältnissen erwartet wird.



- b) Liegen starke Reibkräfte vor, muß am Pedal eine deutlich höhere Kraft aufgebracht werden als den tatsächlichen Übersetzungsverhältnissen entspricht. Außerdem spalten sämtliche Kennlinien in stärker voneinander abweichende Kennlinien für das Einrücken und Ausrücken auf.
- c) Liegen Elastizitäten und Reibkräfte gemeinsam vor, so existiert, weil das System sich auch gegenüber den Reibkräften verspannen muß, diese aber je nach Bewegungsrichtung ihr Vorzeichen ändern, kein eindeutiger Zusammenhang, z.B. zwischen Pedalweg und Weg an der Kupplungsdruckplatte.

Insbesondere nach einer Veränderung der Bewegungsrichtung des Pedals tritt der Fall auf, daß das Pedal zwar bewegt wird, an der Kupplung jedoch keinerlei Reaktion auftritt.

- d) Infolge von Vibrationen, Schwingungen oder Stößen im Ausrücksystem und in der Kupplung können Reibkräfte ganz oder teilweise abgebaut werden. Unmittelbar nach dem Abbau von Reibkräften stellt sich das System in ein neues Gleichgewicht ein. Dies bewirkt, ohne daß der Fahrer am Pedal irgendeine Bewegung ausführt, eine Verstellung der Kupplungsdruckplatte. Dies äußert sich dann in plötzlichen Rutschmomentsprüngen.
- e) Ein Anstieg der Ausrückkraft infolge von Belagverschleiß bewirkt eine Vergrößerung der Pedalkraft
 zwischen dem Ausrück- und dem Einrückvorgang, was
 verbunden mit Reibkräften und Elastizität im Ausrücksystem zu einer Vergrößerung der Pedalwege,
 über die eine Kontrolle des Kupplungsausrückweges nicht
 möglich ist, und damit zu einer Vergrößerung von
 möglichen Drehmomentsprüngen führt.

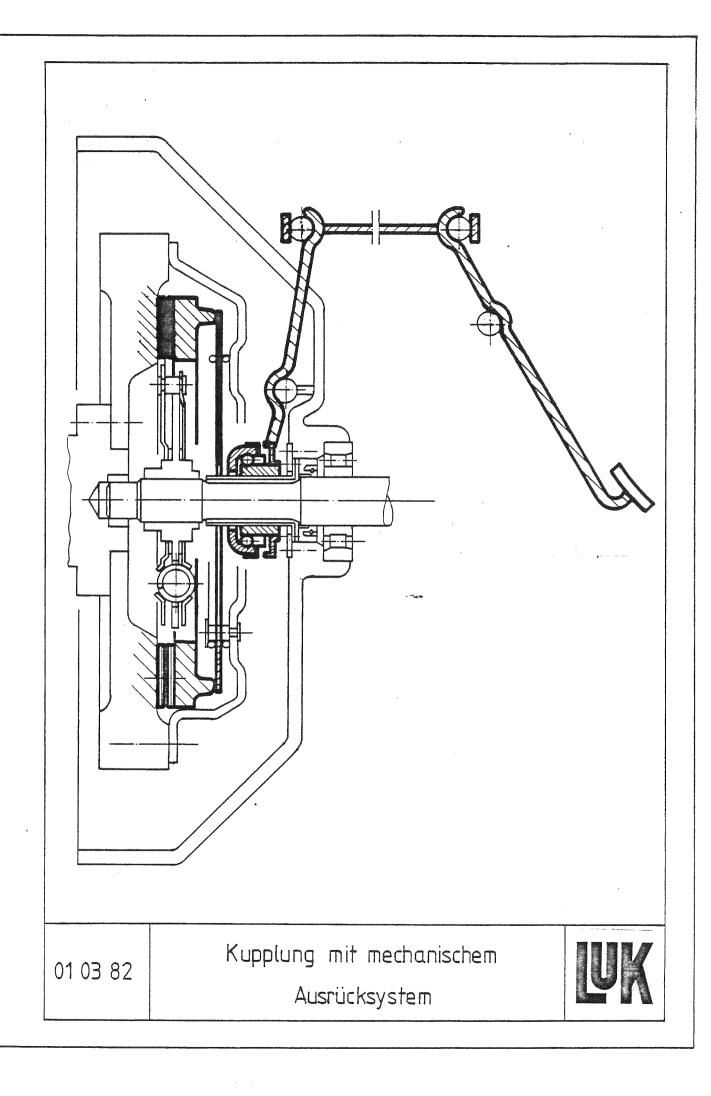


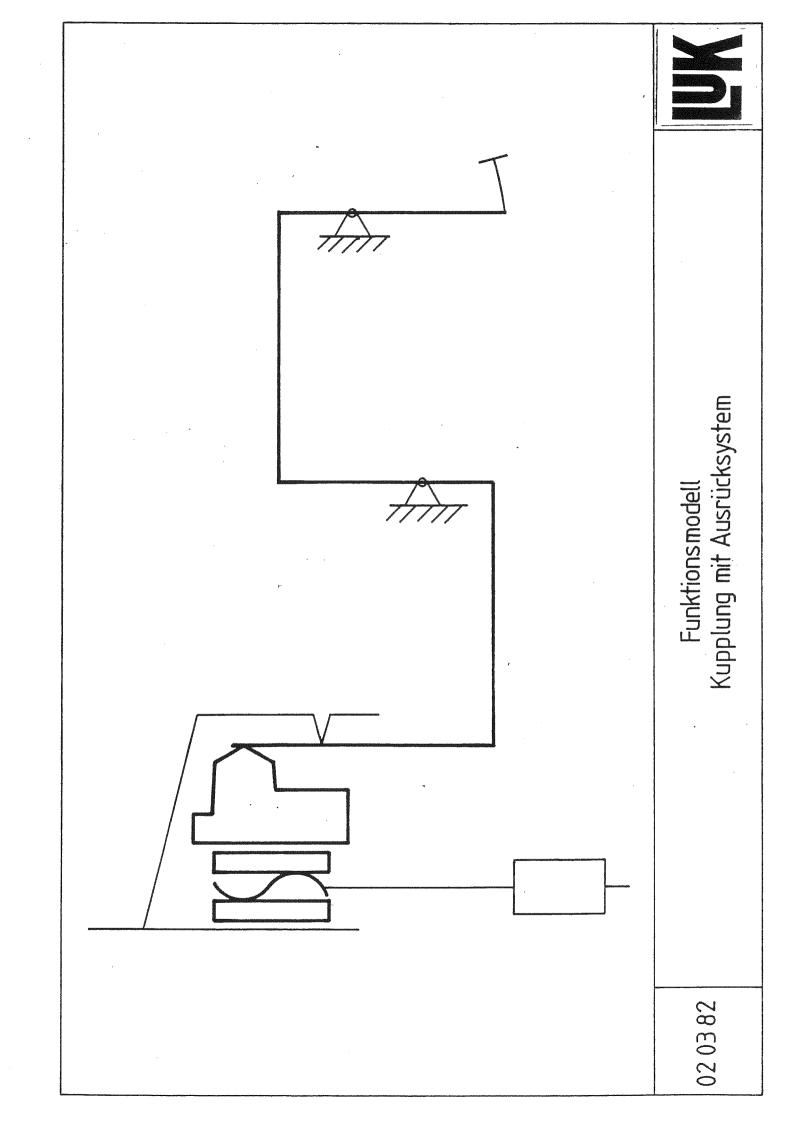
f) Die Kennlinie der Kupplungstellerfeder ist für Ausrücksysteme mit Reibkräften und Elastizität mit von Einfluß auf den Rutschmomentaufbau. Für solche Ausrücksysteme wird eine Tellerfeder mit geringer Kraftüberhöhung empfohlen.

6.3 Einfluß der Motorkennung

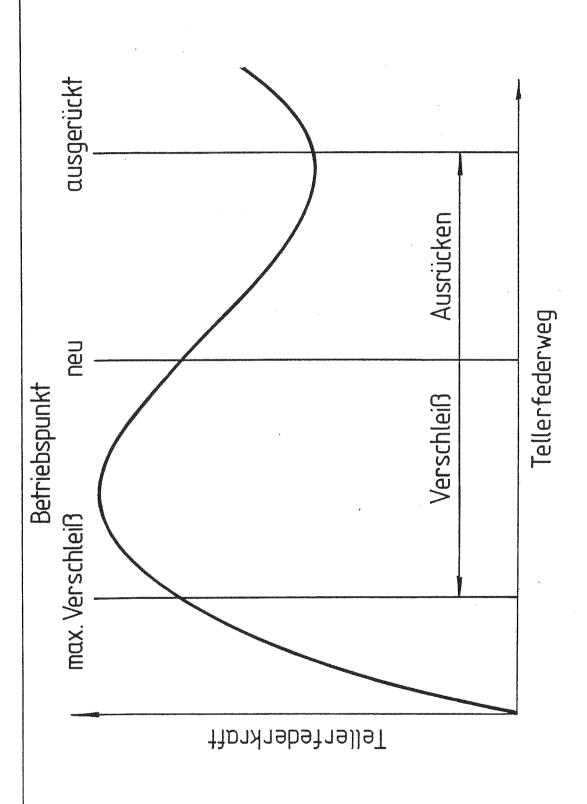
Es wurde gezeigt, daß bei einigen Motorentypen die Auslegung der Federkennung in der Kupplung, insbesondere die Belagfederung, keine nennenswerte Auswirkung auf das Anfahrverhalten hat. Bei kritischen Motoren kann aber in jedem Fall durch geeignete Auslegung der Belagfederung ein zufriedenstellendes Einkuppelverhalten erzielt werden.

Der Motorkennung ist deshalb in Zukunft - z.B. im Zusammenhang mit Drehzahlabsenkung wegen Energieeinsparung besondere Aufmerksamkeit zu schenken.



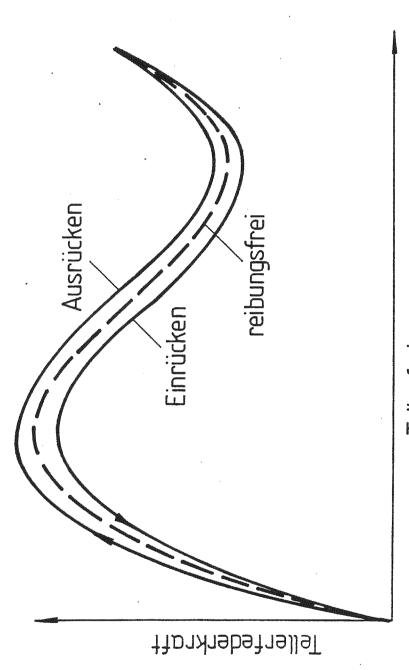






Schematische Kupplungstellerfeder – Kennlinie



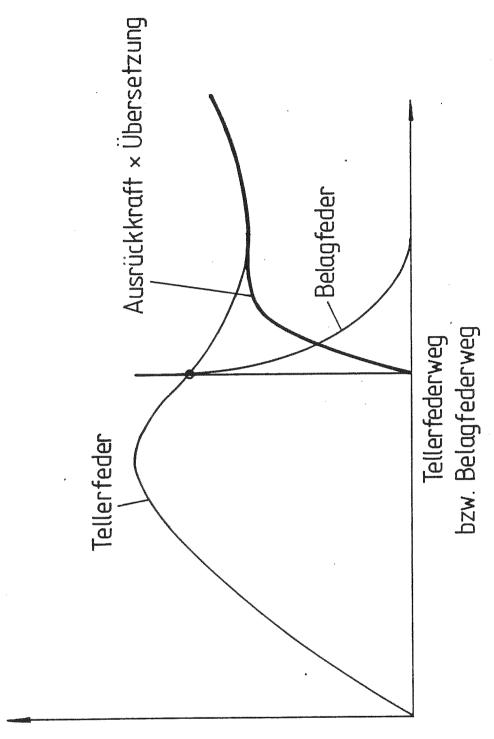


Tellerfederweg

04 03 82

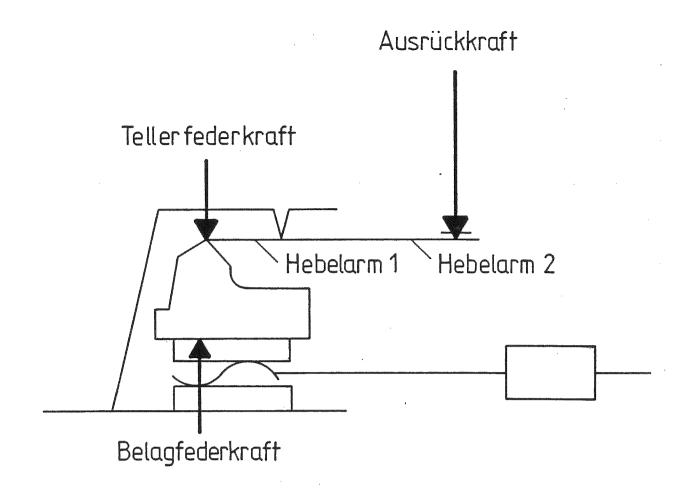
Schematische Kupplungstellerfederkennlinie mit Berücksichtigung der Reibung





Tellerfederkraft bzw. Belagfederkraft

Ermittlung der Ausrückkraft aus Tellerfeder – und Belagfederkennlinie



Momentengleichgewicht

(Tellerfederkraft - Belagfederkraft) × Hebelarm 1 = Ausrückkraft × Hebelarm 2

Tellerfederkraft - Belagfederkraft =

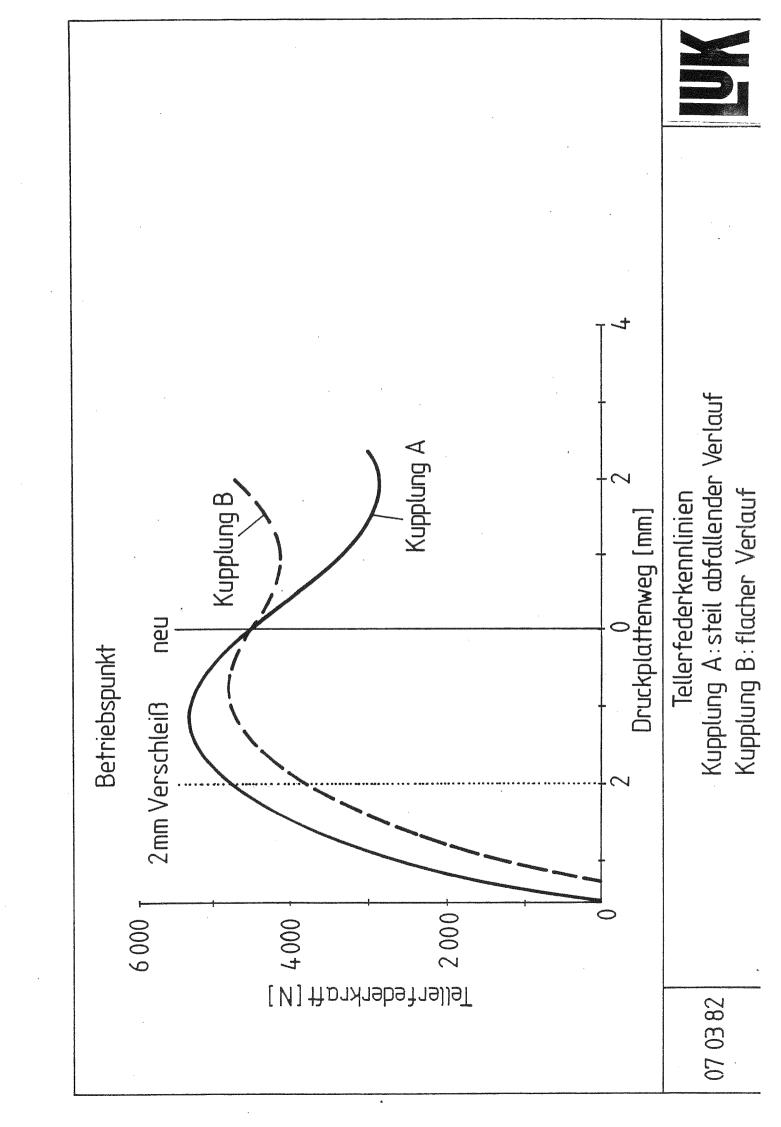
Ausrückkraft × Hebelarm 2 Hebelarm 1

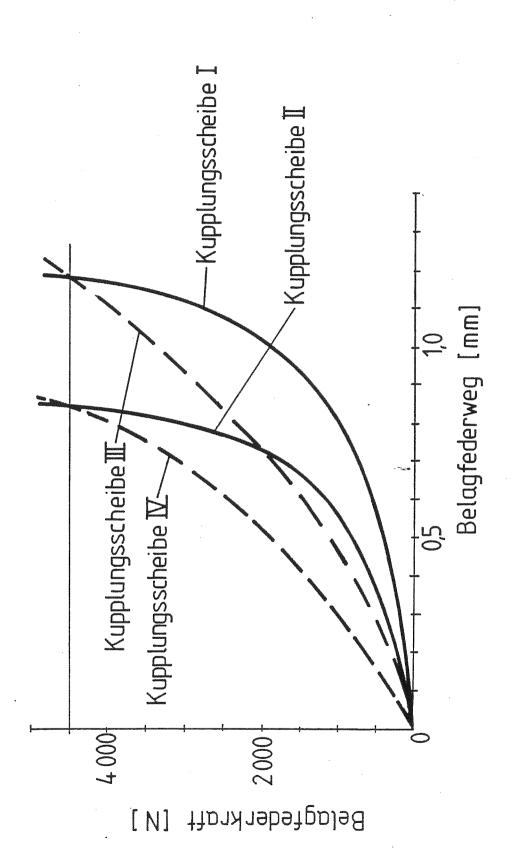
> Übersetzungsverhältnis **der** Kupplung

06 03 82

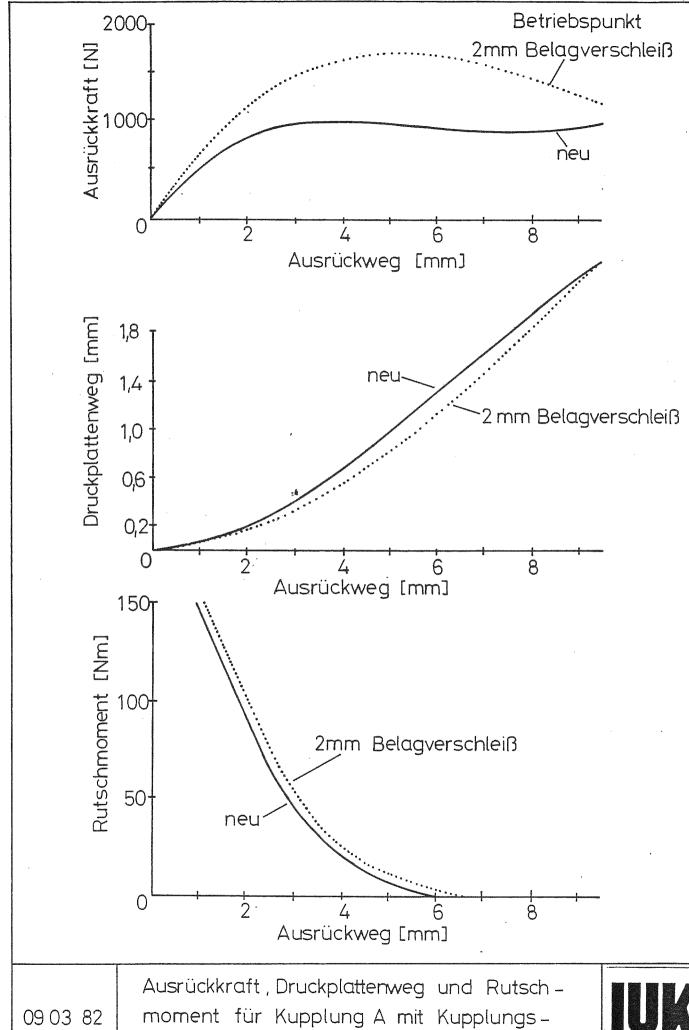
Momentengleichgewicht in der Kupplung





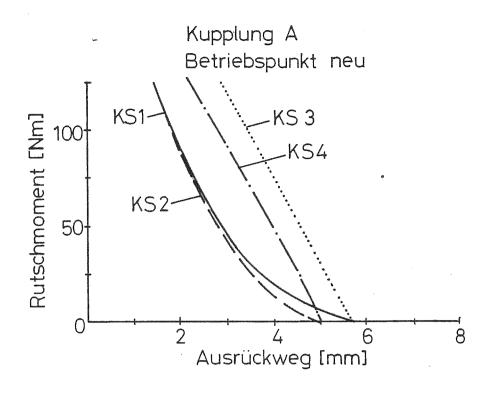


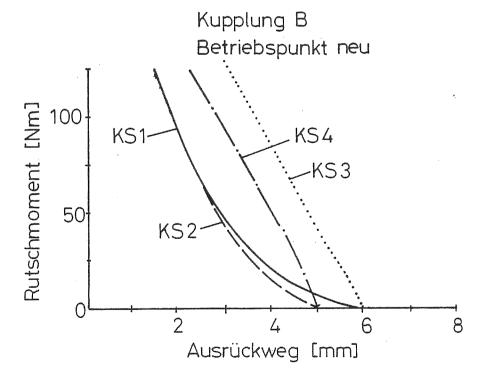
Belagfederkennlinien



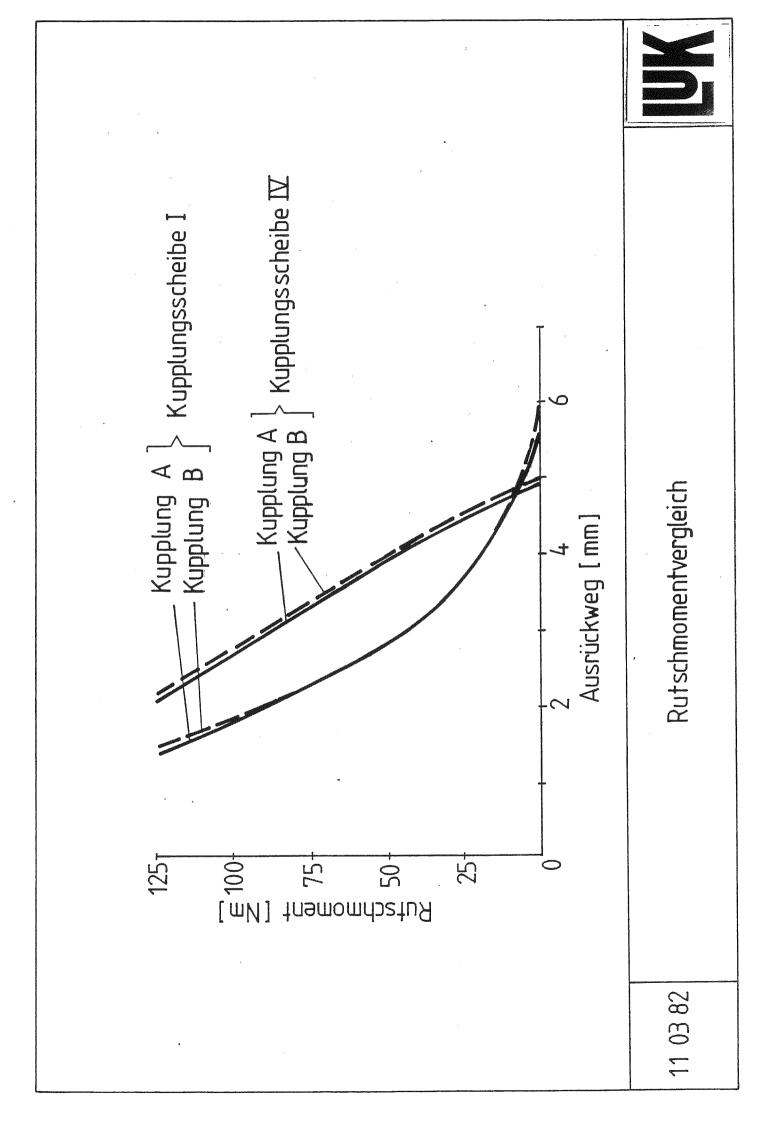
moment für Kupplung A mit Kupplungsscheibe I

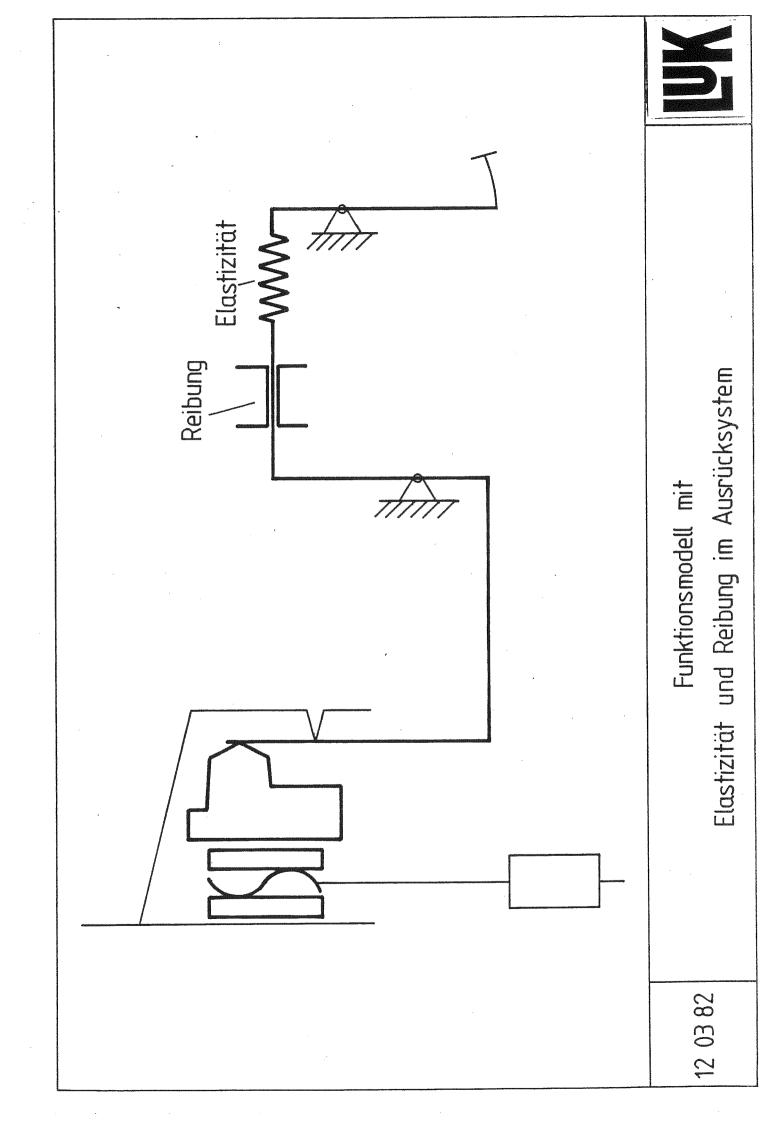


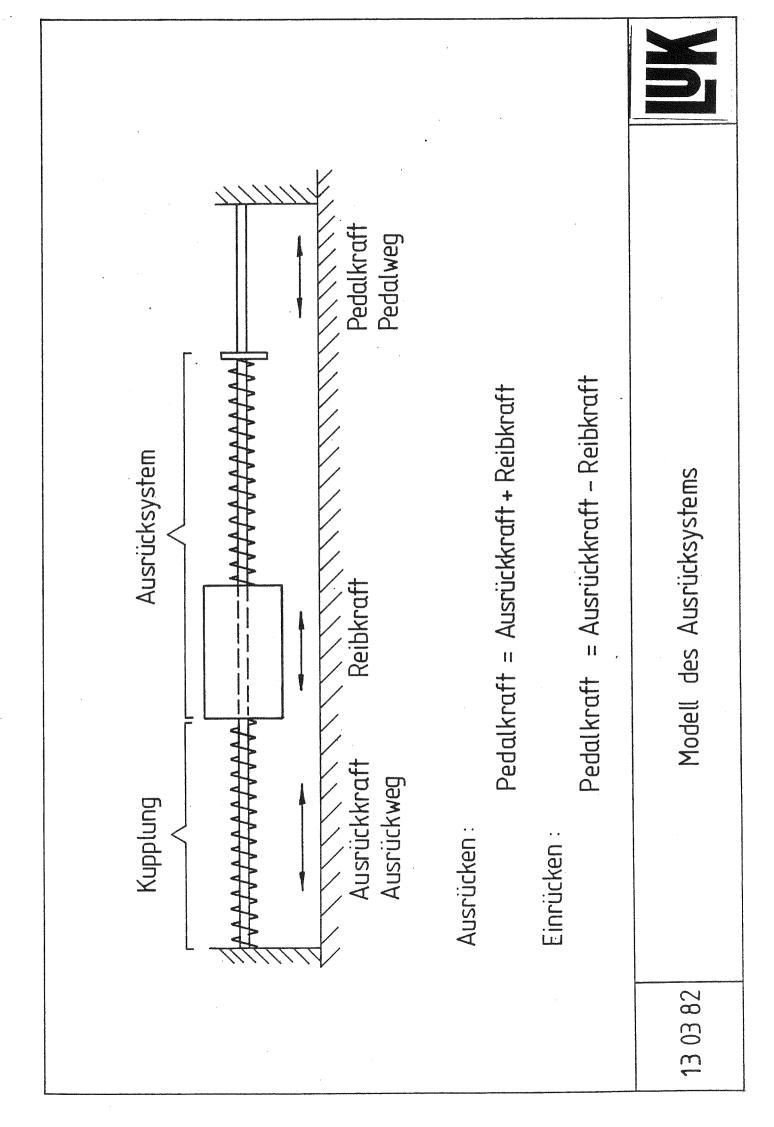


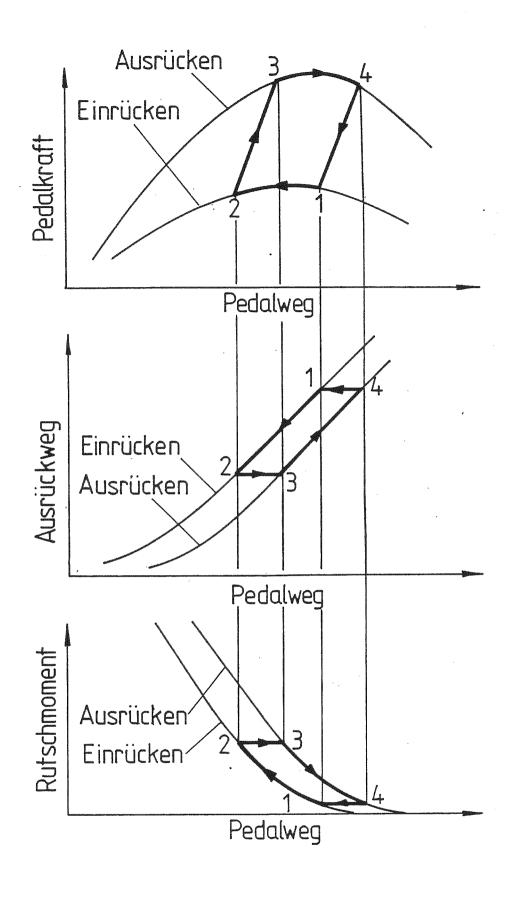








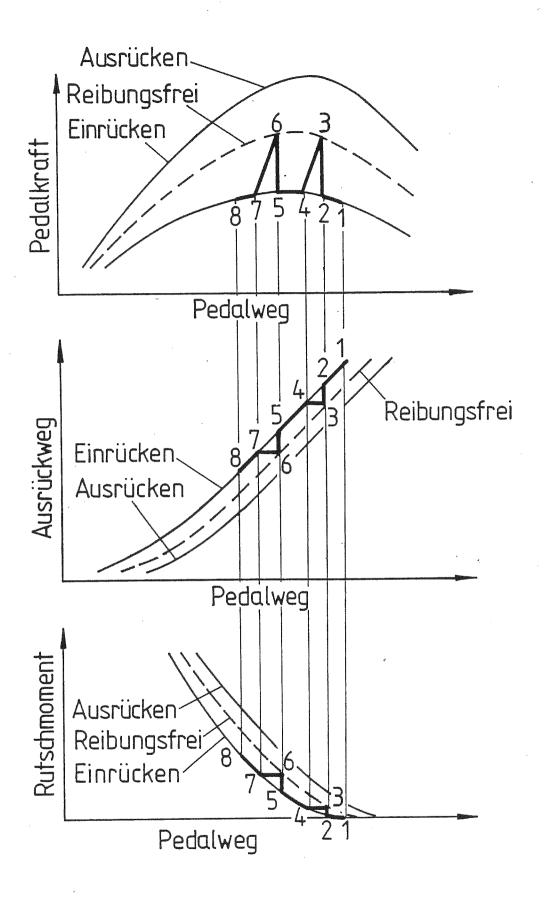




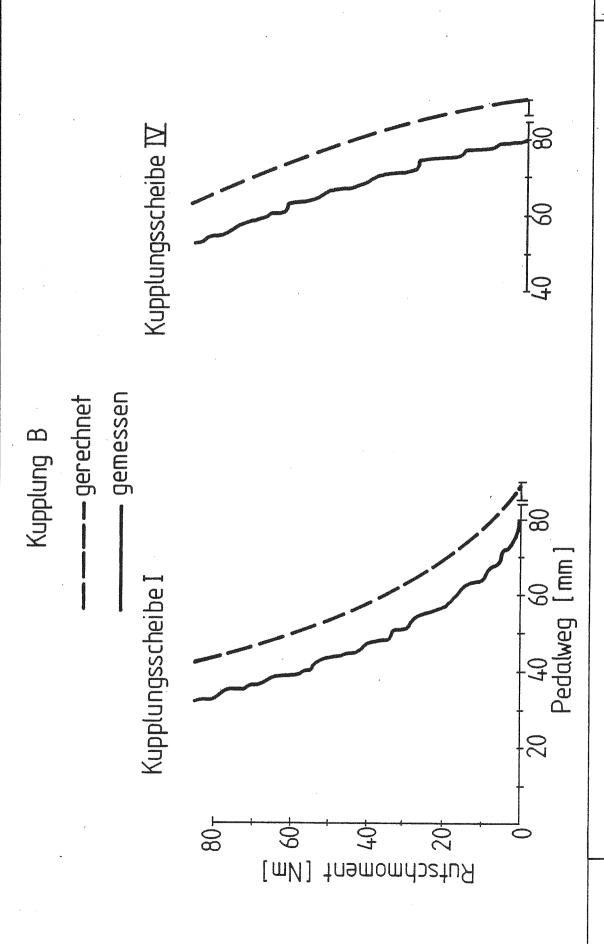
14 03 82

Rutschmomenthysterese infolge Reibung im Ausrücksystem





UK



Rutschmomentvergleich

KupplungA mit Kupplungsscheibe I Verschleiß 1mm

