

Auslegung von KFZ-Kupplungen

Inhalt:

Beanspruchung
im Fahr- und
Testbetrieb

Arbeitsvermögen
und Lebensdauer

Betätigung und
Eingriffsverhalten

Funktions- und
fertigungsgerechte
Tolerierung

K U P P L U N G S B E A N S P R U C H U N G

I M

F A H R - U N D T E S T B E T R I E B

- Vortrag von H. Christoph Schmid -

1. Einleitung

Wird man als Versuchsingenieur vor die Aufgabe gestellt, die Kupplungsbeanspruchung unter objektiven Kriterien zu simulieren, fragt man sofort danach, welche Beanspruchung im Fahrzeug wirklich auftritt.

Da in der Literatur dafür keine Hinweise zu finden sind, bleibt eigentlich nur der Weg offen, die Prüfspezifikationen verschiedener Kupplungs- und Fahrzeughersteller miteinander zu vergleichen, um daraus Rückschlüsse auf die Beanspruchung im Felde zu ziehen. Doch schon nach Durcharbeiten der ersten Prüfspezifikationen wird klar, daß entweder die Kupplung bei jedem Fahrzeug völlig unterschiedlich beansprucht wird, oder aber, daß Prüfspezifikation und Praxis zwei völlig verschiedene Dinge sind.

Es gibt Prüfungen auf Schwungmassenprüfständen unter Beanspruchungen, die Anfahrten mit fast leerem Fahrzeug in der Ebene entsprechen, bis hin zu Beanspruchungen, die nur mit zulässigem Anhängengewicht bei Steigungen um 15% erreicht werden können. Zum Teil werden Bedingungen simuliert, bei denen das Fahrzeug festgebremst ist und das Maximalmoment des Motors bei 3000 min^{-1} über längere Zeit durch die Kupplung

in Reibungswärme umgewandelt wird. Bei wieder anderen Prüfungen läßt man mit voll geöffneter Drosselklappe bei hoher Drehzahl und eingelegtem 3. oder 4. Gang die Kupplung schnappen.

Schon nach diesen wenigen Beispielen, die nur einen schmalen Ausschnitt aus den üblichen Prüfspezifikationen zeigen, wird sicher jeder zustimmen, daß die meisten Prüfungen nicht entsprechend den normalen Praxisanforderungen festgelegt wurden. Man kann vermuten, daß entweder ein aktuelles Feldproblem oder ein vorhandener Prüfstand die Prüfanforderungen bestimmt hatten.

Sofern die genannten Prüfbedingungen jedoch geeignet sind, ausreichend dimensionierte von schwachen Kupplungen und verschleißfeste von schlechten Kupplungsbelägen zu trennen, sollte man diese unangetastet lassen. Man muß jedoch die Frage stellen, warum ein Kupplungsbelag beim Fahrzeughersteller "X" in den unterschiedlichsten Fahrzeugen mit guten Feldergebnissen eingebaut wird, und derselbe Belag vom Fahrzeughersteller "Y" abgelehnt wird, da er den Prüfstandstest nicht bestanden hat.

Um die angesprochenen Probleme etwas zu erhellen, haben wir uns die Aufgabe gestellt, das Kollektiv der in der täglichen Fahrpraxis auftretenden Kupplungsbeanspruchung zu ermitteln. Hierzu sollte im Fahrzeug die bei jedem Kupplungsvorgang verrichtete Reibarbeit gemessen und registriert werden. Anhand der Ergebnisse soll versucht werden, Prüfbedingungen festzulegen, die die Beanspruchung der Kupplung in der Praxis weitgehend berücksichtigen.

2. Meßverfahren zur Ermittlung der Kupplungsbeanspruchung im Fahrzeug

Im ersten Schritt war die Frage zu klären, durch welche Größen die Kupplungsbeanspruchung bestimmt ist, und im zweiten Schritt, wie diese Größen meßtechnisch erfaßbar sind.

In Bild 1 ist der prinzipielle Verlauf von Motordrehzahl, Getriebeeingangsdrehzahl und Reibleistung "q" für einen Kupplungsvorgang dargestellt. Die Arbeitsbelastung "A" ist die gestrichelte Linie unter der Kurve der Reibleistung. Sie berechnet sich aus Gleichung:

$$A = \int_{t = t_0}^{t = t_s} M \times \omega_{rel} \times dt$$

Da die Fläche durch Integration berechnet wird, dürfen, im Gegensatz zur vereinfachten Darstellung im Bild, die Motordrehzahl und das Kupplungsmoment veränderlich sein.

Anfang und Ende des Kupplungsvorgangs, d.h. die Integrationsgrenzen "to" und "ts", sind dadurch bestimmt, daß während des Kupplungsvorgangs sowohl ein Moment als auch eine Schlupfdrehzahl vorliegt; vor oder nach dem Kupplungsvorgang ist entweder das Moment oder die Schlupfdrehzahl gleich Null.

Die Messung von Drehmoment und Schlupfdrehzahl wurde in einem Versuchsfahrzeug verwirklicht; der schematische Aufbau des Meßfahrzeugs ist in Bild 3 dargestellt.

2.1 Drehmomentmessung

Das von der Kupplung auf die Getriebeeingangswelle übertragene Drehmoment wird von Dehnungsmeßstreifen auf der Getriebewelle erfaßt, das Meßsignal wird über Schleifringe mit Silberbandbürsten an einen Trägerfrequenz-Meßverstärker weitergeleitet.

Die Lösung mit Schleifringen hat gegenüber einer drahtlosen Meßwertübertragung den Nachteil, daß Verschleiß an den Bürsten und Schleifringbahnen zu Störungen oder Funktionsausfall führen können. Andererseits hatte diese Lösung für uns den Vorteil, daß sie bei einem Fahrzeughersteller bereits erfolgreich eingesetzt wird, somit war kurzfristig der sichere Weg vorgegeben. Speziell bei den im Kupplungsraum auftretenden Temperaturen $> 80^{\circ}\text{C}$ erschien uns außerdem das Risiko mit einer drahtlosen Meßwertübertragung zu groß.

2.2 Drehzahlmessung

Die Messung der Drehzahlen von Motor und Getriebeeingangswelle erfolgt mit magnet-induktiven Sonden an Zahnrädern. Erfäßt wird die Frequenz der an der Sonde auftretenden Zahnimpulse.

Da die minimal mögliche Motordrehzahl $> 800 \text{ min}^{-1}$ beträgt, ist eine marktgängige Frequenz-Spannungswandlung möglich.

Für die Erfassung der Getriebedrehzahl muß bei Anfahrvorgängen bereits bei Drehzahlen nahe Stillstand ein verwertbares Ausgangssignal am Meßverstärker vorliegen. Ein Frequenz-Spannungswandler, wie er für die Messung der Motordrehzahl

eingesetzt wird, würde hier jedoch entweder die Eingangsimpulse verstärkt wiedergeben und eine schwankende Drehzahl vortäuschen, oder das Ausgangssignal müßte sehr stark gefiltert werden und würde nur noch verzögert und träge auf Drehzahländerungen reagieren.

Der Meßverstärker für die Getriebedrehzahlmessung ist deshalb so aufgebaut, daß der zeitliche Abstand zwischen zwei aufeinanderfolgenden Impulsen erfaßt wird. Dieser Meßwert wird zwischengespeichert, während der Meßteil sofort den nächsten Meßvorgang einleitet. Am Ausgang des Meßverstärkers liegt der Reziprokwert des im Speicher stehenden Zeitwerts an. Somit steht auch bei kleinster Drehzahl das Ausgangssignal ohne Welligkeit, Drehzahländerungen folgt es nach einer Treppenkurve im Takt der Meßfrequenz.

2.3 Berechnung der Arbeitsbelastung

Der eigentliche Berechnungsvorgang der Kupplungsarbeit erfolgt in einem mikroprozessorgesteuerten Meßwerterfassungssystem. Die elektrischen Signale analog zu Drehzahlen und Drehmoment, werden im Analog/Digital-Wandler in digitale Signale umgewandelt. Im Takt von 100 Hz, d.h. alle 10 ms wird

der Momentanwert der Differenzdrehzahl und der Momentanwert des Kupplungsmomentes erfaßt. Sobald vom Rechner erkannt wird, daß Moment und Schlupfdrehzahl von Null verschieden sind, wird das Produkt der Momentanwerte aufaddiert und abgespeichert, bis entweder Moment oder Schlupfdrehzahl zu Null werden. Der Wert, der jetzt als Summe der einzelnen Meßwerte im Speicher steht (geteilt durch 100, da pro sec 100 Meßwerte addiert wurden), ist die durch die Kupplung verrichtete Reiarbeit "A", dieser Wert wird im Massen-Speicher abgelegt.

- 2.4 Mit der Berechnung und Abspeicherung der Größe der Reiarbeit eines jeden Kupplungsvorgangs ist die gestellte Aufgabe gelöst. Darüberhinaus wollten wir aber auch wissen, wie mit der Einsatzart des Fahrzeugs die Kupplungsbeanspruchung schwankt. Um Unterschiede durch die Beladung des Fahrzeugs oder durch die Betriebsart, wie Stadtfahrt oder Überlandfahrt zu erfassen, werden vom Fahrer Angaben über die momentanen Einsatzbedingungen durch ein Bedienteil eingegeben. Folgende Zustände können hierbei unterschieden werden:

- A. Betriebsarten: - Stadtverkehr
- Autobahn
- Landstraße Ebene
- Landstraße Gebirge
- B. Beladung : - leer 1100 kg
- halb beladen 1300 kg
- voll beladen 1550 kg
- Anhängerbetrieb 2050 kg/2750 kg

Das Fahrzeug wurde überwiegend mit einem Anhänger 500 kg gefahren, ausgewählte Testfahrten wurden zum Vergleich mit maximal zulässigem Anhängerweight, d.h. Gesamtgewicht Fahrzeug + Anhänger 2750 kg durchgeführt.

Für die weitere Beschreibung der gemessenen Kupplungsvorgänge wurden folgende Größen gemessen und, zugeordnet zum Kupplungsvorgang, im Massenspeicher des Meßwerterfassungssystems abgelegt: Unterscheidung zwischen Anfahr- und Schaltvorgang, Wegstrecke und Zeit seit Beginn des Versuchslaufs, mittlere Motordrehzahl während der Rutschphase der Kupplung, Temperatur in der Kupplungsglocke.

Alle Werte werden als Block im Massenspeicher abgelegt. Während eines Versuchslaufs können ca. 2500 Kupplungsvorgänge (\cong 32 K-Byte) abgespeichert werden, d.h. über eine Fahrstrecke von 500 km bei 5 Kupplungsvorgängen pro km können Meßdaten gesammelt werden.

2.5 Meßwertverarbeitung

Die während eines Versuchslaufs gesammelten Daten werden anschließend auf einen HP 9845 Tischrechner überspielt. Hierzu wird der Digitalteil des Meßwertfassungssystems aus dem Meßfahrzeug entnommen, die dort gespeicherten Daten werden über eine genormte Parallelschnittstelle auf den Tischrechner übertragen und auf Magnetbandkassette abgelegt. Der Digitalteil kann sofort wieder im Fahrzeug eingesetzt werden.

Mit diesem Systemaufbau ist es möglich, einerseits kompakt und kostengünstig Meßdaten zu erfassen und abzuspeichern, andererseits aber auch, nach der Datenübertragung auf den Tischrechner, in der Programmiersprache BASIC sehr einfach die Daten zu sichten und statistisch auszuwerten. Der Speicherbereich des Digitalteils konnte auf die für einen Versuchslauf benötigte Größe beschränkt bleiben, weil sofort nach der Datenübertragung, die ca. 5 Minuten dauert, das Fahrzeug wieder einsatzbereit ist.

3. Abhängigkeit der Kupplungsbeanspruchung vom Einsatz des Fahrzeugs

Jedem Fahrzeugbenutzer ist klar, daß beim Anfahren an einer Steigung mit vollbeladenem Fahrzeug oder mit Anhänger die Kupplung am stärksten beansprucht wird. Zumindest macht ihn sein Geruchssinn darauf aufmerksam, daß bei solchen Anfahrten die Temperaturen an der Kupplung sehr hoch sein müssen. Unterhalb dieser Grenze ist eine subjektive Beurteilung der Reibarbeit, die bei den einzelnen Kupplungsvorgängen verrichtet wird, nur schwer möglich; außerdem ist zu vermuten, daß die Kupplungsbelastung auch von der Fahrweise des Fahrers abhängt.

Die möglichen Einflüsse auf die Kupplungsbeanspruchung wurden auf einer sogenannten Standardteststrecke ermittelt. Die Teststrecke führt rund durch den Schwarzwald, überwiegend auf vielbefahrenen Bundesstraßen ohne Ortsumgehung. Im Bild 7 ist das Streckenprofil dargestellt. Der Gesamthöhenunterschied beträgt 840 m, die Streckenlänge 160 km. Die maximale Steigung von 12% liegt etwa in der Mitte bei 80 km.

Im unteren Teil ist die spezifische, d.h. auf die Reibfläche bezogene Arbeit für jeden Kupplungsvorgang dargestellt. Jeder Stern entspricht einem Schaltvorgang, jeder Punkt stellt die gemessene Reibarbeit eines Anfahrvorgangs dar. Die im Bild gezeigte Testfahrt wurde mit voll beladenem Fahrzeug + Anhänger 500 kg durchgeführt. Die Kurve über den Werten für die Reibarbeit der einzelnen Kupplungsvorgänge ist der Verlauf der Temperatur in der Kupplungsglocke, der Maximalwert beträgt 85°C.

An der Maximalsteigung 12% wurden bei jeder Testfahrt zusätzlich 10 Anfahrten an definierten Streckenpunkten durchgeführt. Man erkennt die Häufung der Punkte zwischen 80 und 90 km und die Erhöhung der Temperatur um 22°C durch die Kupplungsbeanspruchung. Interessant ist auch, daß an der nachfolgenden Gefällstrecke große Werte für die Reibarbeit gemessen wurden, die durch Zurückschalten vor Kurven entstehen.

Die 10 zusätzlichen Anfahrten an der Steigung wurden nicht in die Darstellung der Beanspruchung miteinbezogen, sondern wurden getrennt ausgewertet, um Einflüsse, die durch Fahrer und Beladung bedingt sind, bei diesen Extrembeanspruchungen zu erfassen.

Die auf der Standardteststrecke gesammelten Daten konnten nicht allein die Kupplungsbeanspruchung über die gesamte Lebensdauer beschreiben. Deshalb wurden darüberhinaus mit dem Testfahrzeug beliebige Fahrten durchgeführt, wobei lediglich der Fahrer die Betriebsart und die Beladung eingeben mußte. Mit diesen, im täglichen Betrieb des Fuhrparks angefallenen Daten, wurden die Untersuchung auf eine breitere Basis gestellt und Werte über Stadtfahrt und Autobahnfahrten ermittelt, da diese Anteile in der Standardteststrecke nicht enthalten sind.

3.1 Auswertung der Meßdaten

Die Meßwerte für die Reibarbeit bei jedem Kupplungsvorgang wurden getrennt nach Einsatzbedingungen aufbereitet und als Häufigkeitsverteilung, bezogen auf die gesamte Reibarbeit während des Versuchslaufs dargestellt. Als Beispiel sehen Sie im Bild 8 die relative Häufigkeit der Reibarbeit pro Kupplungsvorgang, wobei in den Klassen nicht die Anzahl der Kupplungsvorgänge, sondern die Reibarbeit aufsummiert ist. Es wurden alle Fahrten im Gebirge ausgewertet und die Verteilung für alle Kupplungsvorgänge erstellt, zusätzlich werden auf dem Bild folgende Angaben eingetragen:

1. die mittlere Reibarbeit " A_m " aus allen Kupplungsvorgängen
2. die mittlere Motordrehzahl " N_m " während des Kupplungsvorgangs
3. die mittlere Kupplungsglockentemperatur " T_m "
4. die Durchschnittsgeschwindigkeit " V_m "
5. die gefahrene Wegstrecke
6. die Anzahl der Kupplungsbetätigungen und
7. die Anzahl der Betätigungen pro km.

Durch diese zusätzlichen Angaben ist ein Vergleich unterschiedlicher Fahrten sehr leicht möglich, man kann z.B. den Fahrstil eines Fahrers durch Vergleich von mittlerer Drehzahl und Durchschnittsgeschwindigkeit bewerten.

3.2 Einfluß von Beladung und Steigung

Vergleicht man die Meßwerte der Fahrversuche mit dem berechneten Wert für die Arbeitsbelastung, stellt man eine gute Übereinstimmung fest: Der bei den Testfahrten aufgetretene Maximalwert der spezifischen Arbeit von 100 Nm/cm^2 entspricht einer Anfahrt an einer 12%igen Steigung mit einer mittleren Anfahrtdrehzahl von 2260 min^{-1} . Über alle Testfahrten wurde bei Anfahrten am Berg, fast unabhängig von der Beladung, mit mittleren Anfahrtdrehzahlen zwischen 2100 und 2500 min^{-1} angefahren. Mit der Drehzahl des maximalen Motormoments, die beim Testfahrzeug bei 4000 min^{-1} liegt, wurde auch bei maximaler Zuladung in keinem Fall angefahren.

3.3 Einfluß der Betriebsart

Sämtliche Stadtfahrten wurden in Städten ohne Steigung durchgeführt. Vergleicht man im Bild 9 die hierbei gemessene Verteilung der Reibarbeit mit der Verteilung für die Betriebsart Landstraße Ebene, läßt sich kein wesentlicher Unterschied ablesen.

Im Bild ist die Verteilung der Reibarbeit über alle Kupplungsvorgänge in der Stadt aufgetragen und darüber die Verteilung für Landstraße Ebene. Der Anteil der Anfahrvorgänge liegt in der Stadt bei ca. 30% aller Kupplungsvorgänge, in der Ebene liegt der Anteil nur bei 10%. Die größere Anzahl Schaltvorgänge zeigt sich in der Verteilung Landstraße mit dem deutlichen Maximum bei einer spezifischen Reibarbeit von 5 - 10 Nm/cm².

Die Anfahrvorgänge in der Stadt, bei denen die Kupplung stärker beansprucht wird, sind in der Verteilung nicht zu erkennen, da, im Gegensatz zur Stadt, bei Fahrten auf der Landstraße während der Schaltvorgänge beschleunigt wird, was die Reibarbeit beim Schaltvorgang erhöht.

Wir können also feststellen, daß die Verteilung der Reibarbeit im wesentlichen von Steigung und Beladung abhängig ist und nicht von den Fahrbedingungen, z.B. Stadtfahrt oder Fahrt auf der Landstraße.

Bei unseren Fahrten wurde auf der Autobahn weniger als 1 mal pro 20 km Fahrtstrecke gekuppelt, außerdem war die Reibarbeit immer kleiner als 8 Nm/cm². In der Gesamtbetrachtung der Kupplungsbeanspruchung wurden deshalb Autofahrten nicht berücksichtigt.

3.4 Fahrereinfluß

Sogenannte Kupplungsfahrer, d.h. Fahrer, die jede Kupplung in kürzester Zeit vollständig verschleiben lassen, sind allen bekannt. Wir ließen deshalb unsere Teststrecke von möglichst vielen Fahrern abfahren, darunter waren Schüler, Versuchsmechaniker, Ingenieure und Berufskraftfahrer. In einem Fall wurde versucht, die Strecke in kürzest möglicher Zeit zu bewältigen. Überraschend war dabei, daß der maximale Unterschied von Fahrer zu Fahrer bei 30% lag, sowohl bezogen auf den Mittelwert der Arbeitsbelastung, als auch bezogen auf den Kupplungsvorgang mit der höchsten Arbeitsbelastung pro Fahrt. Diese 30% Unterschied entsprechen einer Erhöhung der Anfahrtdrehzahl von 2100 auf 2400 min^{-1} .

4. Weitere Ergebnisse aus den Meßfahrten

Aus den zusätzlichen Daten, wie Temperatur, Wegstrecke usw., die bei jedem Kupplungsvorgang mit erfaßt wurden, lassen sich folgende Erkenntnisse ableiten:

4.1 Kupplungshäufigkeit

In der Tabelle, Bild 10, ist die Kupplungshäufigkeit pro km aufgelistet, zugeordnet zu Beladung und Betriebsart. Die gefundenen Werte für Landstraße ca. 2 Kupplungsvorgänge pro km, für Stadtverkehr durchschnittlich 10 pro km, sowie der Durchschnittswert 2,8 Betätigungen pro km, decken sich gut mit den schon bisher von uns angenommenen Werten.

Die Abhängigkeit der Kupplungshäufigkeit von der Beladung, bzw. vom Leistungsgewicht des Fahrzeugs, insbesondere im Stadtverkehr entspricht der Erwartung.

4.2 Lufttemperatur in der Kupplungsglocke

Die Temperaturen in der Kupplungsglocke ergeben sich aus dem Verhältnis der Aufheizung durch Motor und Getriebe zu Kühlung durch Fahrtwind. Zusätzlich wird die Luft durch die Verlustleistung der Kupplung erwärmt.

Die mittlere Verlustleistung der Kupplung können wir aus der Kuppelhäufigkeit und der Arbeit pro Reibvorgang berechnen. Die höchste Verlustleistung wurde im Stadtverkehr ermittelt,

da hier bei niedriger Reibarbeit pro Kupplungsvorgang die Kupplung sehr häufig betätigt wird; die mittlere spezifische Reibleistung beträgt ca. $0,6 \text{ W/cm}^2$. Bei Landstraßen- und Gebirgsfahrten schwankt die Verlustleistung zwischen $0,2$ und $0,4 \text{ Watt/cm}^2$.

Der Vergleich der Temperaturen in der Kupplungsglocke zwischen Stadt, Ebene und Gebirge ergab keine wesentlichen Unterschiede. Selbst bei Stadtfahrten, wo wegen der niedrigen Durchschnittsgeschwindigkeit von ca. 30 km/h nur wenig Kühlung durch Fahrtwind vorhanden ist, und die Reibleistung der Kupplung am höchsten ist, lag die mittlere Temperatur in der Kupplungsglocke genau so hoch wie bei Fahrt in der Ebene oder im Gebirge. Vermutlich heizt Motor und Getriebe die Kupplungsglocke in der Stadt weniger auf, sodaß die erhöhte Erwärmung durch die Kupplung ausgeglichen wird.

Einzige Ausnahme bilden die bei jeder Testfahrt auf der Standardstrecke zusätzlich durchgeführten Anfahrten: Hier treten Temperaturerhöhungen bis zu 30°C auf.

Die überwiegende Zahl der Testfahrten wurden bei winterlichen Außentemperaturen um 0°C absolviert, die Temperaturen im Kupplungsraum lagen dementsprechend niedrig. Die durchschnittliche Differenz zur Außentemperatur betrug 70°C, dies bedeutet, daß durchschnittliche Temperaturen in der Kupplungsglocke von 90 bis 100°C zu erwarten sind.

5. Verteilung der Beanspruchung über die Lebensdauer der Kupplung

Setzt man die Häufigkeiten, die für die einzelnen Betriebsarten gefunden wurden, entsprechend der wirklich auftretenden Verteilung zusammen, hat man die Beschreibung der Gesamtbeanspruchung der Kupplung.

In der Literatur waren keine Angaben zu finden, in welchen Verhältnissen sich die einzelnen Anteile zusammensetzen, deshalb mußten wir aus eigener Erfahrung Annahmen treffen:

Wir gingen von gleichen Kilometeranteilen der Betriebsarten Stadtverkehr, Autobahn und Landstraße Ebene aus, mit einem Anteil von 10% Landstraße Gebirge. Die Beladungszustände wurden gleichmäßig verteilt auf leer, halbvoll, voll und Anhängerbetrieb mit Anhänger 500 kg.

Es ist uns bewußt, daß wir bei dieser Aufteilung in den üblichen Fehler aller Versuchsingenieure verfallen sind, und die kritischen Zustände Anhängerbetrieb und Gebirgsfahrt überbewertet haben. Hier muß in der Diskussion mit den Fahrzeugherstellern eine realistische Verteilung ermittelt werden.

Erstellt man unter diesen Voraussetzungen eine Häufigkeitsverteilung, extrapoliert auf 100 000 km ergibt sich die im Bild 11 gezeigte Verteilung. Deutlich fällt auf, daß das Maximum der Reibarbeit bei Kupplungsvorgängen mit niedriger spezifischer Reibarbeit liegt, der Wert beträgt etwa 9 Nm/cm^2 . Im Bild 12 werden die Anfahrvorgänge und Schaltvorgänge getrennt dargestellt. Sie sehen, daß beim Anfahren die Verteilung der Reibarbeit zu höheren Werten verschoben ist, jedoch machen die Anfahrvorgänge nur 18% aller Kupplungsvorgänge aus, somit wird die Gesamtverteilung überwiegend durch die Verteilung der Schaltvorgänge bestimmt.

6. Praxisorientierte Kupplungsprüfung

Bei der Betrachtung der Gesamtverteilung der Reibarbeit fängt man unwillkürlich an, die üblichen Prüfstandsbedingungen für die Verschleißprüfung von Kupplungen mit den gemessenen Werten zu vergleichen. Als Beispiel sei der sogenannte Belag-Standardtest herausgegriffen, der in dieser Form

weit verbreitet ist. Diese Prüfung wird auf einem Schwungmassenprüfstand durchgeführt, wobei alle 40 s eine Schwungmasse von $3,13 \text{ kgm}^2$ von Null auf 1470 min^{-1} beschleunigt wird. Dies bedeutet eine spezifische Reibarbeit pro Kupplungsvorgang von 112 Nm/cm^2 und eine mittlere spezifische Reibleistung von $2,8 \text{ W/cm}^2$.

Solch eine hohe Reibarbeit wurde bei unseren Testfahrten bei Anfahrten an Steigungen von 12% mit voll beladenem Fahrzeug und 500 kg Anhängerlast nicht erreicht, bei maximal zulässiger Anhängerlast 1200 kg wurde der Wert um 80% überschritten. Wir dürfen also feststellen, daß diese Prüfung sicher nicht den am häufigsten vorkommenden Bereich der Kupplungsbeanspruchung abdeckt, sondern extremen Fahrbedingungen zuzuordnen ist.

Man könnte einwenden, daß es prinzipiell unwichtig ist, bei welcher Beanspruchung eine Kupplung getestet wurde. Unterschiede in den Belägen müssen bei allen Beanspruchungen in gleicher Weise gefunden werden. Daß dies jedoch nicht der Fall ist, zeigt Bild 14, in dem der spezifische Belagverschleiß über der mittleren spezifischen Reibleistung aufgetragen ist.

Die Werte wurden bei uns auf dem Prüfstand mit frei ausblasender Kupplung ermittelt. Dargestellt sind die Verschleißraten von 3 asbesthaltigen und 3 asbestfreien Belägen. Man sieht, daß bei der Prüfung bei niedriger Beanspruchung von 2 W/cm^2 die Bewertung des Verschleißverhaltens völlig anders ausfällt als bei einer Prüfung bei ca. 6 W/cm^2 . Die für eine Prüfstandserprobung gewählte Beanspruchung muß also unbedingt den Bedingungen des Fahrbetriebs entsprechen um eine Übertragung der Ergebnisse zu ermöglichen.

6.1 Verschleißprüfung

Ein Prüfprogramm für eine Verschleißprüfung auf dem Schwungmassenprüfstand könnte unter Berücksichtigung der gemessenen Werte folgendermaßen aussehen: Wir wählen als Reibarbeit pro Kupplungsvorgang 9 Nm/cm^2 ; dies entspricht dem Mittelwert der gefundenen Verteilung über 100 000 km. Die zugehörige Anfahrtdrehzahl wurde mit 1300 min^{-1} ermittelt; wir wählen die Drehzahl einer 4-poligen Asynchronmaschine mit 1500 min^{-1} . Aus Drehzahl und Arbeit ergibt sich die gesuchte Schwungmasse mit $0,33 \text{ kgm}^2$.

Die mittlere Reibleistung betrug bei Stadtfahrt $0,6 \text{ W/cm}^2$; dies entspricht einer Schalzhäufigkeit von 4,5 Schaltungen pro Minute. Um den Praxisbedingungen gerecht zu werden, müßte nun noch die Kupplung in einer Kupplungsglocke angeordnet werden, die von außen so gekühlt wird, daß die mittlere Lufttemperatur in der Glocke 90 bis 100°C beträgt. Wesentlich einfacher wird der Prüfaufbau, wenn man die Schalzhäufigkeit so auswählt, daß die gewünschte Lufttemperatur sich von selbst einstellt. Die Schalzhäufigkeit ist dann bei gleicher Kupplung und gleicher Kupplungsglocke konstant, nur bei Veränderungen an der Kupplungsglocke muß die Schalzhäufigkeit korrigiert werden, um die veränderten Kühlbedingungen auszugleichen.

6.2 Überprüfung der Grenzbelastbarkeit

Mit den oben festgelegten Prüfbedingungen können wir Beläge aussuchen, die sicher für 90% der Einsatzarten des Fahrzeugs einwandfrei funktionieren und wenig verschleiben. Es könnte jedoch geschehen, daß bei der ersten hohen Beanspruchung der Belag völlig zerstört wird. Um dies mit Sicherheit auszuschalten, muß also noch geprüft werden, ob alle in der Praxis auftretenden Beanspruchungen ohne Zerstörung des Belages ertragen werden.

Die meisten Fahrzeughersteller fahren solche Tests in Form von Anfahrtests an Steigungen mit oder ohne Anhänger. Wir halten solche Tests für sinnvoll, da hier die Funktion der Kupplung unter Grenzbedingungen praxisnah geprüft werden kann.

Die bereits bekannte Abhängigkeit der Verschleißrate von der mittleren spezifischen Reibleistung zeigt bei höheren Reibleistungen einen steilen Anstieg. Hier ist offensichtlich die Grenze der Verwendbarkeit von organischen Reibbelägen erreicht.

Aus Erfahrung weiß man, daß bei einem solchen Test die Grenze der Belastbarkeit der Beläge durchaus erreicht wird. Man darf also nicht nach dem Motto vorgehen: "Viel hilft viel" ; vielmehr ist gerade hier sorgfältig auf konstante Prüfbedingungen zu achten, da schon geringe Erhöhungen der Reibleistung zu Ausfall des Belages führen können und somit das Ergebnis eines Vergleichs von 2 Belägen dem Zufall überlassen bleibt.

Bei einer Erhöhung der mittleren Motordrehzahl während des Anfahrvorgangs von 2500 auf 3000 min^{-1} vergrößert sich die Reibarbeit um mehr als 50%.

Neben der Überprüfung der thermischen Festigkeit des Kupplungsbelages gibt ein solcher Anfahrtest gleichzeitig Aufschluß über ein weiteres wichtiges Kriterium neben der Verschleißfestigkeit, nämlich über die Übertragungssicherheit der Kupplung.

Kupplungsbeläge haben leider die unangenehme Eigenschaft, mit zunehmender spezifischer Reibleistung, dies ist gleichbedeutend mit erhöhter Reibflächentemperatur, im Reibwert nachzulassen. Im Bild 15 ist der Reibbeiwert organischer Beläge in Abhängigkeit von der mittleren spezifischen Reibleistung aufgetragen, der in Prüfstandsversuchen mit frei ausblasender Kupplung ermittelt wurde. Der große Unterschied des Reibbeiwerts bei hohen Reibtemperaturen wird bei der Überprüfung der Grenzanfahrbedingungen am Berg gleichzeitig mitgeprüft.

Wir schlagen vor, neben dem Verschleißtest bei niedriger Beanspruchung auf dem Schwungmassenprüfstand, einen Anfahrtest am Berg durchzuführen, bei dem an der maximal zulässigen Steigung mit vollbeladenem Fahrzeug und zulässiger Anhängelast angefahren wird. Die Anfahrhäufigkeit wird in Anlehnung an den DIN Test auf 1 Anfahrt pro Minute festgelegt.

Als wesentlichsten Punkt bei Durchführung dieses Tests sehen wir die Einhaltung einer konstanten Drehzahl, da die Reibarbeit mit dem Quadrat der Drehzahl berechnet wird. Weil die Motoren und Fahrzeuge unterschiedlich ausgelegt sind, muß für jedes Fahrzeug die Anfahrtdrehzahl festgelegt werden.

Die ausgewählte Drehzahl darf maximal 2500 min^{-1} betragen; keinesfalls sollte die Drehzahl bei Maximalmoment des Motors gewählt werden, da dies nicht den Praxisbedingungen entspricht.

10 Anfahrten im Abstand von 1 Minute halten wir für die Überprüfung der Überlastsicherheit der Kupplung für ausreichend. Der Test gilt als bestanden, wenn die Kupplung nicht durchrutscht und die Beläge durch die hohe thermische Beanspruchung nicht zerstört wurden. Dies bedeutet für die Praxis, daß auch nach einer Grenzbeanspruchung die Kupplung ohne Funktionsbeeinträchtigung weiter eingesetzt werden kann.

Nicht sinnvoll erscheint uns die Größe des Belagverschleißes bei dieser Prüfung als Beurteilungskriterium zu wählen, da bei solch hohen Beanspruchungen der Verschleiß nicht reproduzierbar ist und der Test lediglich die Funktionssicherheit der Kupplung gewährleisten soll.

7. Schlußbetrachtung

Sicher wollen auch wir nicht behaupten, daß die bisher angewandten Prüfmethode zu unbrauchbaren Praxisergebnissen führten. Es ist jedoch zu vermuten, daß durch extreme Prüfbedingungen eine zufällige Auswahl getroffen wurde und in der Praxis taugliche Beläge wegen nicht erfüllter Prüfstandstests ausgeschieden wurden.

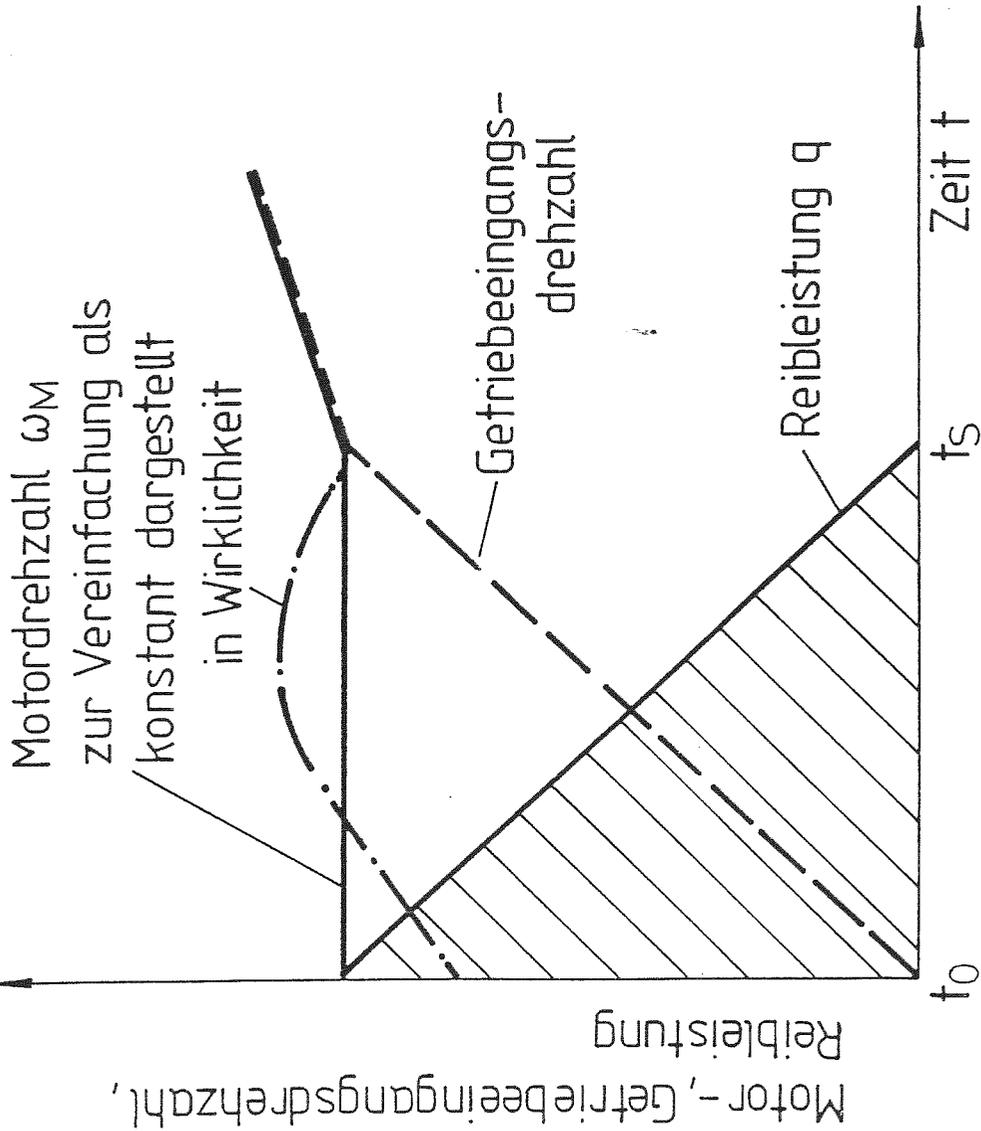
Es konnte gezeigt werden, daß in der Fahrpraxis nur sehr selten extreme Kupplungsbeanspruchung im Pkw auftreten.

Eine Auswahl von Belägen aufgrund von Extrembeanspruchung hinsichtlich Verschleißverhalten ist gefährlich, vor allem wenn die Bedingungen nicht konstant gehalten werden.

Durch die notwendige Umstellung auf asbestfreie Beläge, zumal diese unter Zeitdruck vorgenommen wird, ist es wichtig, überlieferte Prüfbedingungen unter dem Blickwinkel der Praxisorientierung neu zu überdenken. Das andersartige Verschleißverhalten der asbestfreien Beläge und besonders die zum Teil geringe thermische Stabilität können sonst zu einer nicht praxisgerechten Belagauswahl führen.

Die vorgeschlagenen Prüfungen der Kriterien Verschleißfestigkeit bei niedriger Beanspruchung und Funktionssicherheit bei Grenzbeanspruchung werden mit ausreichender Sicherheit eine Aussage über die Verwendbarkeit der Kupplung bringen.

//// = Arbeitsbelastung „A“



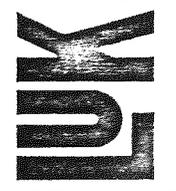
$$A = \int_{t=t_0}^{t=t_s} M \times \omega_{rel.} \times dt$$

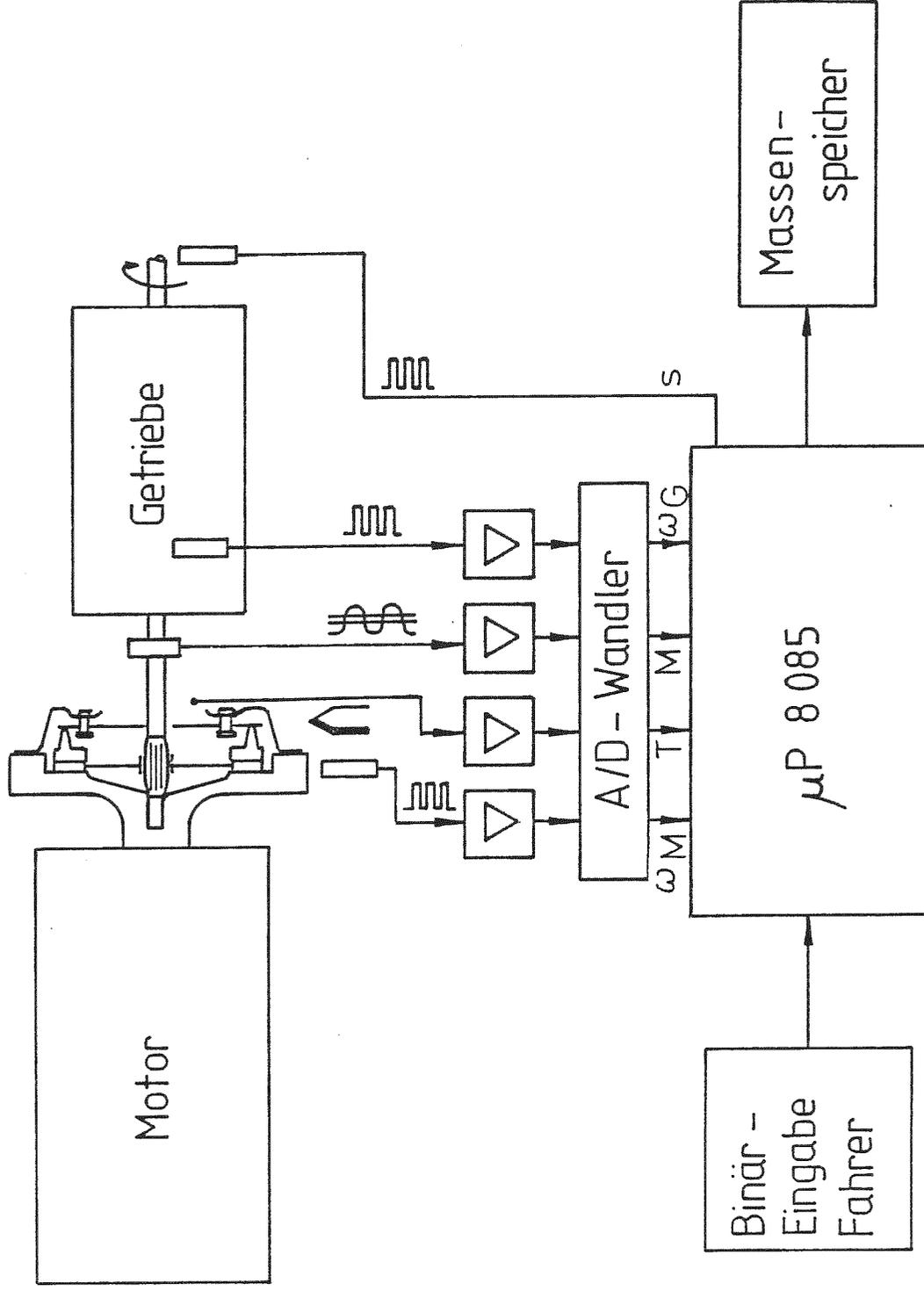
Integrationsgrenzen:

für $t_0 < t < t_s$ gilt $M \neq 0$
 und $\omega_M \neq \omega_G$
 für $t > t_s$ gilt $M = 0$
 oder $\omega_M = \omega_G$

01 01 82

Vereinfachte Darstellung des Kupplungsvorgangs

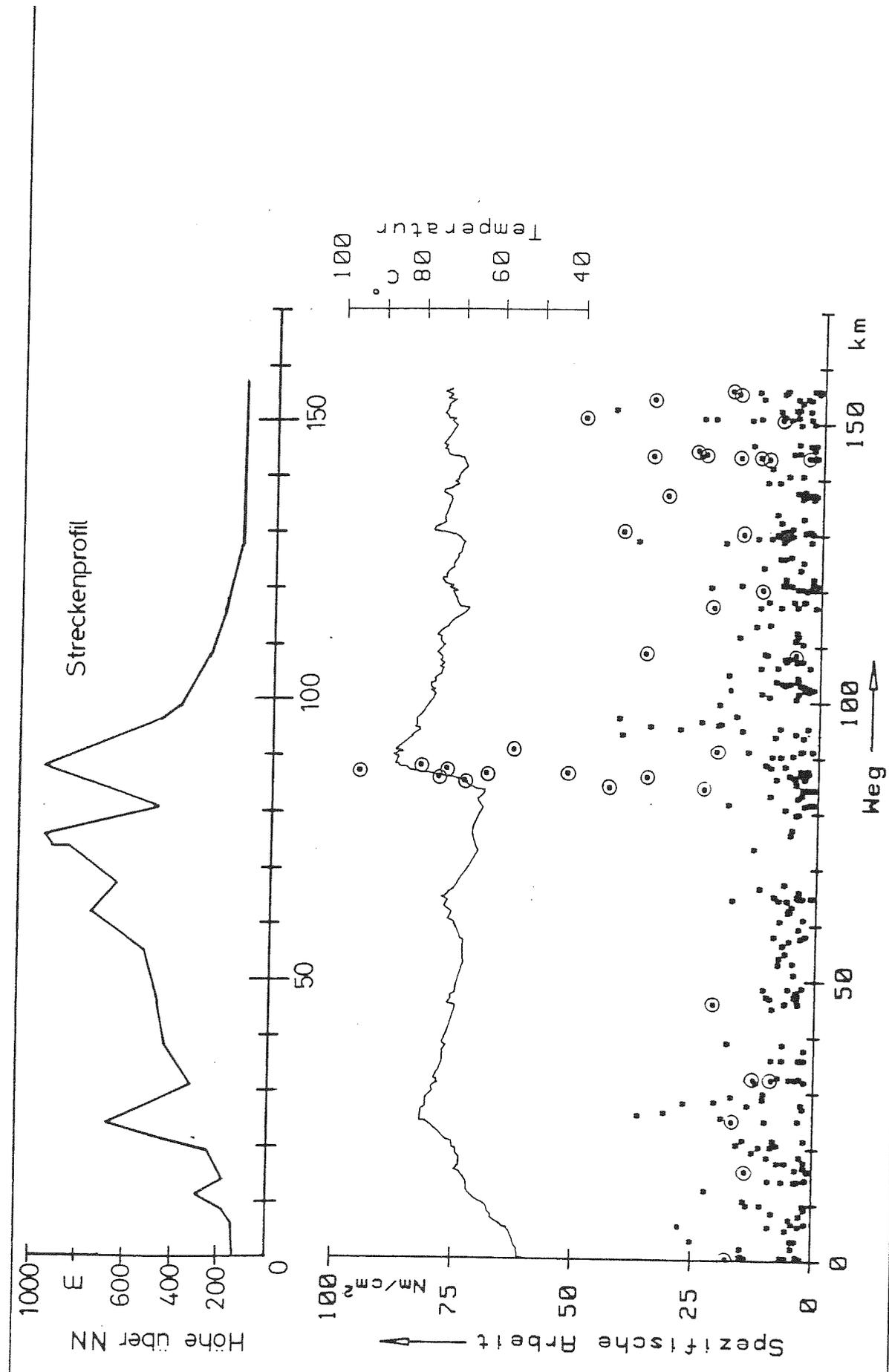


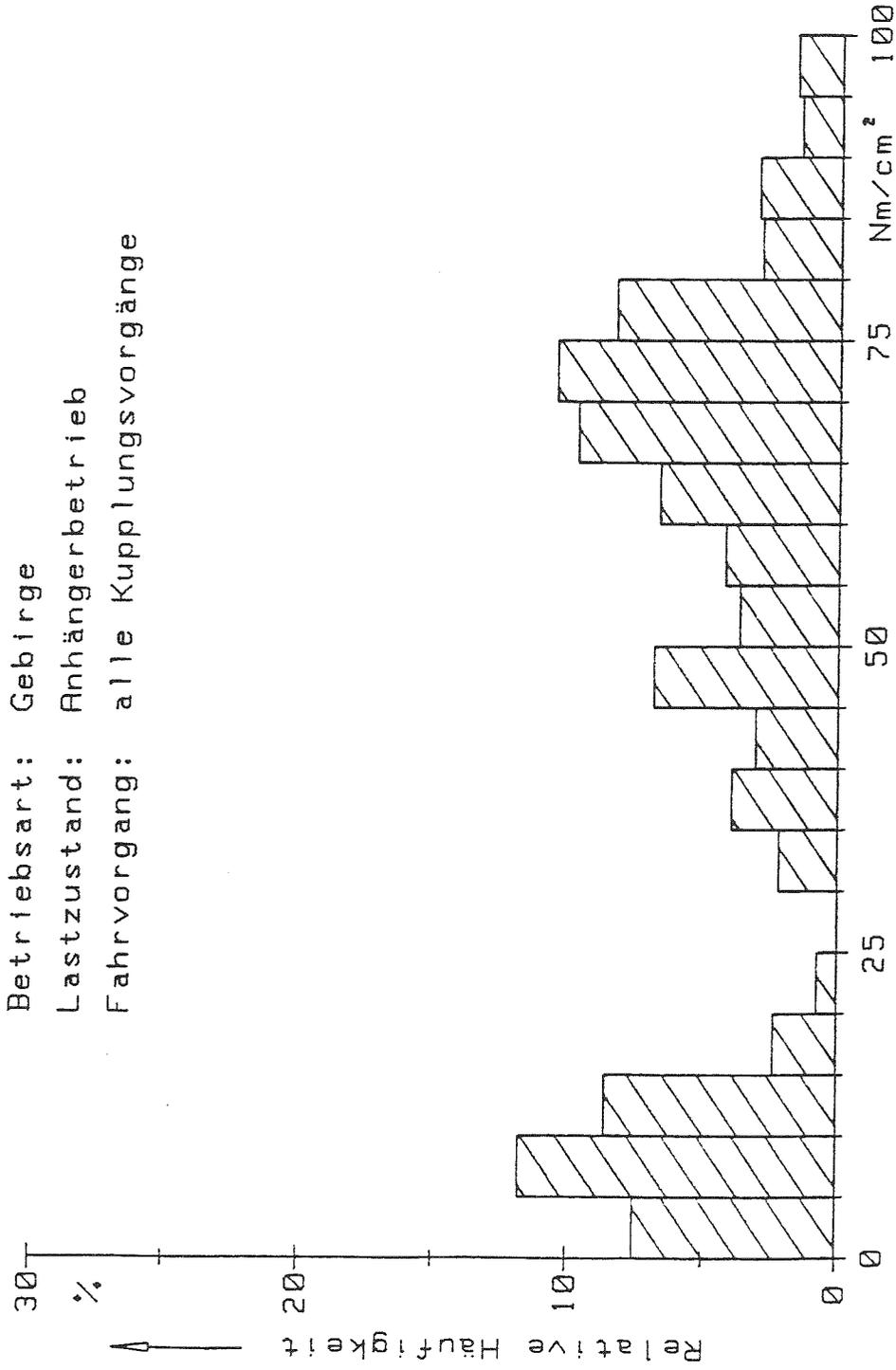


Standardteststrecke

Streckenprofil, Temperaturverlauf, Kupplungsvorgänge

07 01 82





Betriebsart: Gebirge
 Lastzustand: Anhängerbetrieb
 Fahrvorgang: alle Kupplungsvorgänge

Spezifische Arbeit \rightarrow
 $R_m: 13 \text{ Nm/cm}^2$ $N_m: 2395 \text{ min}^{-1}$ $T_m: 70^\circ\text{C}$ $V_m: 51 \text{ Km/h}$
 Fahrstrecke: 3579 Km 6831 Betätigungen 2 Betätigungen/Km

08 01 82

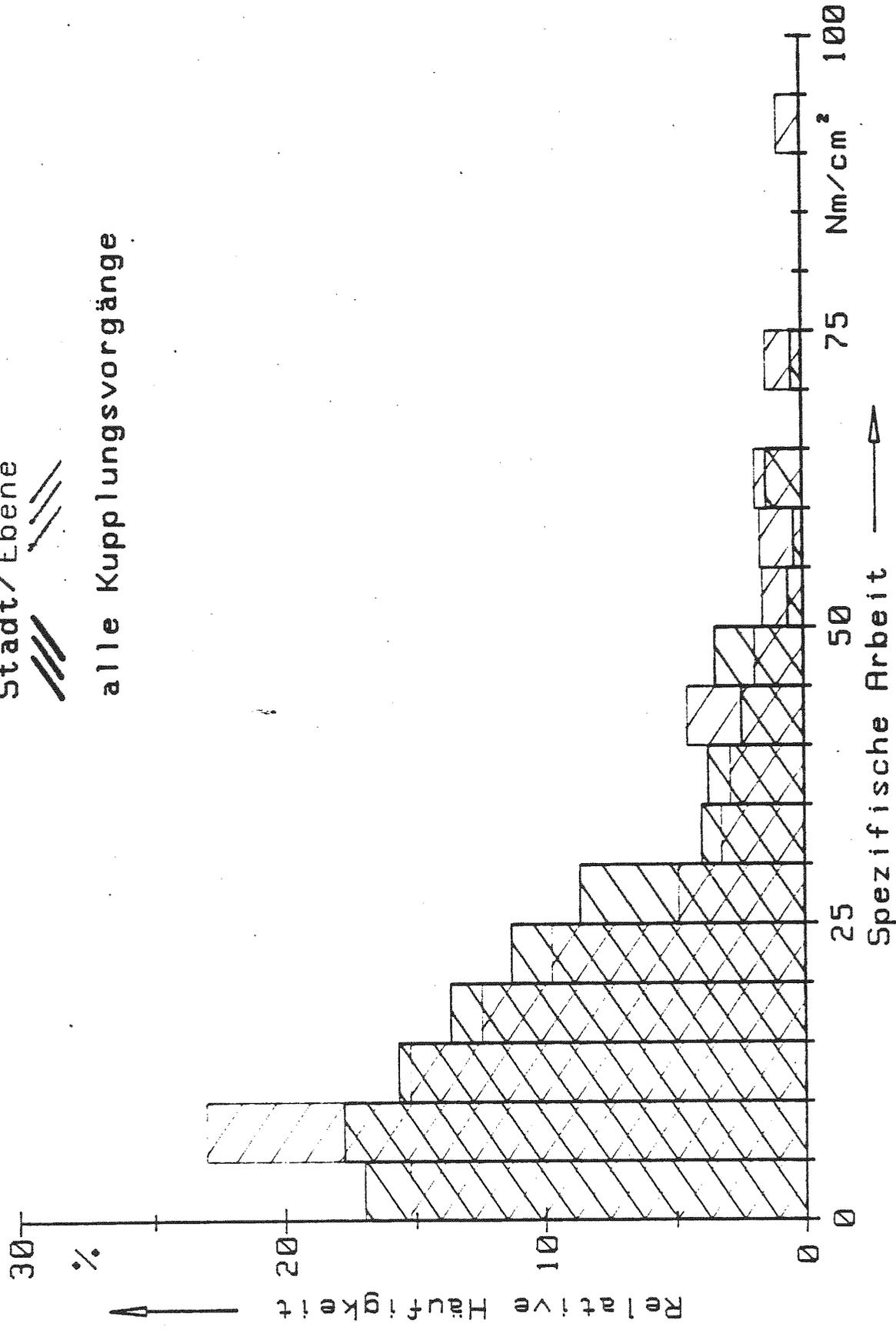
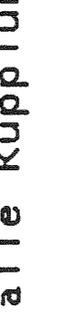
Häufigkeitsverteilung der spezifischen Reibarbeit



Stadt / Ebene

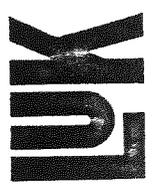


alle Kupplungsvorgänge



09 01 82

Häufigkeitsverteilung der spezifischen Reibarbeit
Vergleich Stadtverkehr, Ebene / Landstraße, Ebene



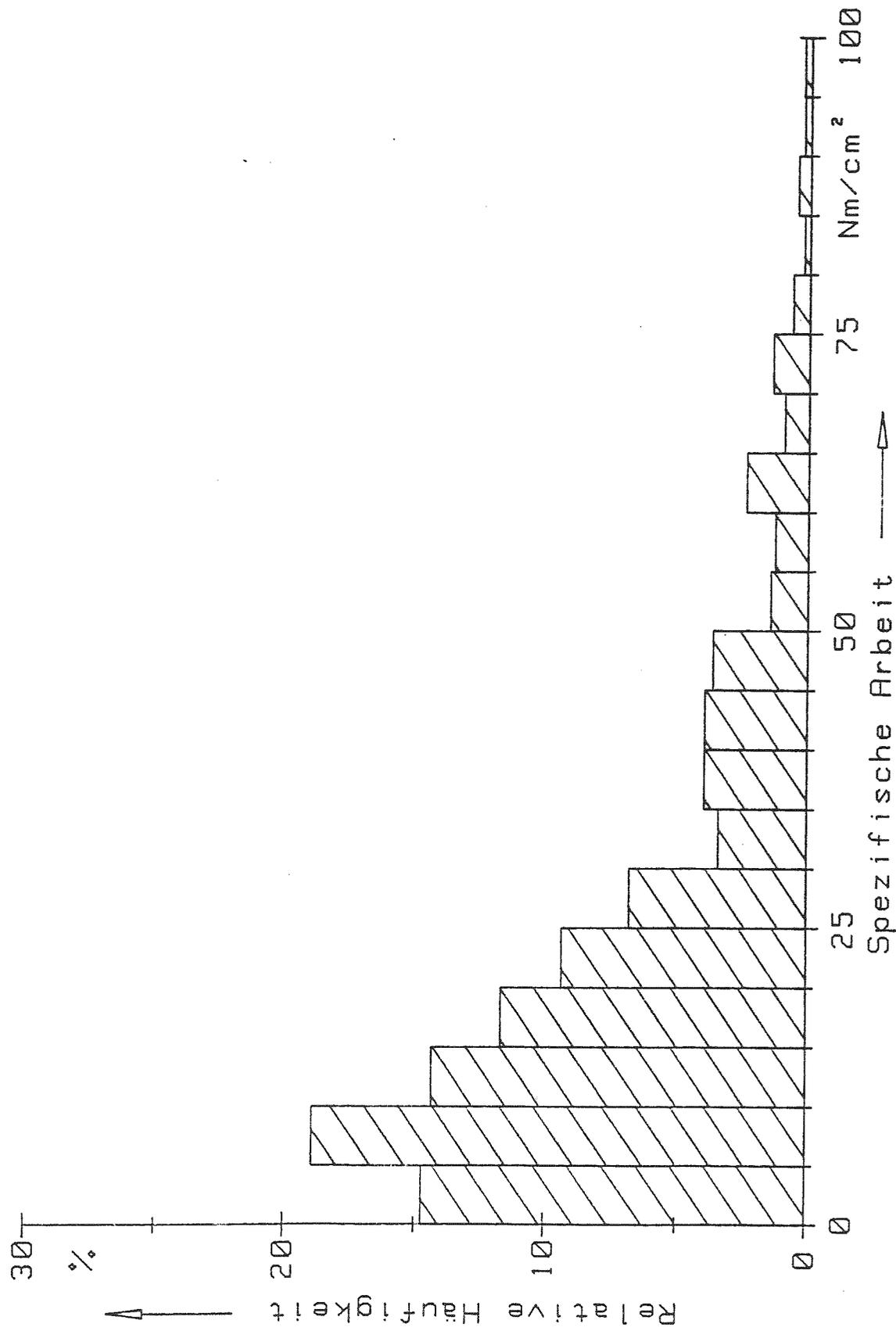
Beladung	Leistungsgewicht	Landstraße	Stadtverkehr
Fahrzeug leer	12 kg/kW	1,8	7
vollgeladen	17 kg/kW	2,1	8
Anhänger 500kg	23kg/kW	2,1	11
Anhänger 1000kg	30kg/kW	2,2	13

Durchschnittswert : 2,8 Betätigungen / km

10 01 82

Kuppelhäufigkeit in Abhängigkeit
von Betriebsart und Beladung

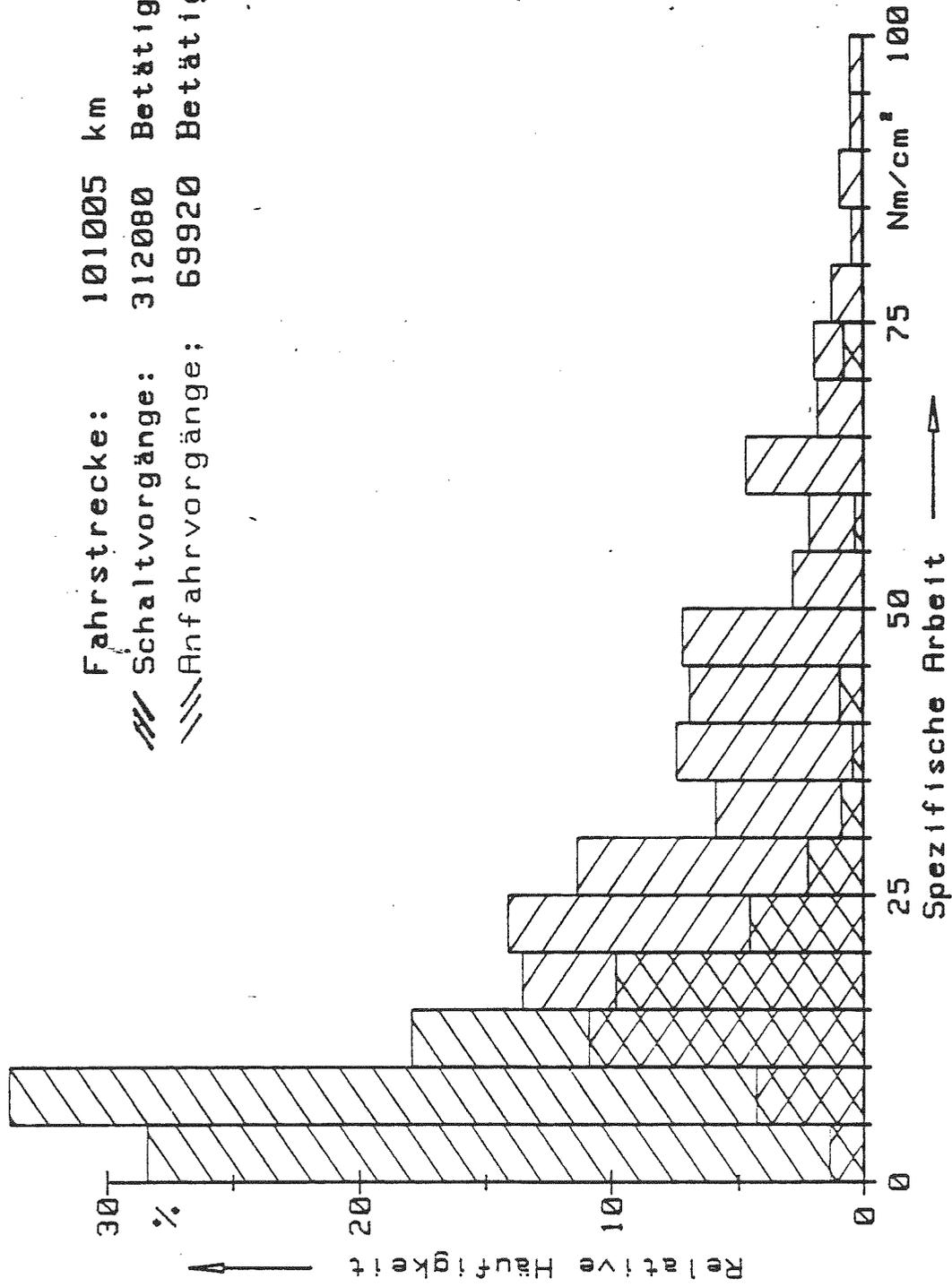




Häufigkeitsverteilung der spezifischen Reibarbeit
über Fahrstrecke 100 000 km



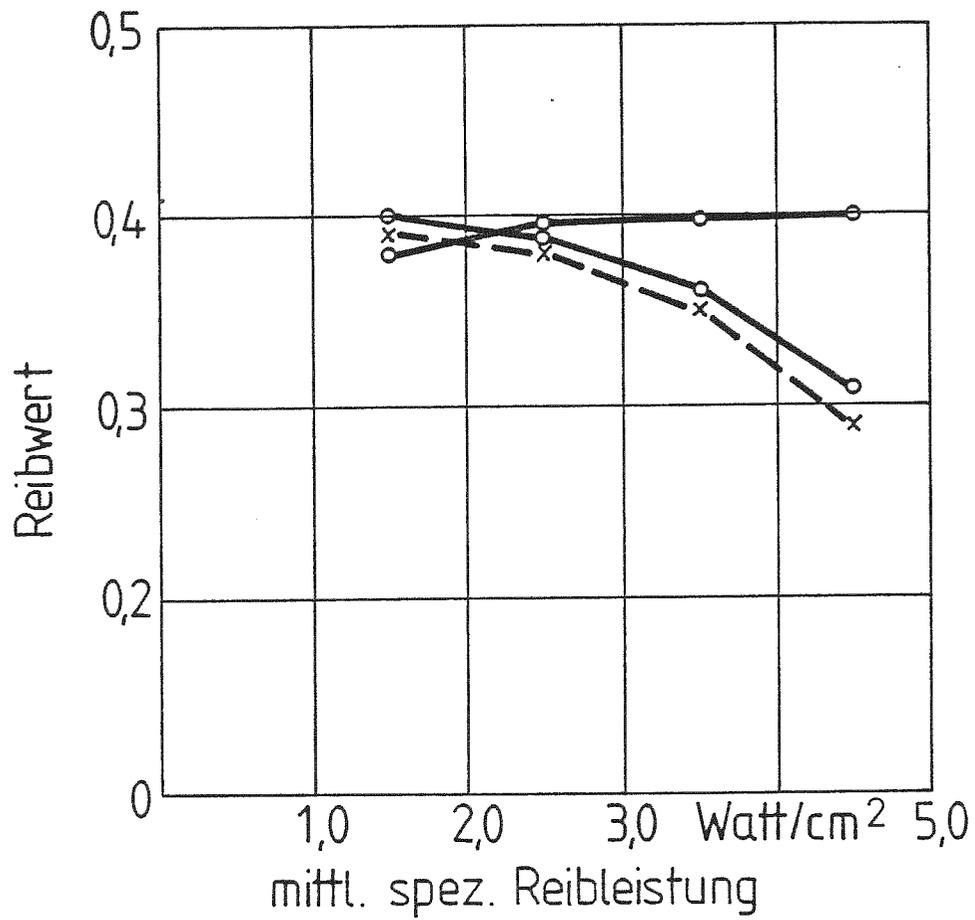
11 01 82



Häufigkeit der spezifischen Reiarbeit
 beim Anfahren und Schalten

12 01 82

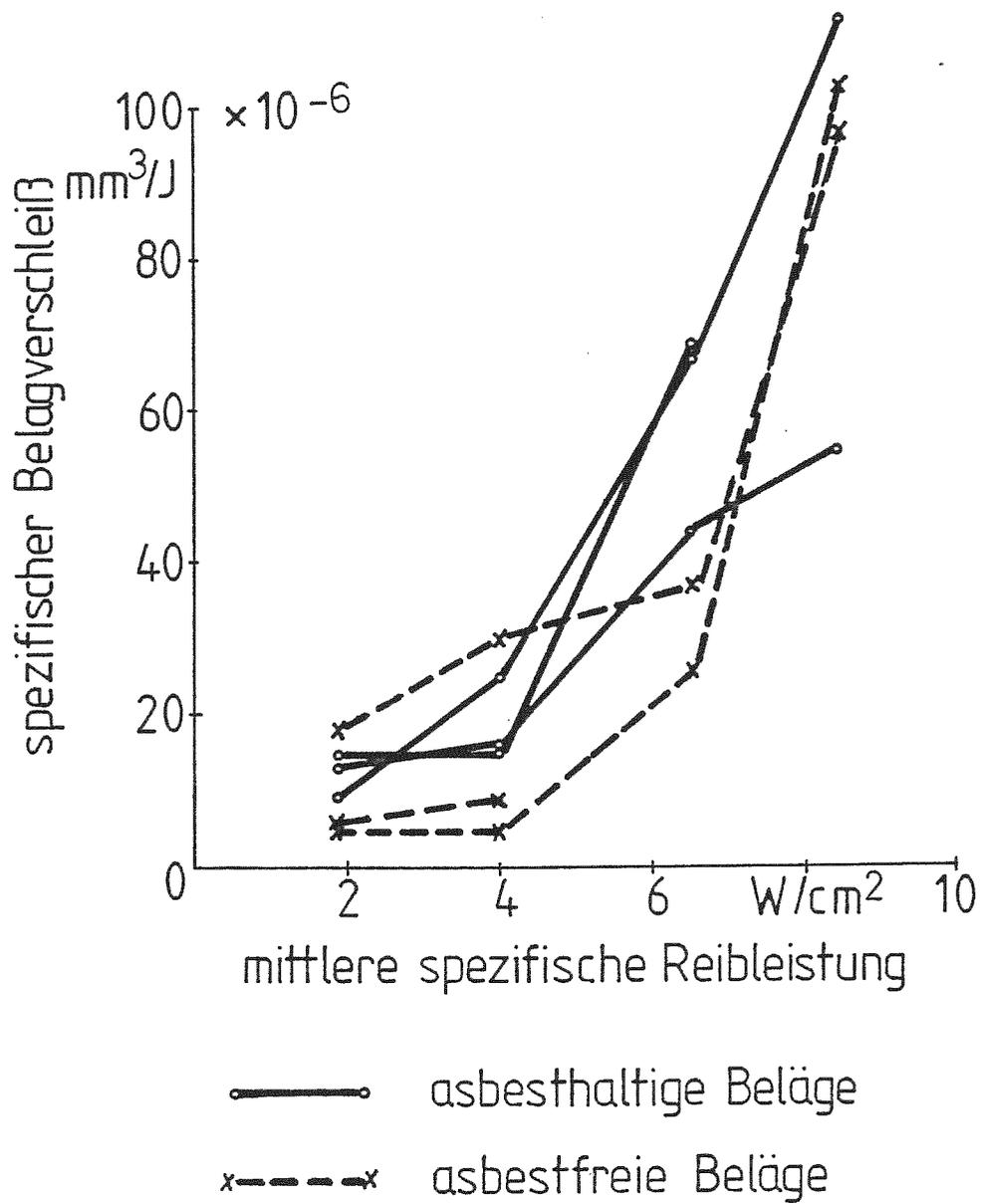




15 01 82

Reibwert in Abhängigkeit von der
mittleren spezifischen Reibleistung

LUK



14 01 82

Spezifischer Belagverschleiß
in Abhängigkeit von der Reibleistung

LUK

ARBEITSVERMÖGEN UND LEBENSDAUER
VON KFZ-KUPPLUNGEN

INHALTSANGABE

Einleitung

1. Belastung der Kupplung beim Anfahrvorgang
2. Temperaturberechnungen
3. Belastbarkeit und Verschleißverhalten der Beläge
4. Gegenwärtige Dimensionierung von KFZ-Kupplungen
 - 4.1 PKW
 - 4.2 Ackerschlepper
 - 4.3 LKW
5. Zu erwartende Auswirkungen auf die Dimensionierung von Kupplungen durch asbestfreie organische Beläge und durch eine effektive Belüftung der Kupplungsglocke

- Vortrag von Herrn Karl Keck -

ARBEITSVERMÖGEN UND LEBENSDAUER VON KFZ-KUPPLUNGEN

Der Vortrag beschäftigt sich ausschließlich mit trockenen Reibungskupplungen.

Die Dimensionierung dieser Kupplungen ist nach wie vor Gegenstand langer Diskussionen zwischen dem Fahrzeughersteller und dem Kupplungslieferanten. Die Gründe hierfür sind, daß entweder

die Kupplung die an sie gestellten Anforderungen nicht erfüllt oder

bei Erfüllung der gestellten Anforderungen nach einer Verbilligung gesucht wird, die meistens einer Reduzierung der Größe gleichzusetzen ist.

Solche Anforderungen an die Kupplung, die letztendlich die Grundlage für die Dimensionierung bilden, sind:

- a) Angemessene Lebensdauer unter normalen Betriebsbedingungen bis zum Aufbrauch der Verschleißreserve. Für PKW werden gefordert rund 2 000 Betriebsstunden; das bedeutet zwischen 60 000 und 120 000 Fahrkilometer. Für Nutzfahrzeuge 4 000 Betriebsstunden oder mehr.
- b) Übertragung des Motormomentes unter extremen Betriebsbedingungen. Diese Forderung ist oft weniger genau definiert, bedeutet jedoch im Regelfall eine begrenzte Anzahl von Anfahrvorgängen unter Bedingungen, bei denen das Fahrzeug kaum noch in Bewegung gesetzt werden kann.

Bild 1

Der Vortrag beschränkt sich auf die Behandlung dieser beiden Punkte.

1. Belastung der Kupplung beim Anfahrvorgang

Die wesentliche Beanspruchung der Kupplung erfolgt bei Anfahrten des Fahrzeuges aus dem Stillstand. Zur Darstellung der Zusammenhänge ist es genügend genau, dabei die Motordrehzahl und das Motormoment als konstant vorauszusetzen. Dieser schematische Anfahrvorgang ist im ersten Bild dargestellt. Die beim Anfahrvorgang in Wärme umgesetzte, flächenbezogene Reibarbeit, die wir spezifische Arbeitsbelastung 'a' nennen und die im Bild als schraffierte Fläche erscheint, kann mit diesen vereinfachenden Annahmen errechnet werden und folgt der rechts unten angegebenen Gleichung.

Bild 2

Zur Diskussion dieser Gleichung wurde im nächsten Bild für einen Mittelklasse-PKW das Kennfeld der spezifischen Arbeitsbelastung errechnet. Die spezifische Arbeitsbelastung - auf der Abszisse aufgetragen - ist als Funktion von Motordrehzahl und - als Parameter - Fahrwiderstand dargestellt. M_w ist der an der Kupplung als Drehmoment rückwirkende Fahrwiderstand. Rechts im Bild ist die zugrunde gelegte Motorkennlinie angegeben.

Bild 3

Bei Anfahrten in der Ebene auf guter Straße befinden wir uns auf der Linie $M_w = 0$. Wegen des quadratischen Einflusses muß die Anfahrtdrehzahl sorgfältig betrachtet werden. Wir rechnen in der Ebene mit 1 500 U/min und erhalten den eingezeichneten Punkt, also etwa 25 Nm/cm². Dies wäre also die Normalbeanspruchung, denn Anfahrten in der Ebene auf guter Straße sind bei Straßenfahrzeugen am häufigsten.

Mit zunehmendem Fahrzeugwiderstand nehmen die Kurven ein immer stärker ausgeprägtes Minimum an, das bis zu hohen Widerständen bei etwa 1 500 U/min liegt. Die weit verbreitete Meinung, bei hohen Belastungen am besten in der Nähe der Motordrehzahl maximalen Momentes anzufahren, ist ein Irrtum. Die Linie $M_w = 75 \text{ Nm}$ entspricht bei diesem Fahrzeug einer Steigung von 26 %. Es sind zwei Punkte eingezeichnet: Einmal bei 2 500 U/min; so wird etwa in der Praxis angefahren, also mit einer spezifischen Arbeitsbelastung von knapp 200 Nm/cm^2 . Beim zweiten Punkt im Minimum bei 1 500 U/min könnte z.B. mit einer automatisierten Kupplung angefahren und dadurch die Belastung wesentlich herabgesetzt werden. Die Punkte auf der Linie $M_w = 75 \text{ Nm}$ sind für dieses Fahrzeug Extrembeanspruchungen.

Neben der Größe der Arbeitsbelastung pro Anfahrvorgang muß die Häufigkeit der Anfahrvorgänge zur Temperaturberechnung bekannt sein. Man faßt beide Werte in der mittleren spezifischen Reibleistung q_m zusammen, die dann ein Maß für die Temperaturbelastung darstellt.

Wir haben q_m für einen Anfahrvorgang pro Minute in das gerade gezeigte Bild als zweiten Maßstab über der spezifischen Arbeitsbelastung eingezeichnet. q_m ist eine fiktive Reibleistung und gibt an, mit welchem Moment die Kupplung im Dauerzustand rutschen müßte, um die gleiche Reibarbeit zu erzeugen wie bei den einzelnen, in Abständen erfolgenden Anfahrvorgängen. Sie ist ein Maß für die erforderliche Kühlung.

Bild 4

Zur Berechnung der Spitzentemperaturen ist auch die Kenntnis der tatsächlich während des Rutschvorganges auftretenden Reibleistungen erforderlich. Diese Beziehungen sind im nächsten Bild angegeben. Wir bezeichnen die tatsächliche Reibleistung mit q und ihren Spitzenwert zu Beginn des Anfahrvorganges mit q_0 . Er ist bei Schleppern für viele Anfahrvorgänge identisch mit q_{max} (Anfahrt bei Nennleistung) und wird dort als Auslegungsparameter verwendet. Für PKW stellt q_{max} die maximal mögliche Belastung dar, die jedoch nie erreicht wird, da die Anfahr Drehzahlen weit unter der Nominaldrehzahl liegen.

Bild 5

2. Temperaturberechnungen

Im nächsten Bild sind die Temperaturen an einer Druckplatte von 12 mm Dicke angegeben für einen Anfahrvorgang von 8 sec Rutschzeit und einer anfänglichen Reibleistung von 80 Watt/cm². Dies entspricht einem extremen Anfahrvorgang mit einer Arbeitsbelastung von 320 Nm/cm². Auf der linken Bildseite ist der Verlauf der Temperatur an der Lauffläche angegeben. Die maximale Temperatur wird in der Mitte des Rutschvorganges erreicht. Auf der rechten Bildseite ist der Temperaturverlauf über die ganze Dicke der Druckplatte angegeben.

Bild 6

Während des Rutschvorganges selbst spielt die Dicke der Druckplatte anfänglich keine Rolle, da wegen der begrenzten Temperaturleitfähigkeit des Materiales zuerst nur die Laufflächenseite an der Wärmeaufnahme beteiligt ist. Erst nach einer gewissen Zeit erreicht die einfließende Wärme die Rückseite der Druckplatte, und durch den hier auftretenden Wärmestau beginnt das Temperaturniveau in der Platte mit endlicher Dicke höher zu werden als bei unendlicher Dicke.

Zur Verdeutlichung des Einflusses der Dicke der Druckplatte - natürlich auch des Schwungrades - ist im nächsten Bild der Temperaturverlauf angegeben für den gleichen Anfahrvorgang bei einer Platte von 20 mm Dicke. Die Spitztemperatur an der Lauffläche ist nur unwesentlich - um 9° C - niedriger als bei der dünnen Platte. Der Vorteil der dicken Platte liegt in der Wärmekapazität; die ganze Platte hat nach dem Temperaturengleich eine wesentlich niedrigere mittlere Temperatur T_m , und bei einem kurz nachfolgenden zweiten Rutschvorgang wird der Temperatursprung bei der dünnen Platte von einem wesentlich höheren Temperaturniveau ausgehen.

Bild 7

Zur Verdeutlichung der Absolutwerte ist im nächsten Bild die Temperaturerhöhung an der Lauffläche angegeben in Abhängigkeit von der Rutschzeit und der Reibleistung als Parameter. Die beiden eingetragenen Punkte entsprechen für den eingangs genannten PKW der Anfahrt in der Ebene - also Normalbeanspruchung - und Anfahrt bei 26 % Steigung. Die Werte sind - wie später noch zu sehen ist - durchaus auch repräsentativ für Schlepper und LKW. Es wird aus diesem Bild noch einmal deutlich, daß bis zu Rutschzeiten von etwa 6 sec die Temperaturerhöhung an der Lauffläche bei 12 und 20 mm Plattendicke gleich ist.

Bild 8

Der Abtransport der Wärme von der Kupplung erfolgt durch Wärmeübergang an die vorbeiströmende Kühlluft. Da die Kupplungsglocke heute bei fast allen Fahrzeugen geschlossen ist, ist die Kühlung indirekt: Die Wärme muß weiter von der Innenluft in der Glocke an die Glocke selbst und von dieser wiederum an die Außenluft oder an die anschließenden Fahrzeugteile wie Motor und Getriebe abgegeben werden. Das nächste Bild zeigt schematisch diese Verhältnisse. Gleichzeitig sind die Temperaturen eingetragen, wie sie z.B. bei Versuchen mit einer Schlepperkupplung vorgelegen haben.

Bild 9

Dieser ganze Vorgang ist rechnerisch kaum zu erfassen. Aufgrund von Messungen liegen jedoch eine ganze Reihe von Werten vor, die uns dazu veranlassen, ihn durch ein vereinfachendes Gesetz darzustellen, das im nächsten Bild wiedergegeben ist.

Bild 10

Bereits ohne Beanspruchung erreicht die Kupplung durch Einfluß von Motor und Getriebe ein Temperaturniveau T_K . Jede weitere Temperaturerhöhung ist proportional der Belastung der Kupplung, angegeben als mittlere spezifische Reibleistung. Der Proportionalitätsfaktor spiegelt die Kühl- und Einbaubedingungen wider und ist in jedem Anwendungsfall verschieden. Die im Bild dargestellte Zuordnung von Belastung und Temperatur liegt nach unserer Erfahrung etwa bei geschlossener Kupplungsglocke vor.

3. Belastbarkeit und Verschleißverhalten der Beläge

Das beim Rutschvorgang in der Kupplung an den Belägen und an den Gegenläufigen durch Verschleiß abgetragene Materialvolumen kann in erster Nähe als proportional zur Rutscharbeit angesehen werden. Bei organischen Belägen handelt es sich fast ausschließlich um abgetragenes Belagmaterial, bei Kerasinterbelägen überwiegt der Verschleiß der Gegenläufigen. Man kann also das Verschleißverhalten der Beläge durch den Kennwert spezifischen Belagverschleißes 'u' charakterisieren in der Einheit Verschleißvolumen pro Rutscharbeit.

Der spezifische Belagverschleiß ist temperaturabhängig; diese Verhältnisse sind im nächsten Bild für drei Belaggruppen dargestellt.

Bild 11

a) asbesthaltige organische Beläge

Bis etwa 150°C ist der spezifische Belagverschleiß bei guten Belägen konstant und wird danach zunehmend temperaturabhängig; ab etwa 280°C kann von einem definierten Verschleiß nicht mehr gesprochen werden.

b) Kerasinterbeläge

Im unteren Temperaturbereich ist das Verschleißverhalten einer Kupplung mit Kerasinterbelägen nicht besser als mit asbesthaltigen organischen Belägen, bleibt aber bis zu hohen Temperaturen stabil.

c) asbestfreie organische Beläge

Der spezifische Belagverschleiß liegt im unteren Temperaturbereich nur bei einem Drittel der Werte der beiden anderen Belaggruppen. Die Temperaturabhängigkeit ab etwa 150°C ist jedoch relativ stark, und ab etwa 240°C kann von einem definierten Verschleiß nicht mehr gesprochen werden.

Mit Hilfe der früher angegebenen Beziehung für die Wärmeabfuhr der Kupplung kann nun der Temperatur die Belastung der Kupplung zugeordnet und damit die Lebensdauer berechnet werden. Dies ist im nächsten Bild geschehen für die geschlossene Kupplungsglocke; der Temperaturmaßstab wurde durch den Maßstab der mittleren spezifischen Reibleistung ersetzt. Die Lebensdauerwerte gelten für 2 mm Verschleißreserve und sind für 4 mm zu verdoppeln.

Bild 12

Die angegebenen Lebensdauerwerte gelten selbstverständlich für konstante Belastung der Kupplung bei dem jeweiligen q_m -Wert, während jedoch in Wirklichkeit für die ganze Betriebszeit einer Kupplung ein Lastkollektiv vorliegen wird.

Ohne vorerst auf ein derartiges Lastkollektiv einzugehen, läßt sich aus dem Diagramm jedoch bereits folgendes ablesen:

Die eingangs genannten Lebensdauerwerte von 2 000 Betriebsstunden für PKW bzw. 4 000 Betriebsstunden für LKW (diese Werte sind wegen der ebenfalls doppelten Verschleißreserve im Diagramm identische Punkte) lassen sich mit den klassischen Belägen nur bei Werten der mittleren spezifischen Reibleistung q_m von unter $0,5 \text{ Watt/cm}^2$ erreichen. Legt man einen Anfahrvorgang pro Minute zugrunde, und dies ist sowohl für PKW im Stadtverkehr als auch für Schlepper bei Arbeiten auf Schlaglängen von 100 bis 150 m ein realistischer Wert, so darf die spezifische Arbeitsbelastung im Normalbetrieb nicht über $0,5 \times 60 = 30 \text{ Nm/cm}^2$ liegen.

4. Gegenwärtige Dimensionierung von KFZ-Kupplungen

Wir wollen nun zuerst kurz betrachten, wie weit die Kupplungen auf dem Markt befindlicher Fahrzeuge innerhalb der angegebenen Kennwerte streuen.

4.1 PKW

Für über 30 z.Zt. auf dem Markt befindliche Fahrzeuge sind die Kupplungsbelastungen für Anfahrten in der Ebene und am Hang errechnet. Im nächsten Bild sind die spezifischen Arbeitsbelastungen in Form eines Balkendiagrammes angegeben. In der unteren Diagrammhälfte ist die spezifische Arbeitsbelastung in der Ebene dargestellt. Die Werte streuen von 15 bis 32 Nm/cm², also über 100 %. Läßt man an der unteren und oberen Grenze jeweils 10 % der Fahrzeuge mit der Begründung weg, daß sie aus irgendwelchen Gründen, z.B. Standardisierung, bewußt über- oder unterdimensioniert wurden, so liegen die Werte noch von 19 - 27 Nm/cm², also etwa bei einem Mittelwert von 23 Nm/cm² und einer Streuung von rd. 20 % nach oben und unten. Man sollte jedoch nicht vergessen, daß die hier verwendeten Kupplungen, die die ganze Fahrzeugpalette erfassen und von Ø 170 bis Ø 230 reichen, zwar in 7 Größen unterteilt sind, aber hinsichtlich der Reibfläche als charakteristischem Maß der Kupplungsgröße sich nur im Verhältnis 1 zu 2 unterscheiden. Solange man sich also in der Auslegungsmitte befindet, ist die Diskussion um eine Kupplungsgröße hin oder her in technischer Hinsicht nicht sinnvoll. Selbstverständlich ist sie in wirtschaftlicher Hinsicht sehr sinnvoll.

Bild 13

Die spezifischen Arbeitsbelastungen bei Anfahrten bei 26 % Steigung sind in der oberen Bildhälfte wiedergegeben. Die Werte streuen im Verhältnis 1 zu 4. Während bei manchen Fahrzeugen die Kupplung diesen Fahrzustand mehrere Stunden im Dauerbetrieb aushalten würde, sind andere Fahrzeuge praktisch nicht mehr anfahrbar. Eine Dimensionierung und Überprüfung der Kupplung ausschließlich entsprechend der Belastung bei extremen Steigungen - wie sie oft praktiziert wird - ist deshalb sinnlos.

Es erscheint logischer, den anderen Weg zu gehen: Die Kupplungsgröße wird aufgrund der normalen Anfahrvorgänge in der Ebene, die den Großteil der Beanspruchungen darstellen, so gewählt, daß sie die geforderte Lebensdauer bringt; dies kann gerechnet werden.

Die Ansprüche an die Kupplung bei extremen Anfahrvorgängen sind sorgfältig zu prüfen (speziell bei untermotorisierten Fahrzeugen) und die Kupplung unter diesen Bedingungen zu testen.

Genügt die Kupplung diesen Ansprüchen nicht, so ist sie hinsichtlich aller Parameter, die einen Einfluß auf diese Betriebsbedingungen haben, zu optimieren.

Im nächsten Vortrag wird auf diesen Punkt noch näher eingegangen.

4.2 Ackerschlepper

Für einen repräsentativen Querschnitt europäischer Schleppermodelle sind zur Charakterisierung der Schlepper die Leistungsgewichte errechnet und im nächsten Bild wiedergegeben. Der Mittelwert liegt bei etwa 60 kg/kW, die Tendenz ist mit der Leistung leicht fallend. Da das Leistungsgewicht der Schlepper ähnlich ist und ebenso ihre Arbeitsbedingungen, sind wir der Meinung, daß die Belastung einer Kupplung hinreichend wiedergegeben wird durch die max. spez. Reibleistung (max. Motorleistung/Reibfläche der Kupplung). Diese Werte sind im nächsten Bild wiedergegeben; es wird dabei unterschieden zwischen organischen und gesinterten Reibbelägen. Die von uns bisher genannten Dimensionierungsgrenzwerte min. 12 cm²/PS (organisch) und min. 9 cm²/PS (Kerasinter) erscheinen hier als max. 61 Watt/cm² (organisch) und max. 82 Watt/cm² (Kerasinter).

Bild 14

Bild 15

Es zeigt sich eine eindeutige Tendenz zu spezifisch kleinerer Dimensionierung mit steigender Leistung. Ab 55 kW wird dies meist aufgefangen durch den Übergang auf Kerasinterbeläge. Es ist deutlich ersichtlich, daß bei Schleppern ab 100 kW die Grenzwerte zum Teil weit überschritten werden, d.h., geringere Lebensdauern für die Kupplungen zu erwarten sind. Zum Teil werden diese Überschreitungen allerdings aufgefangen durch:

1. das geringere Leistungsgewicht;
2. günstigere Einsatzbedingungen, d.h., größere Feldflächen, die weniger Kupplungsspiele erforderlich machen;
3. Verwendung von Turbokupplungen und Power-shift-Stufen, die die Hauptkupplung entlasten.

4.3 Lastkraftwagen

Das nächste Bild zeigt die Kupplungskennwerte einiger Lastkraftwagen. Es sind dabei Leichttransporter verschiedener Hersteller der Fahrzeug-Baureihe mittlerer und schwerer Transporter eines einzigen Herstellers gegenübergestellt. Für die leichten Fahrzeuge wurde generell die 'längste' Hinterachse für die Berechnung verwendet; für die mittleren und schweren Fahrzeuge solche Achsen, die etwa eine Endgeschwindigkeit von 100 km/h bei Nennleistung ergeben, was nach unserer Meinung am besten die Situation im heutigen Fernverkehr wiedergibt. Die Ergebnisse sind folgende:

Bild 16

a) Spezifische Arbeitsbelastung in der Ebene

Die leichten Transporter haben Werte, die etwa nur halb so hoch liegen wie bei den vorher betrachteten Personenkraftwagen, d.h., die Kupplungen sind sehr großzügig dimensioniert. Der Hauptgrund hierfür ist wohl darin zu sehen, daß es sich im Normalfall um PKW-Kupplungen handelt, die eine für Nutzfahrzeuge zu geringe Verschleißreserve haben. Wäre nicht Rücksicht auf standardisierte Teile zu nehmen, so könnten die Kupplungen für diese Fahrzeuge sicher wirtschaftlicher gestaltet werden, indem man sie kleiner dimensioniert und mit mehr Verschleißreserve ausstattet. Die spezifische Arbeitsbelastung bei den mittleren und schweren LKW liegt mehr im oberen Bereich der Werte von Personenkraftwagen. Diese Kupplungen haben jedoch doppelt so hohe Verschleißreserven wie die PKW-Kupplungen. Außerdem würden sich bei vielleicht etwas realistischeren Anfahrtdrehzahlen von 1 200 bis 1 300 U/min (anstelle von 1 500 U/min) sehr gute Werte von etwa 20 Nm/cm² ergeben.

b) Spezifische Arbeitsbelastung am Hang

Für die leichten Transporter ergeben sich auch hier (gerechnet bei 26 % Steigung) relativ niedrige Werte, die die großzügige Dimensionierung bestätigen.

Bei den mittleren und schweren LKW liegen die Werte so lange günstig, wie man keine Steigung von 15 % und keine Lastzuggewichte von 6 kW/Tonne überschreitet.

Wie zweifelhaft eine Dimensionierung der Kupplung entsprechend der Belastung am Hang ist (worauf bei den PKW-Kupplungen bereits hingewiesen wurde), wird deutlich, wenn man die vom Hersteller angegebenen Werte für die max. Steigfähigkeit bei max. zulässigem Lastzuggewicht betrachtet. Sie liegen zwischen 10 und 20 %.

Welche Steigung sollte man dann zugrunde legen?

5. Zu erwartende Auswirkungen auf die Dimensionierung von Kupplungen durch asbestfreie organische Beläge und durch eine effektive Belüftung der Kupplungsglocke

Die Entwicklung der asbestfreien organischen Beläge ist noch in vollem Gange; bereits serienreife Beläge zeigen, verglichen mit den asbesthaltigen Qualitäten, bis zu mittleren Belastungen eine außerordentlich hohe Verschleißfestigkeit, neigen jedoch bei Temperaturen über 200° C wesentlich früher zum Ausfall. Dieses Verhalten war in einem bereits früher gezeigten Bild dargestellt und soll den folgenden Betrachtungen zugrunde gelegt werden.

Es sind ebenfalls asbestfreie Beläge in Entwicklung, deren Verhalten insgesamt den heutigen Belägen gleicht; solche Beläge können selbstverständlich ohne Risiko, aber auch ohne Vorteil die heutigen Beläge ersetzen. Weiterhin ist zu hoffen, daß in der Endstufe der Entwicklung die Kombination der hohen Verschleißfestigkeit mit einer ebenfalls hohen Wärmebeständigkeit gelingt, wodurch ohne Risiko und gleichzeitig mit großem Vorteil die heutigen asbesthaltigen Beläge ersetzt werden könnten.

Das Risiko, von dem hier die Rede ist, ist die Gefahr von Frühausfällen oder - anders ausgedrückt - eine zu hohe Ausfallrate in der Garantiezeit. Es reicht deshalb für eine nähere Untersuchung nicht mehr aus, die allgemeinen Ausdrücke 'die Kupplung hält', 'die Kupplung ist gut', 'die Kupplung bringt 3 000 Stunden' zu gebrauchen, sondern es muß definiert werden, was dies bedeutet; denn selbstverständlich wird die Lebensdauer der Kupplung bei einem bestimmten Fahrzeugtyp aufgrund von unterschiedlichen Einsatzbedingungen und unterschiedlicher Bedienung durch den jeweiligen Fahrer beträchtlich streuen.

Wir nehmen dabei im folgenden an, daß die Lebensdauer entsprechend einer Gauß'schen Normalverteilung streut, und charakterisieren Lage des Maximums und Verlauf dieser Kurve durch die Betriebsstundenzahl für 0,25 % und 50 % Ausfall. Der qualitative Verlauf ist im nächsten Bild angegeben.

Bild 17

Wegen der besseren Kenntnis der Randbedingungen sind im folgenden Lebensdauerberechnungen für Schlepperkupplungen durchgeführt. Es wird ausgegangen von einem Schlepper mit 70 kW Motorleistung. Aus der Praxis ist für einen derartigen Schlepper bekannt:

- a) Eine Kupplung \varnothing 350 mit organischen asbesthaltigen Belägen hat eine mittlere Lebensdauer von etwa 4 000 h und eine Ausfallquote bei 1 000 h, die nicht über 0,25 % liegt.
- b) Eine Kupplung \varnothing 310 mit Kerasinter-Belägen bringt auf diesem Schlepper ein 'ähnlich' befriedigendes Ergebnis.
- c) Eine Kupplung \varnothing 310 mit organischen asbesthaltigen Belägen 'hält' auf diesem Schlepper nicht, d.h., sowohl die mittlere Lebensdauer ist ungenügend als auch die Ausfallquote in der Garantiezeit zu hoch.

Für die Kupplung \varnothing 350 mit organischen asbesthaltigen Belägen wurden nun die Belastungskollektive ermittelt, die die genannte Lebensdauer ergeben, und unter diesen Bedingungen die Werte für die Kupplung \varnothing 310 errechnet. Als Ergebnis sind im nächsten Bild die Ausfallraten als Summenhäufigkeit dargestellt:

Bild 18

Die Kupplung \varnothing 310 mit Kerasinterbelägen hat zwar eine etwas geringere mittlere Lebensdauer, die 0,25 % Ausfallquote liegt jedoch erst bei etwa 1 350 h. Sie ist also in etwa gleichwertig zu der \varnothing 350 organisch.

Die Kupplung \varnothing 310 mit organischen asbesthaltigen Belägen erreicht nur eine mittlere Lebensdauer von knapp 2 300 Betriebsstunden, die 0,25 % Ausfallrate liegt bereits bei 450 Betriebsstunden. Die Ausfallquote bei 1 000 Betriebsstunden beträgt 2 % und kann nicht akzeptiert werden.

Wir sind der Meinung, daß diese Ergebnisse recht genau die Praxis widerspiegeln, und rechnen deshalb unter den gleichen Bedingungen die Lebensdauern für asbestfreie organische Beläge und bei belüfteter Kupplungsglocke. Die Ergebnisse sind folgende:

a) asbestfreier Belag bei geschlossener Kupplungsglocke

Es wurde hier nur die Kupplung \varnothing 350 gerechnet. Das Ergebnis ist deutlich schlechter als beim asbesthaltigen Belag: Die mittlere Lebensdauer geht um etwa 15 % auf 3 400 Stunden zurück, es werden vermehrt Frühausfälle zu erwarten sein, denn die 0,25 % Ausfallrate ist bereits bei 500 Stunden erreicht, und die Ausfallrate bei 1 000 Stunden liegt bei 1 %. Eine Umstellung ist unter diesen Umständen nicht zu empfehlen.

Bild 19

b) belüftete Kupplungsglocke

Als Temperaturen wurden Mittelwerte zwischen geschlossener und frei laufender Kupplung angenommen. Die Ergebnisse, die sich aufgrund dieser vorsichtigen Schätzung ergeben, sind im nächsten Bild dargestellt.

Bild 20

Die Auswirkungen auf die Kupplung \varnothing 310 mit Kerasinterbelägen sind gering; die Steigerungen bei der Kupplung \varnothing 350 mit organischen asbesthaltigen Belägen fallen bereits etwas stärker ins Gewicht. Insgesamt muß jedoch für diese beiden für heutige Verhältnisse sicher ausgelegten Kupplungen gesagt werden, daß der Aufwand einer Belüftung nicht lohnen wird.

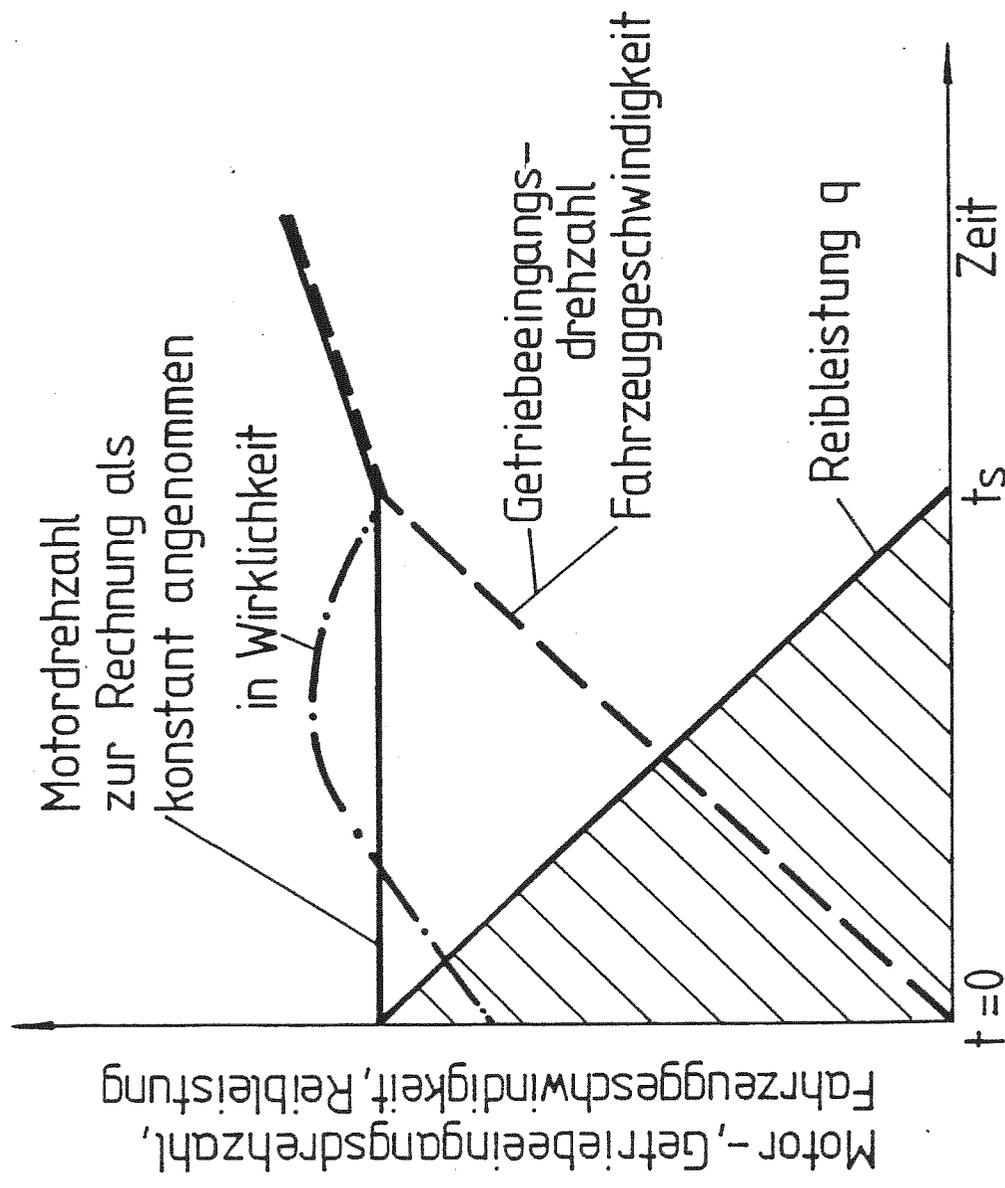
Größer sind bereits die Steigerungen bei der Kupplung \varnothing 310 mit organischen asbesthaltigen Belägen; sie erreicht die Lebensdauerwerte der Kupplung \varnothing 310 mit Kerasinterbelägen und der Kupplung \varnothing 350 mit organischen asbesthaltigen Belägen bei geschlossener Glocke. Man könnte also entweder die heutige organisch belegte Kupplung verkleinern oder die heutige Kupplung mit Kerasinterbelägen durch eine solche mit organischen Belägen bei gleicher Größe ersetzen. Auch hier müßte der Aufwand für eine Belüftung genau abgewogen werden.

Ein entscheidender Vorteil ergibt sich erst bei gleichzeitiger Verwendung der asbestfreien Beläge. Bereits die Kupplungsgröße \varnothing 310 würde ausreichen, um die Lebensdauer der heutigen Kupplung zu verdoppeln.

Man sollte unter diesen Umständen sich doch über das Problem der Belüftung ernsthaft Gedanken machen.

Ausreichende Lebensdauer unter
normalen Betriebsbedingungen.

Übertragung des Motordrehmomentes
unter extremen Betriebsbedingungen



//// = Arbeitsbelastung „A“

$$A = \int_{t=0}^{t=t_s} M \times \omega_{rel.} \times dt$$

$$= \frac{0,5 \times m \times v^2}{1 - (M_{wid} / M_{mot})}$$

a = spez. Arbeitsbelastung

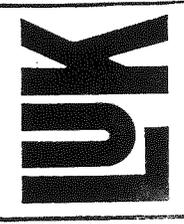
$$= \frac{A}{F}$$

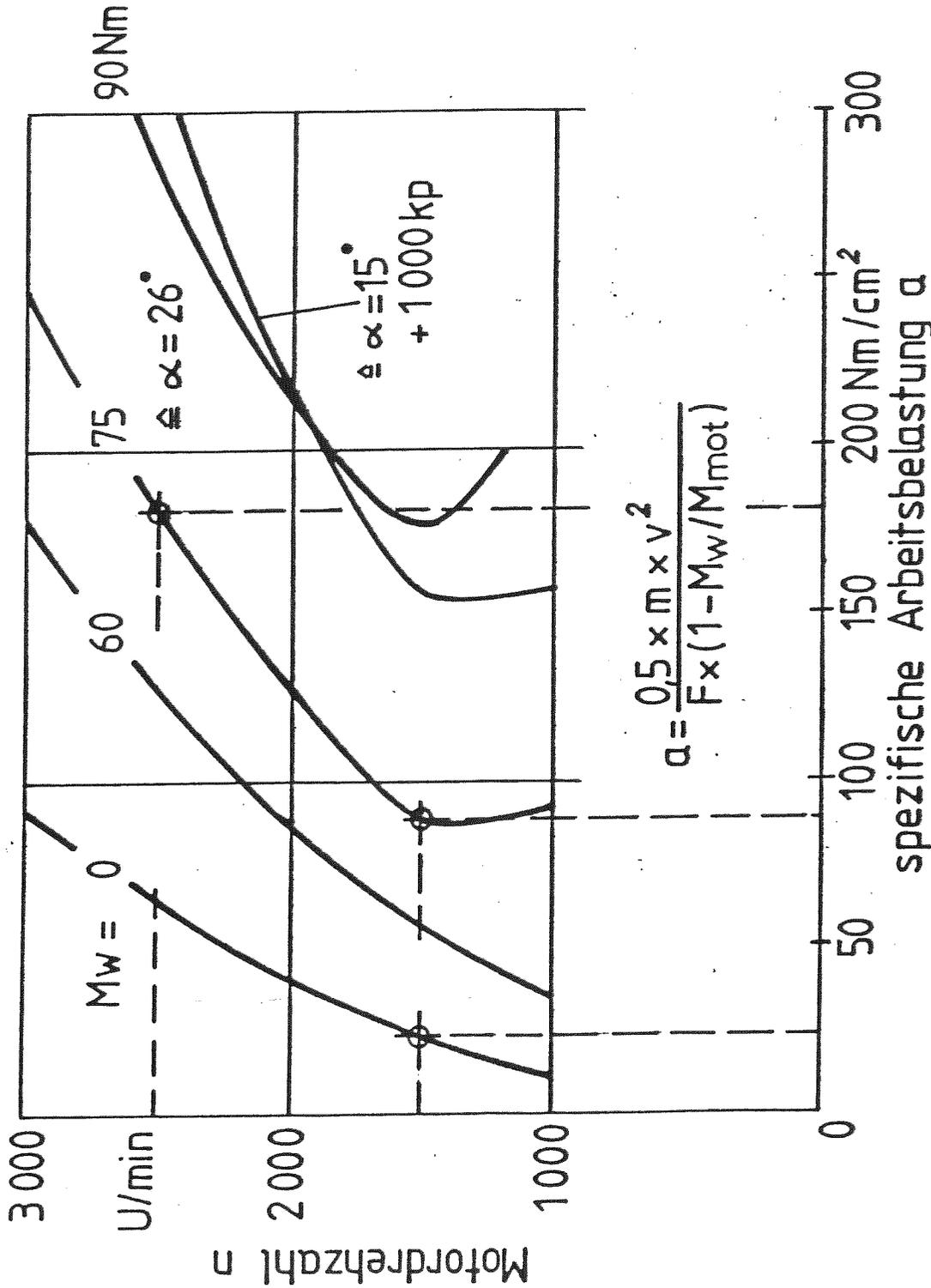
$$a = \frac{0,5 \times m \times v^2}{F(1 - M_{wid} / M_{mot})}$$

$\eta_{mot} = \text{const.}; M_{mot} = \text{const.}$
 $M_{wid} = \text{const.}$

020282

Schematischer Anfahrvorgang

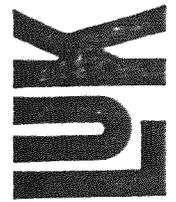


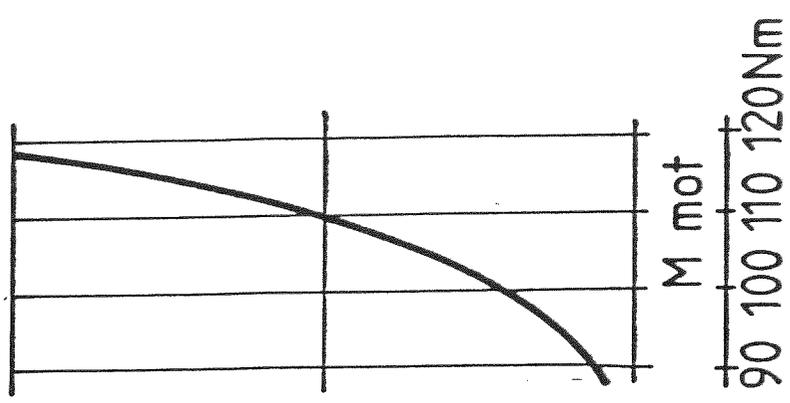
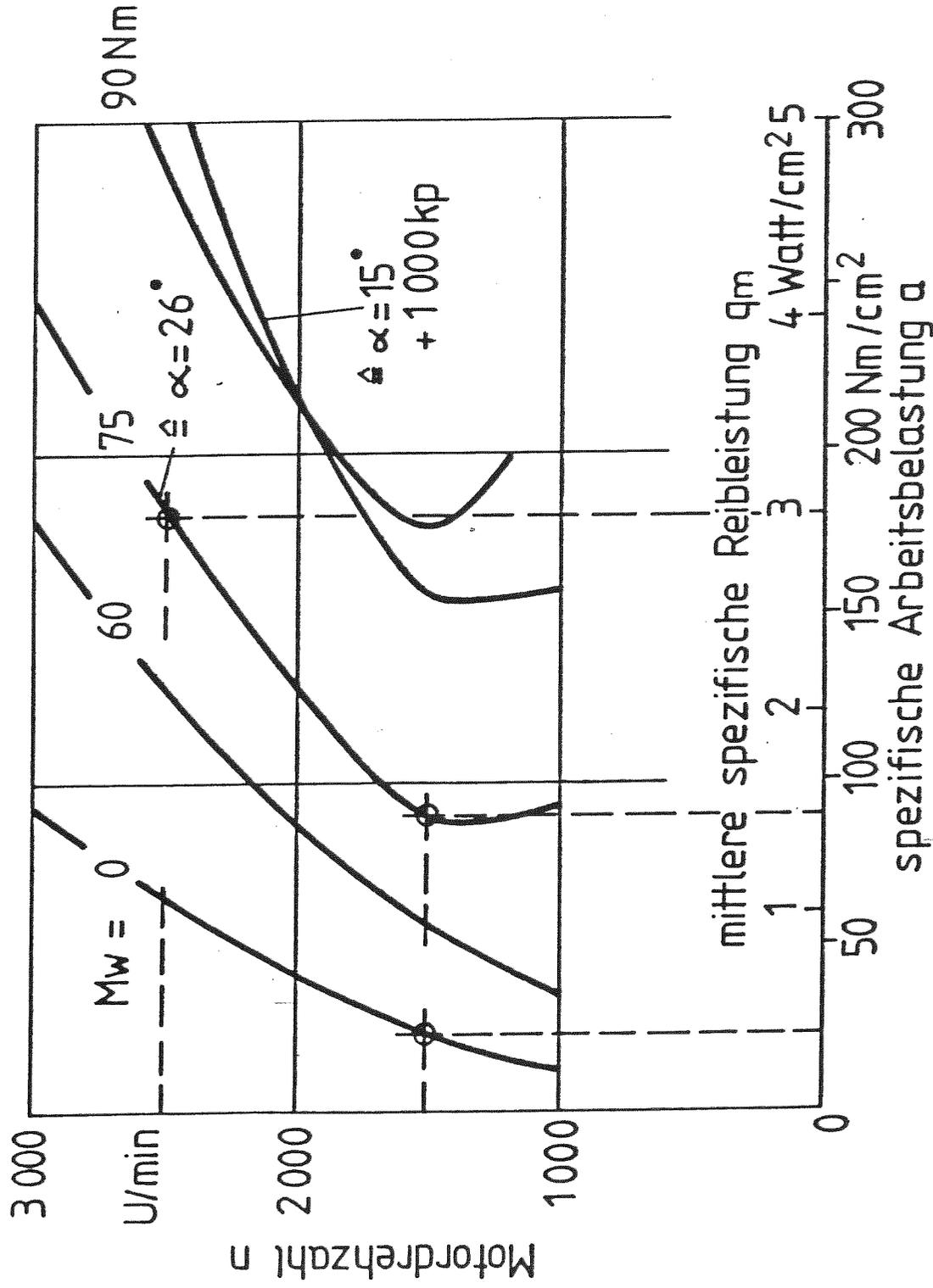


$$a = \frac{0,5 \times m \times v^2}{F_x (1 - M_w / M_{\text{mot}})}$$

03 02 82

Arbeitsbelastungs - Kennfeld für eine PKW-Kupplung





$$q_m = \frac{\sum a}{t}$$

04 02 82

Arbeitsbelastung mit Maßstab der spezifischen Reibleistung



Mittlere spezifische Reibleistung q_m

$$q_m = a \times z / 60 \quad (\text{Watt/cm}^2)$$

z = Anfahrvorgänge pro Minute

Spezifische Reibleistung q (q_0)

$$q = M \times w_{\text{rel.}} / F \quad (\text{Watt/cm}^2)$$

$$q_0 = M \times w_{\text{rel. max.}} / F$$

M = Kupplungsmoment (Nm.)

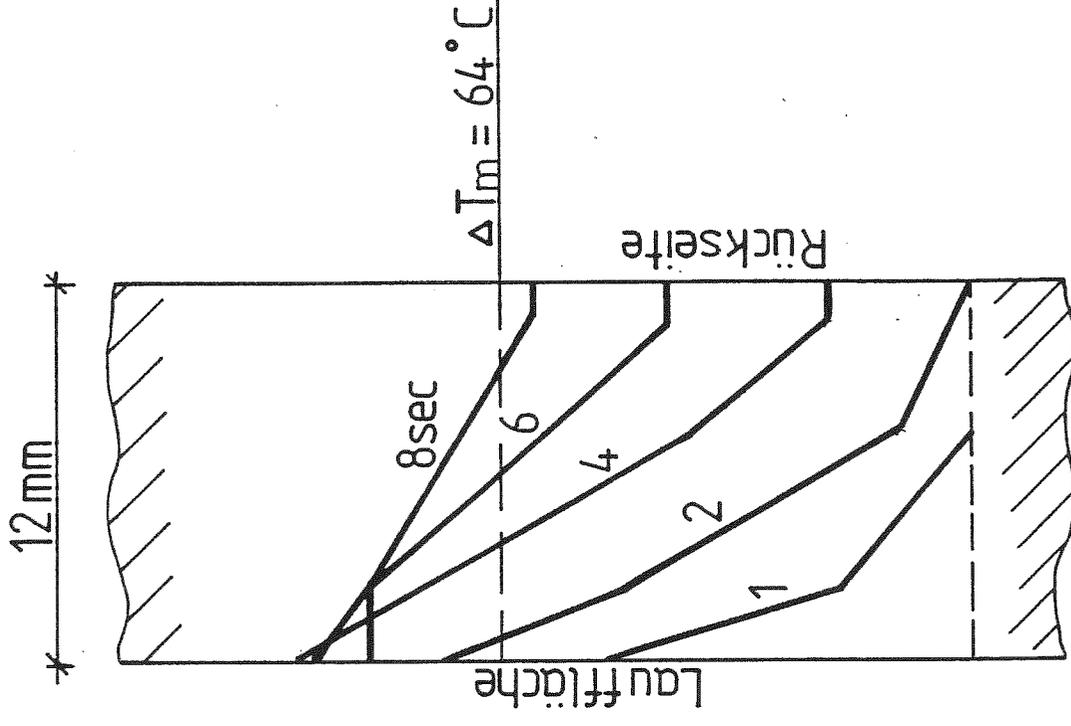
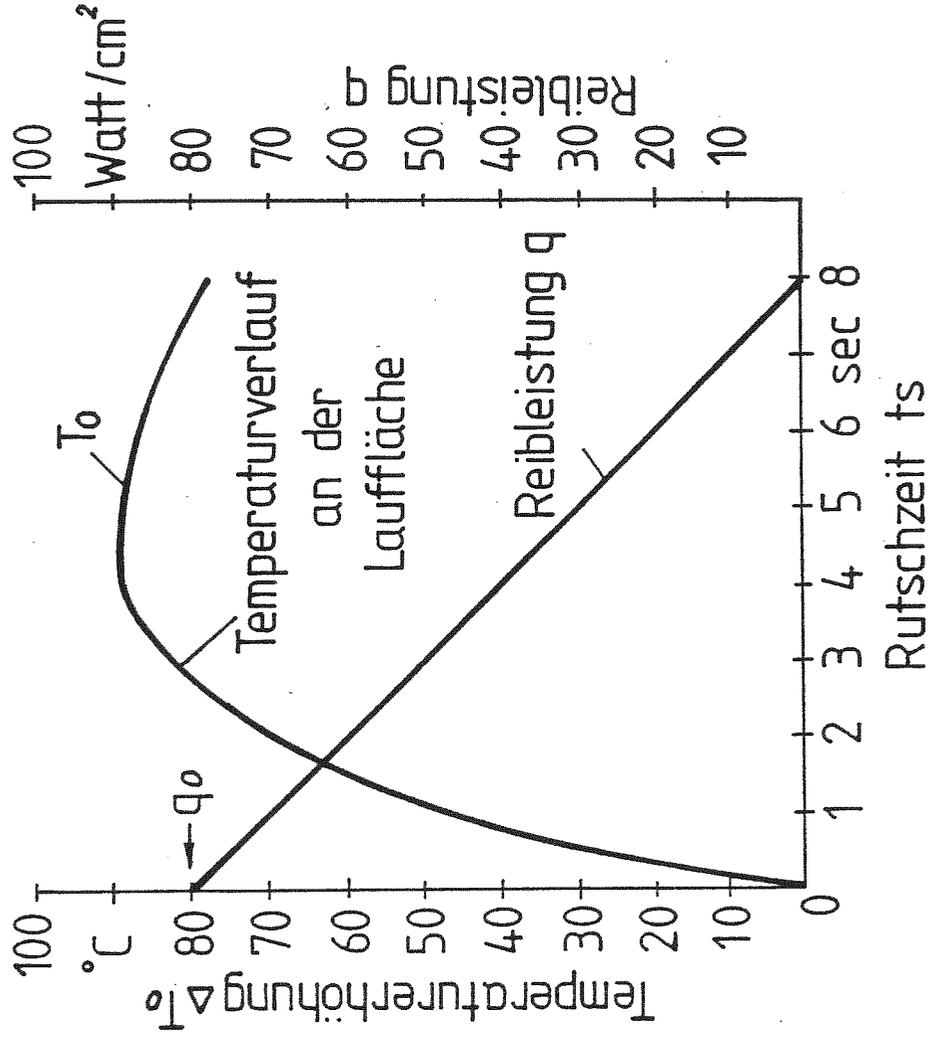
F = Reibfläche (cm^2)

$w_{\text{rel.}}$ = Relativedrehzahl zwischen
An- und Abtrieb (sec^{-1})

Maximale spezifische Reibleistung $q_{\text{max.}}$

$$q_{\text{max.}} = N_{\text{max.}} / F \quad (\text{Watt/cm}^2)$$

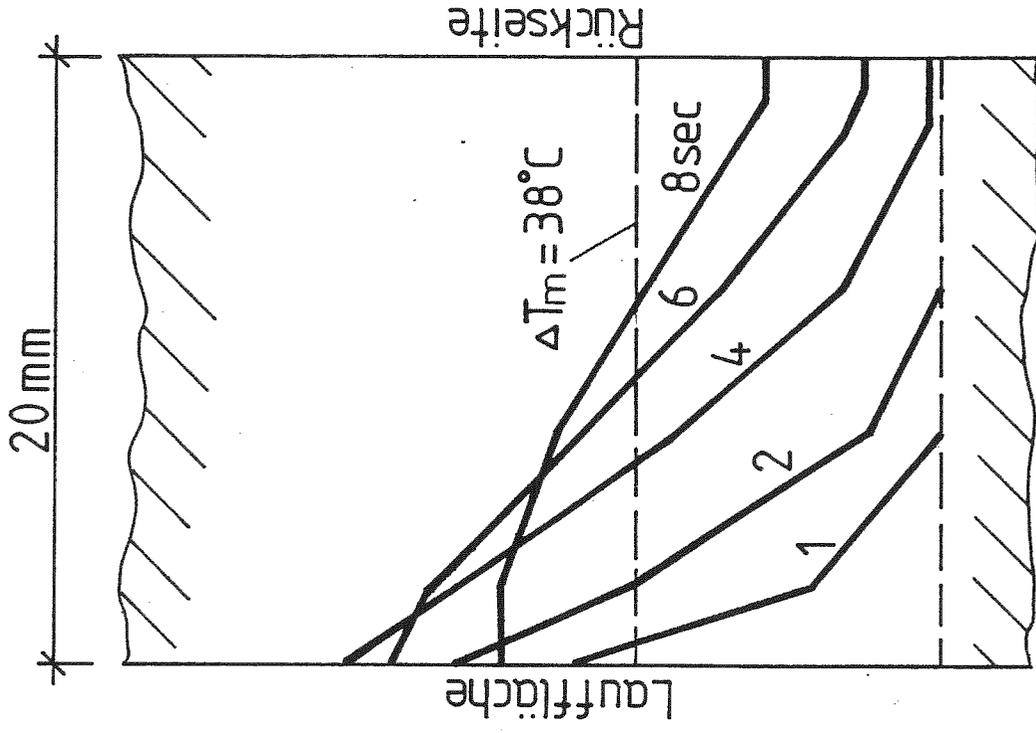
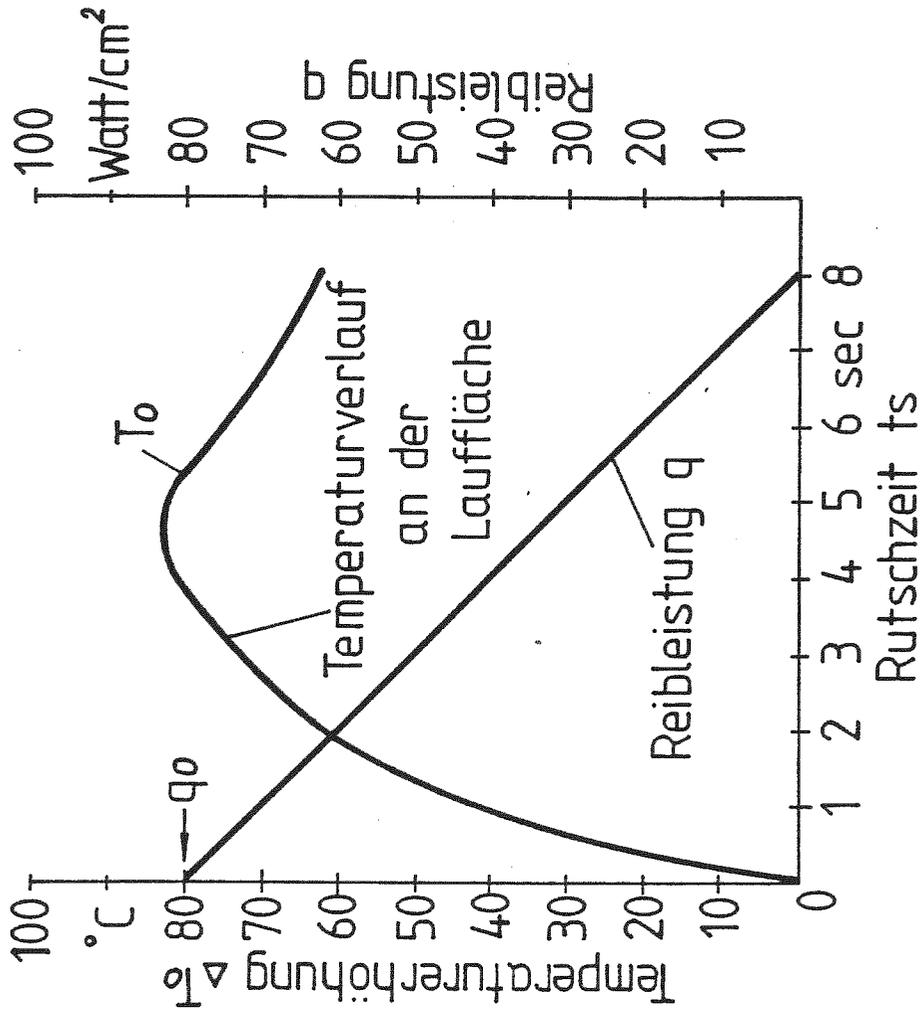
$N_{\text{max.}}$ = max. Motorleistung (Watt/cm^2)



Temperaturverlauf in einer Druckplatte von 12 mm Dicke während eines Rutschvorganges

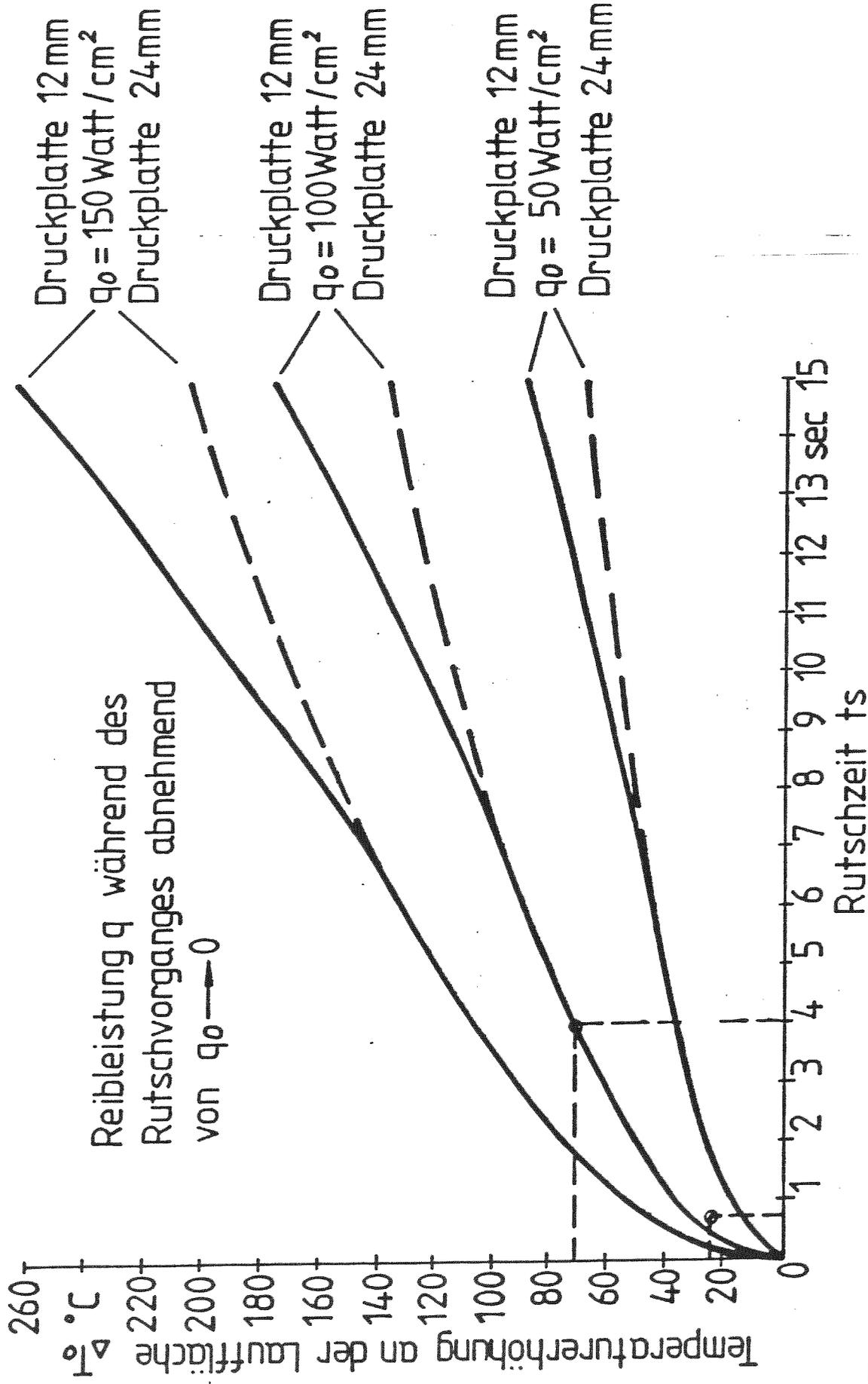
06 02 82

LUK

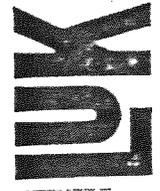


Temperaturverlauf in einer Druckplatte von 20mm
Dicke während eines Rutschvorganges

0702 82



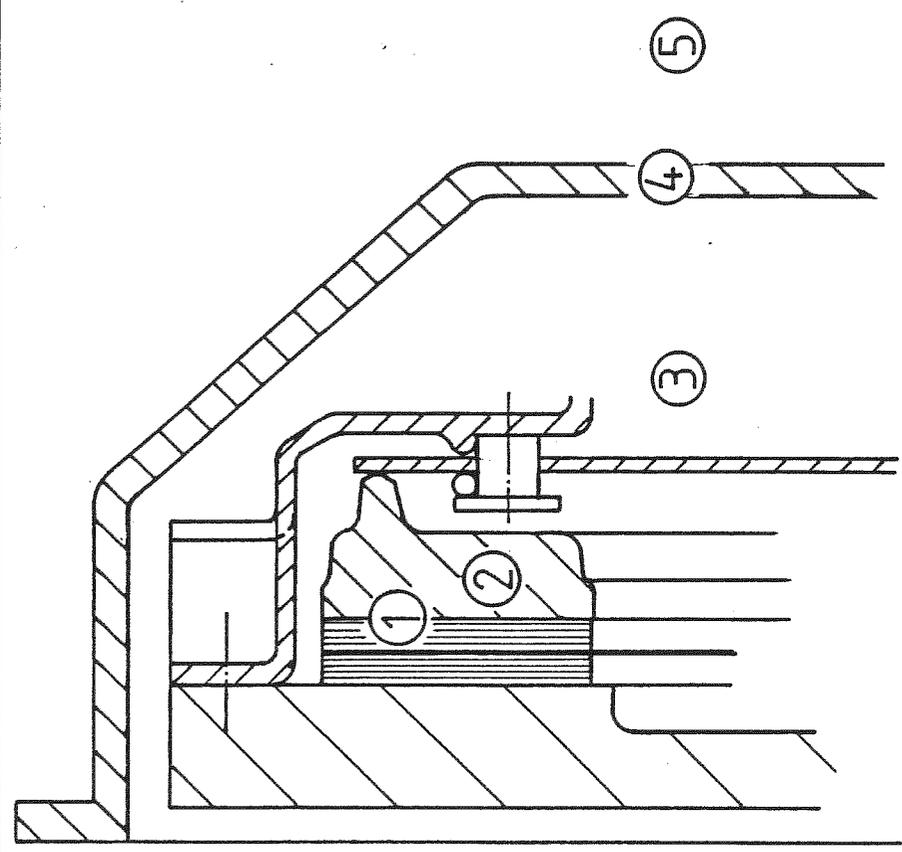
Maximale Temperaturerhöhung an der Lauffläche in Abhängigkeit von Rutschzeit, Reibleistung und Druckplattendicke



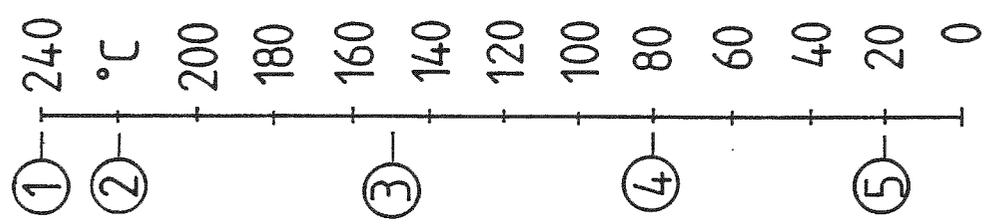
08 02 82

Temperaturverhältnisse bei geschlossener
Kupplungsglocke

09 02 82

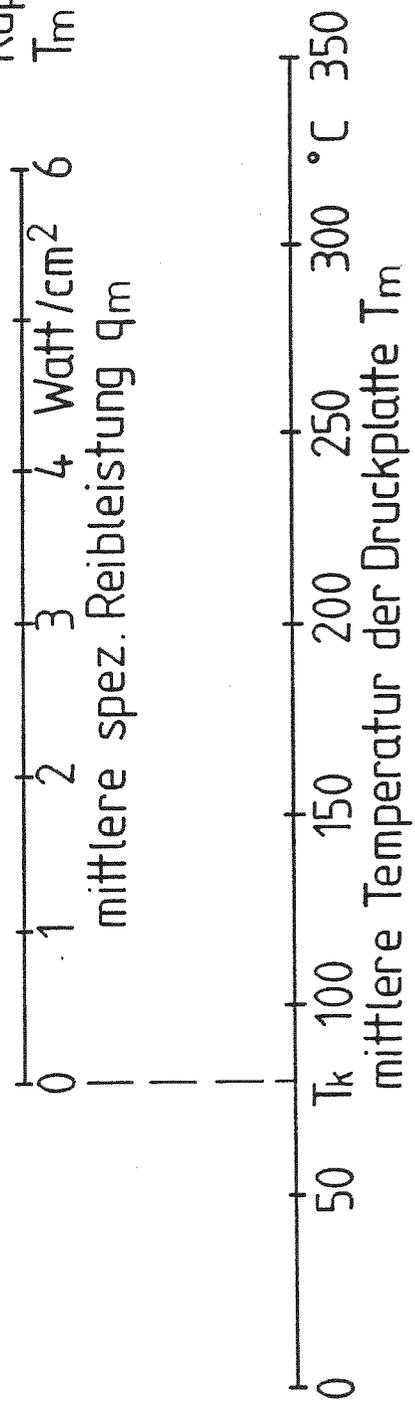


Prüfstandlauf mit 3,5 Watt / cm² mittlere
spez. Reibleistung



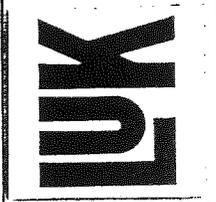
$$T_m = T_k + q_m / \alpha$$

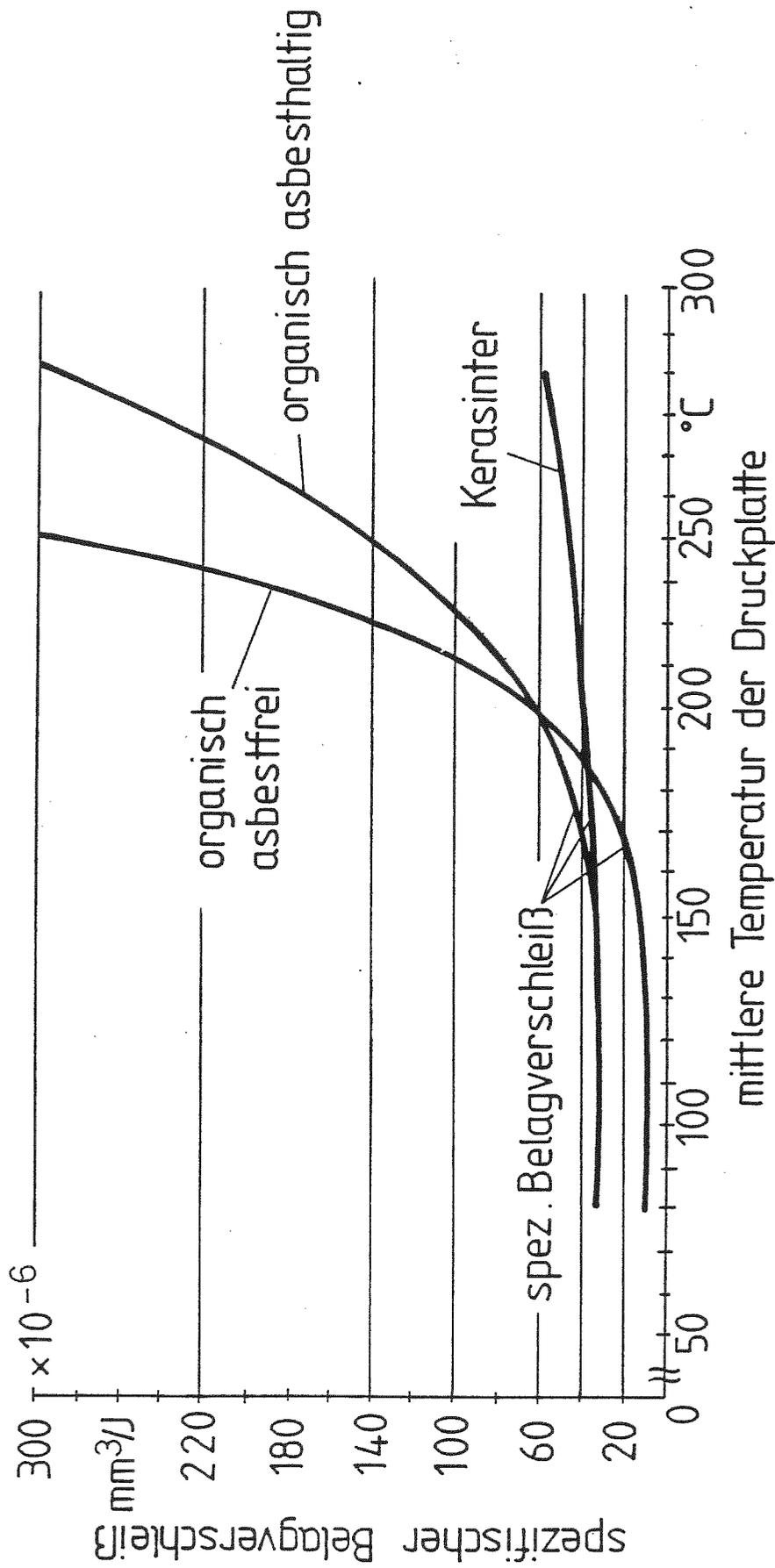
Kupplungsglocke geschlossen
 $T_m = 80 + q_m / 0,4 [^{\circ}\text{C}]$



10 02 82

Druckplattentemperatur in Abhängigkeit von Reibleistung und Kühlbedingungen

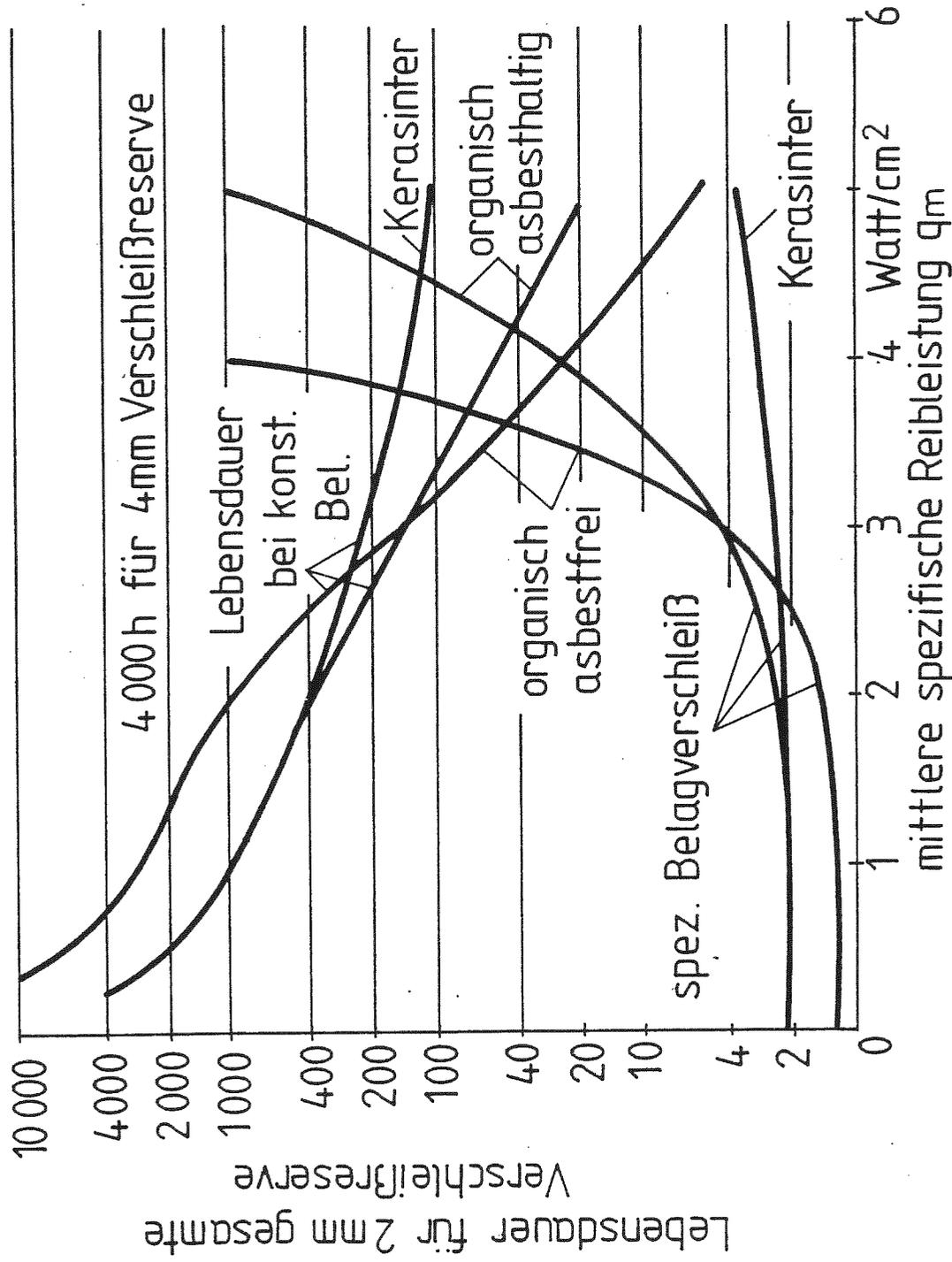




Spezifischer Belagverschleiß in Abhängigkeit von Temperatur und Belagqualität (geschlossene Kupplungsglocke)

11 02 82

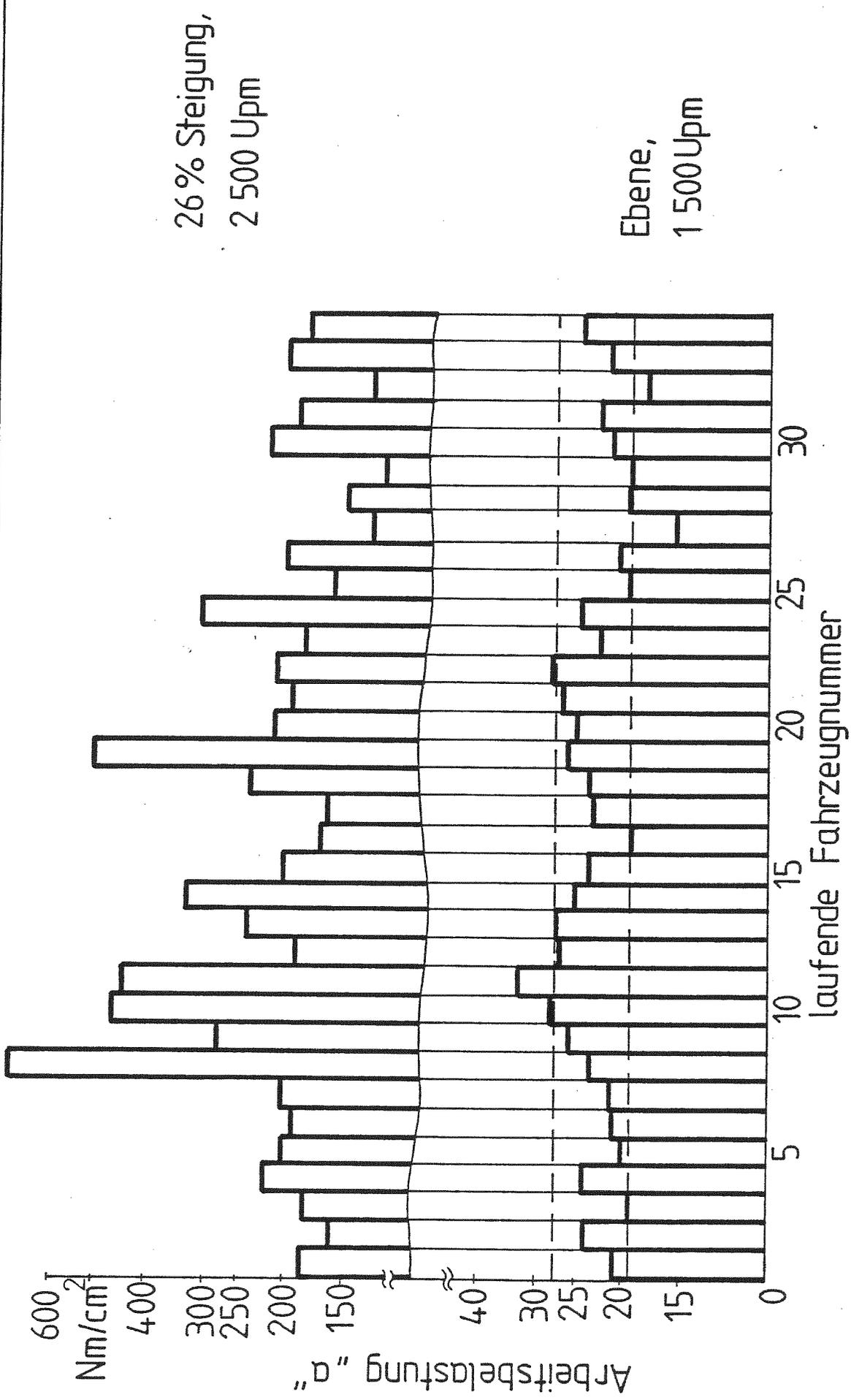


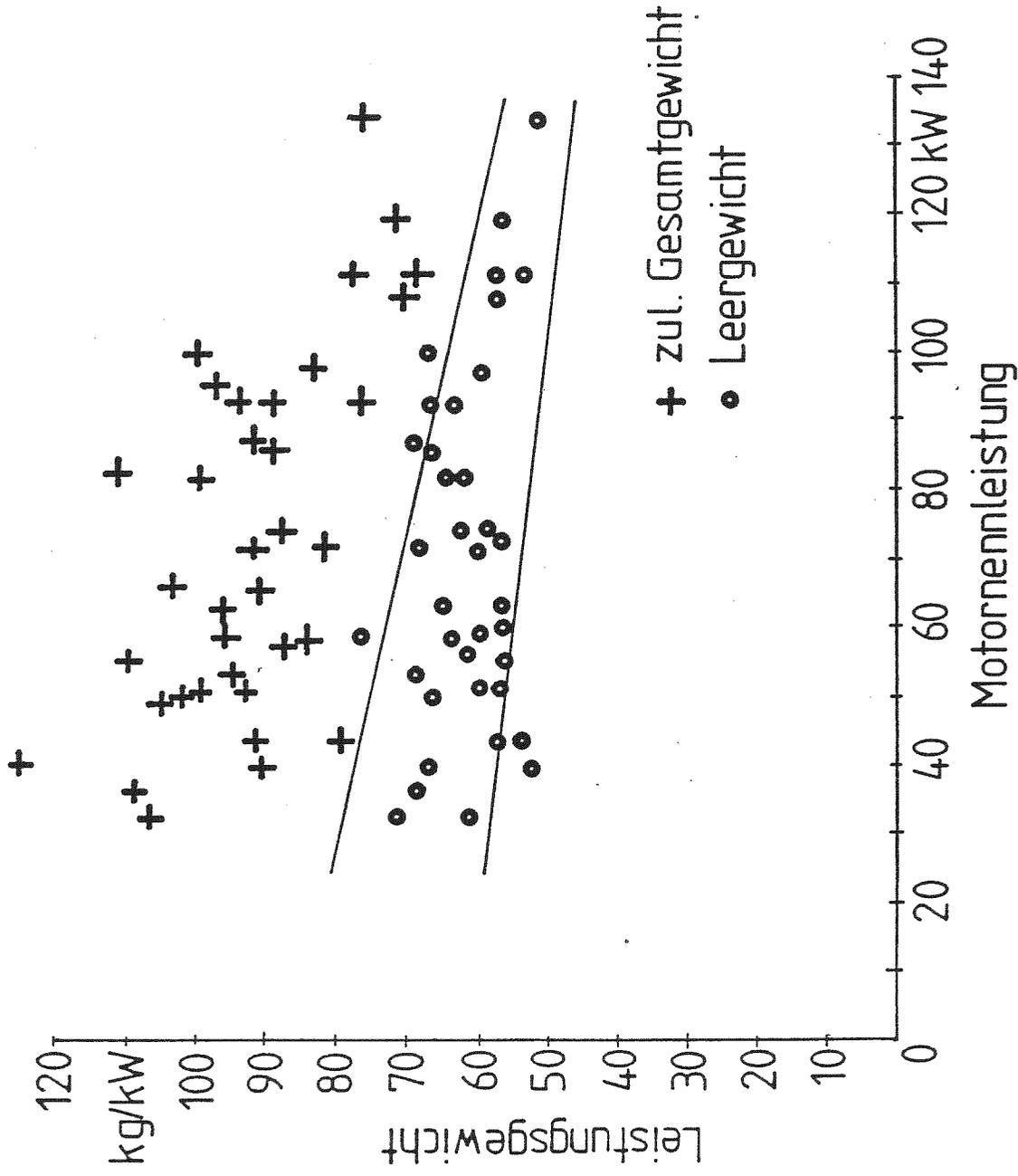


Lebensdauer der Kupplung in Abhängigkeit von Reibleistung und Belagqualität (geschlossene Kupplungsglocke)

Spezifische Arbeitsbelastung von PKW - Kupplungen

13 02 82

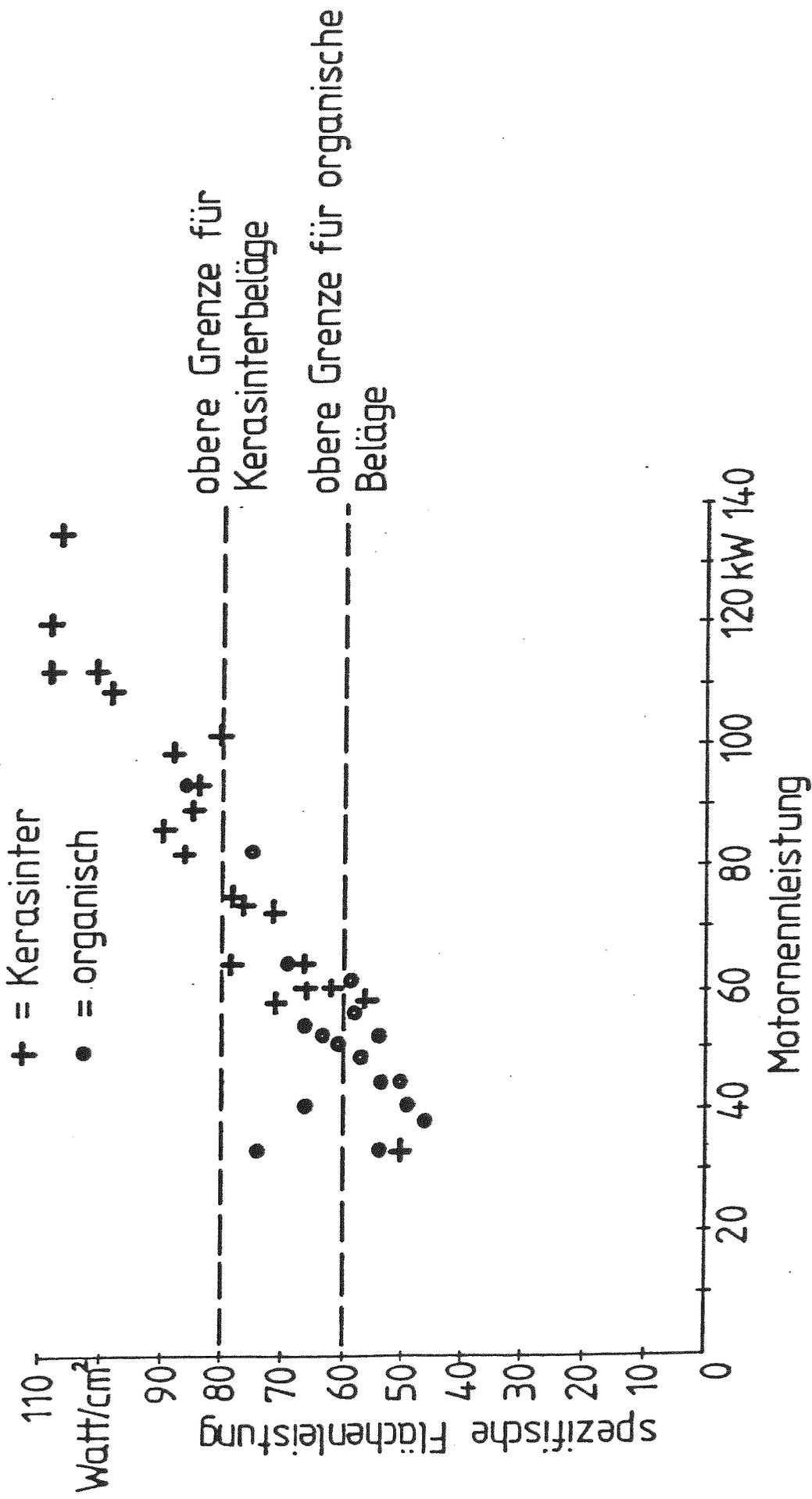




14 02 82

Leistungsgewicht von Ackerschleppern

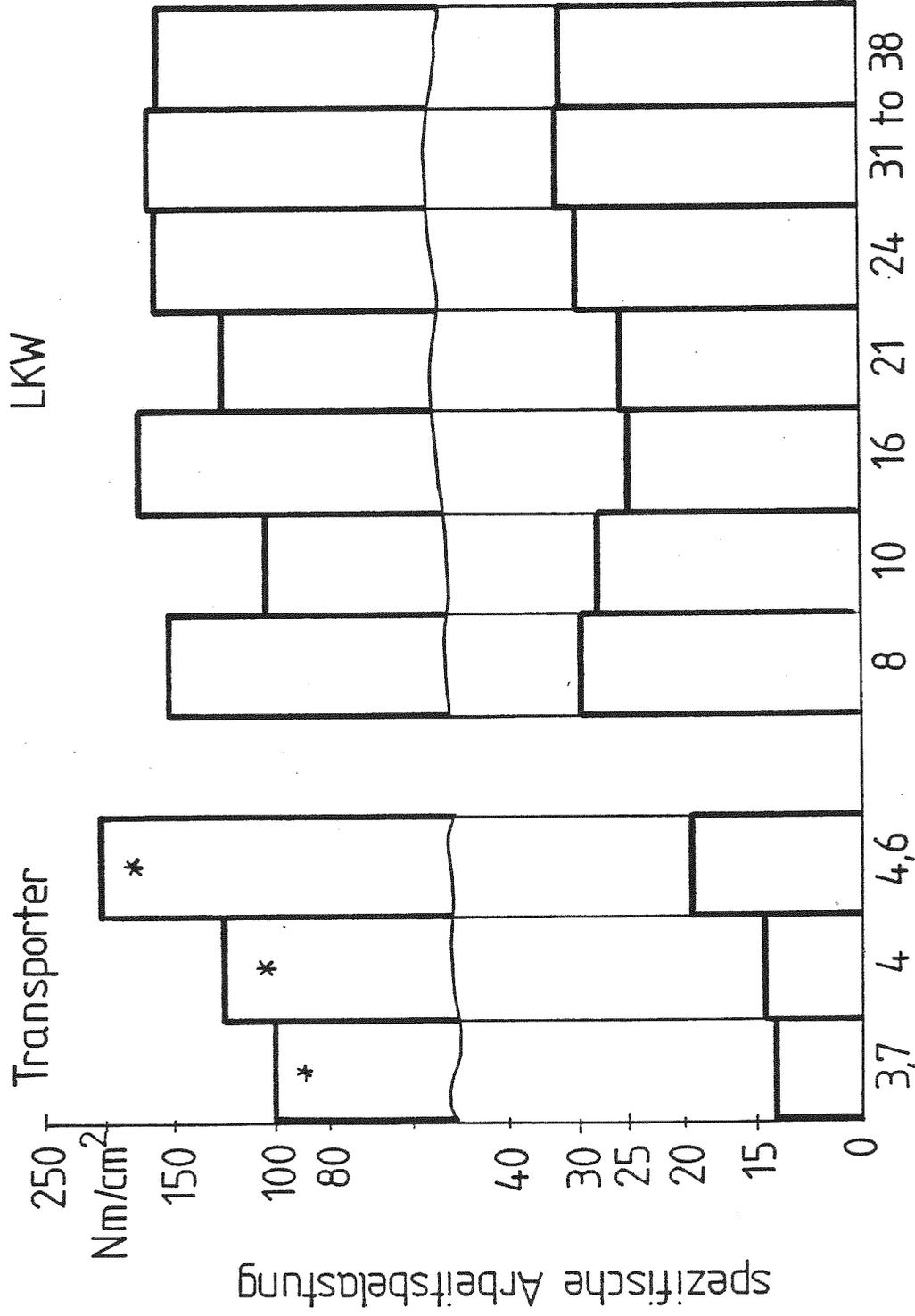




15 02 82

Spezifische Flächenleistung von Schlepperkupplungen





LKW

Transporter

Nm/cm²

spezifische Arbeitsbelastung

15% Steigung
(* = 26%)
2 000 Upm

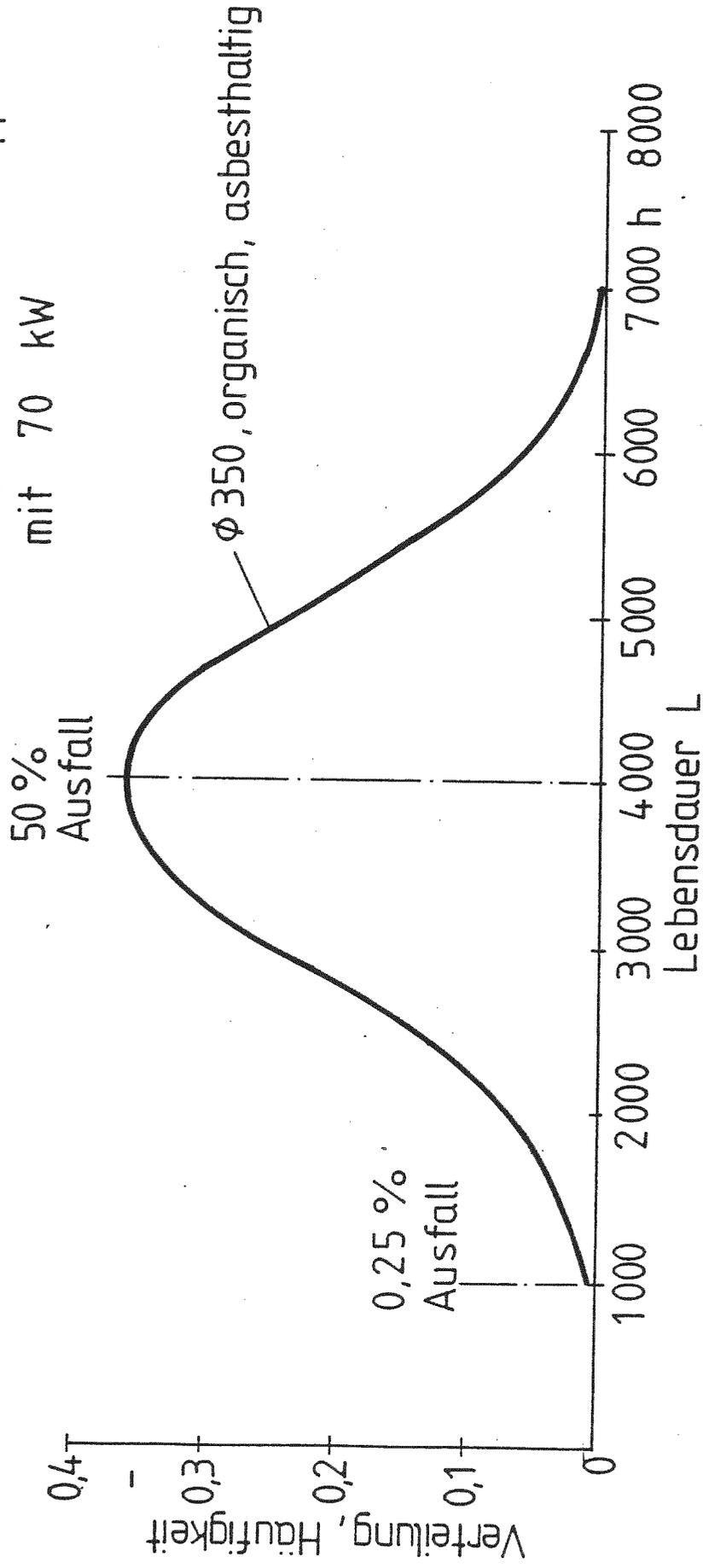
Ebene
1 500 Upm

16 02 82

Spezifische Arbeitsbelastung von LKW – Kupplungen



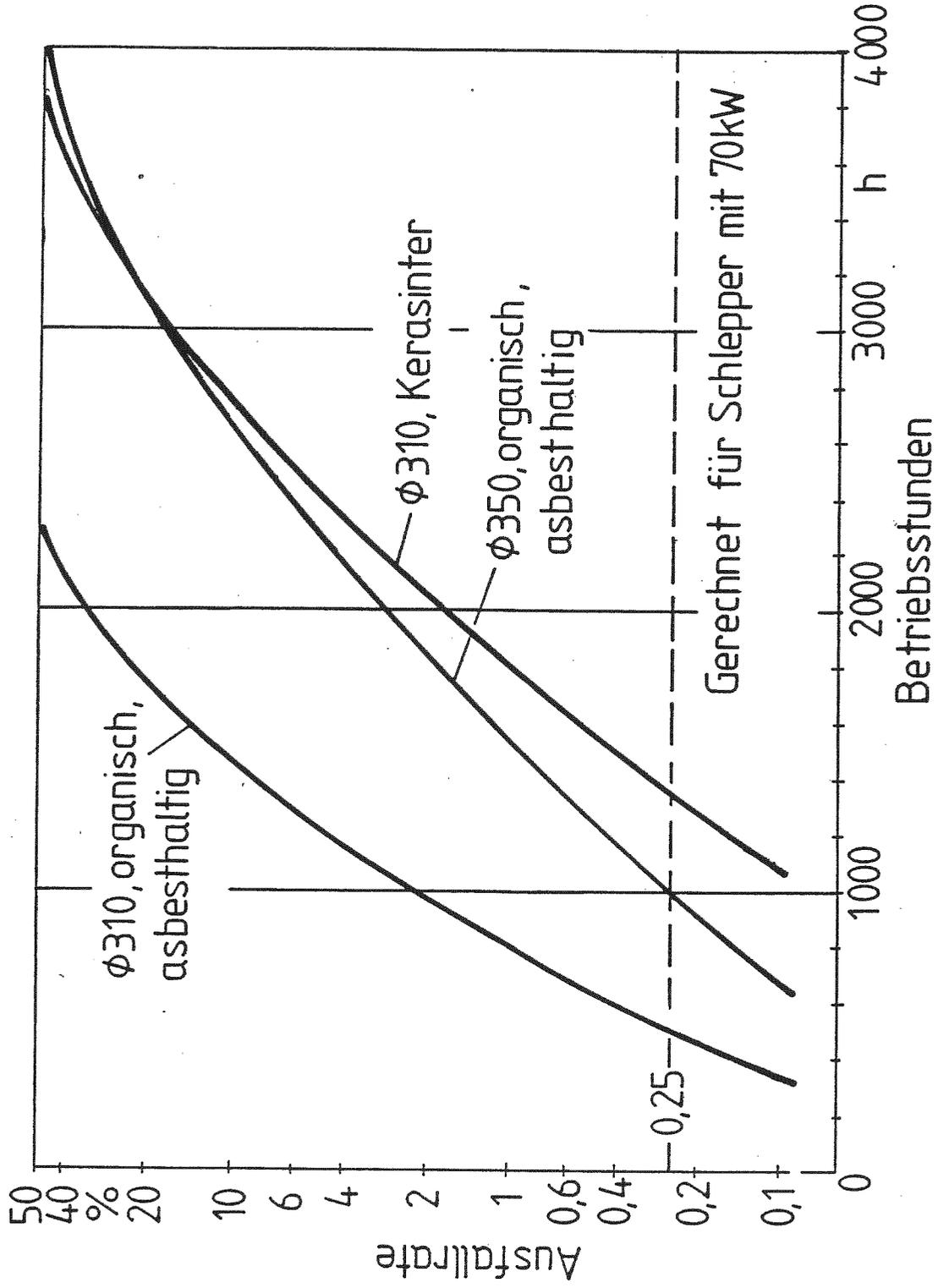
Angenommen für Schlepper
mit 70 kW



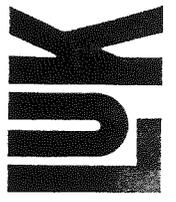
17 02 82

Lebensdauer - Verteilung einer Kupplung $\phi 350$

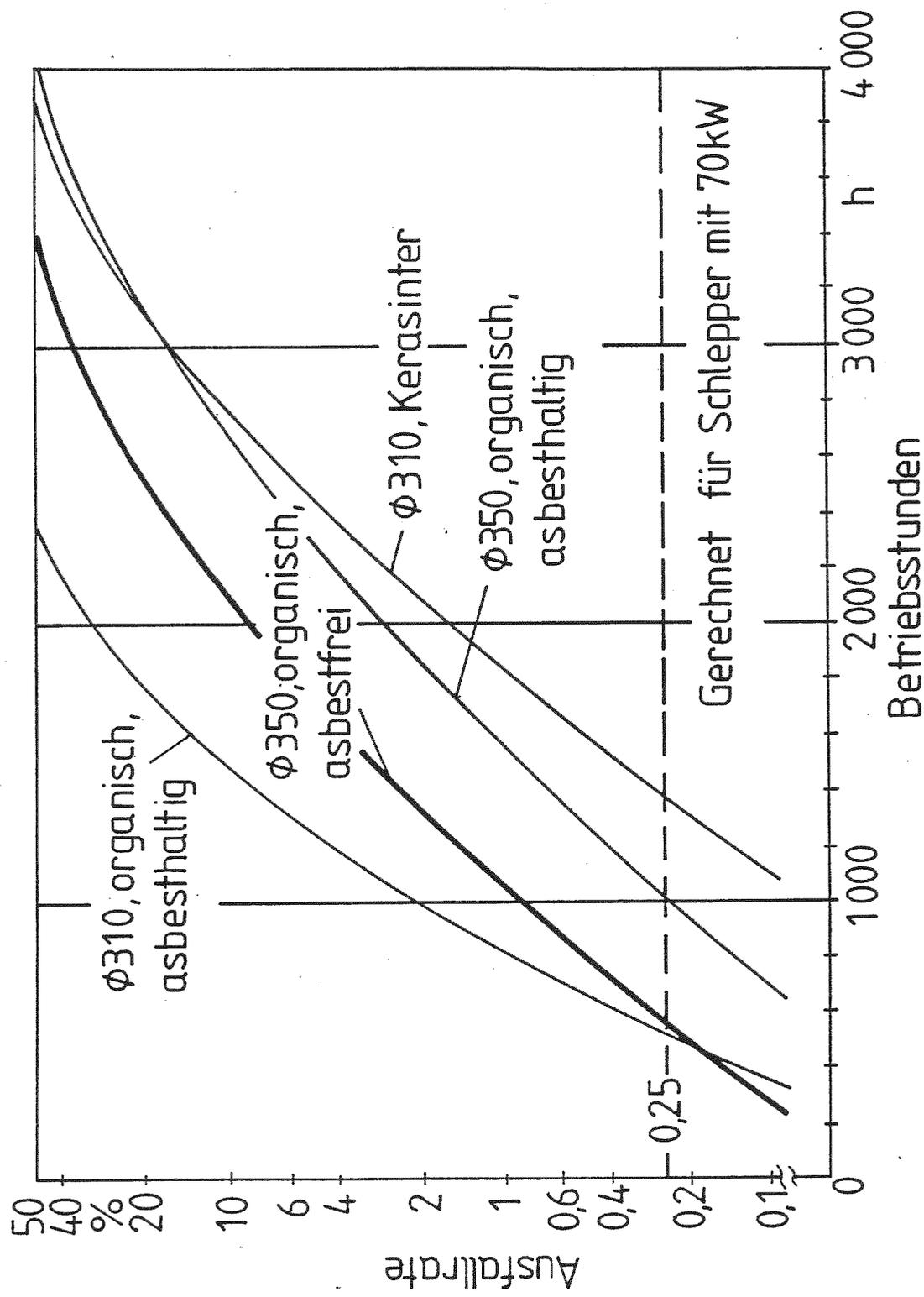




Ausfallrate über der Betriebszeit



18 02 82



19 02 82

Ausfallrate über der Betriebszeit



		ø 310		ø 350	
Ceram		organisch, asbesthaltig	organisch, asbestfrei	organisch, asbesthaltig	organisch, asbestfrei
0,25% Aus- fall	Glocke geschlos- sen	1 318h	456h	/	498h
	Glocke belüftet	1 600h	1 300h	1 666h	/
50% Aus- fall	Glocke geschlos- sen	3 858h	2 278h	/	3 369h
	Glocke belüftet	4 124h	3 838h	7 695h	/

Auswirkungen der Verwendung von asbestfreien organischen Belägen und der Belüftung der Kupplungsglocke auf die Lebensdauer der Kupplung. (Schlepper mit 70kW - Motorleistung)

20 02 82

Rechenergebnisse für Kupplungslebensdauer

LUK

BETÄTIGUNG UND EINGRIFFSVERHALTEN VON KRAFTFAHRZEUG-TROCKENREIBUNGSKUPPLUNGEN

INHALTSANGABE

1. Einleitung
2. Wichtige Einflußgrößen auf das Eingriffs-
verhalten 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 -

BETÄTIGUNG 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 Anfahrereigenschaften 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 formelmäßiger Zusammenhang der einzelnen Kenngrößen des Systems existiert und somit die Möglichkeit besteht, dieses vorzuberechnen. 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 Übersetzungen;
- 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 Kupplungs-scheibe 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 Kupplungs-betätigung, 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 vollkommen 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 Übersetzung 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 0 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 nach 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 Tellerfeder 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 macht 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 reibungsarmen 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 Dieselmotor

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 durchlaufen. Diese gemessenen Pedalkraftkurven sollen nochmals verdeutlichen, daß zwischen Pedalkraft und Pedalweg kein eindeutiger Zusammenhang besteht.

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

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 Einkupplerverhalten 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 Einkupplerverhalten.
- 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 Einkupplerverhalten wird sich deshalb auch nicht ändern, wenn sich infolge von Belagverschleiß ein anderer Betriebspunkt eingestellt hat.
- c) Das Einkupplerverhalten 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.

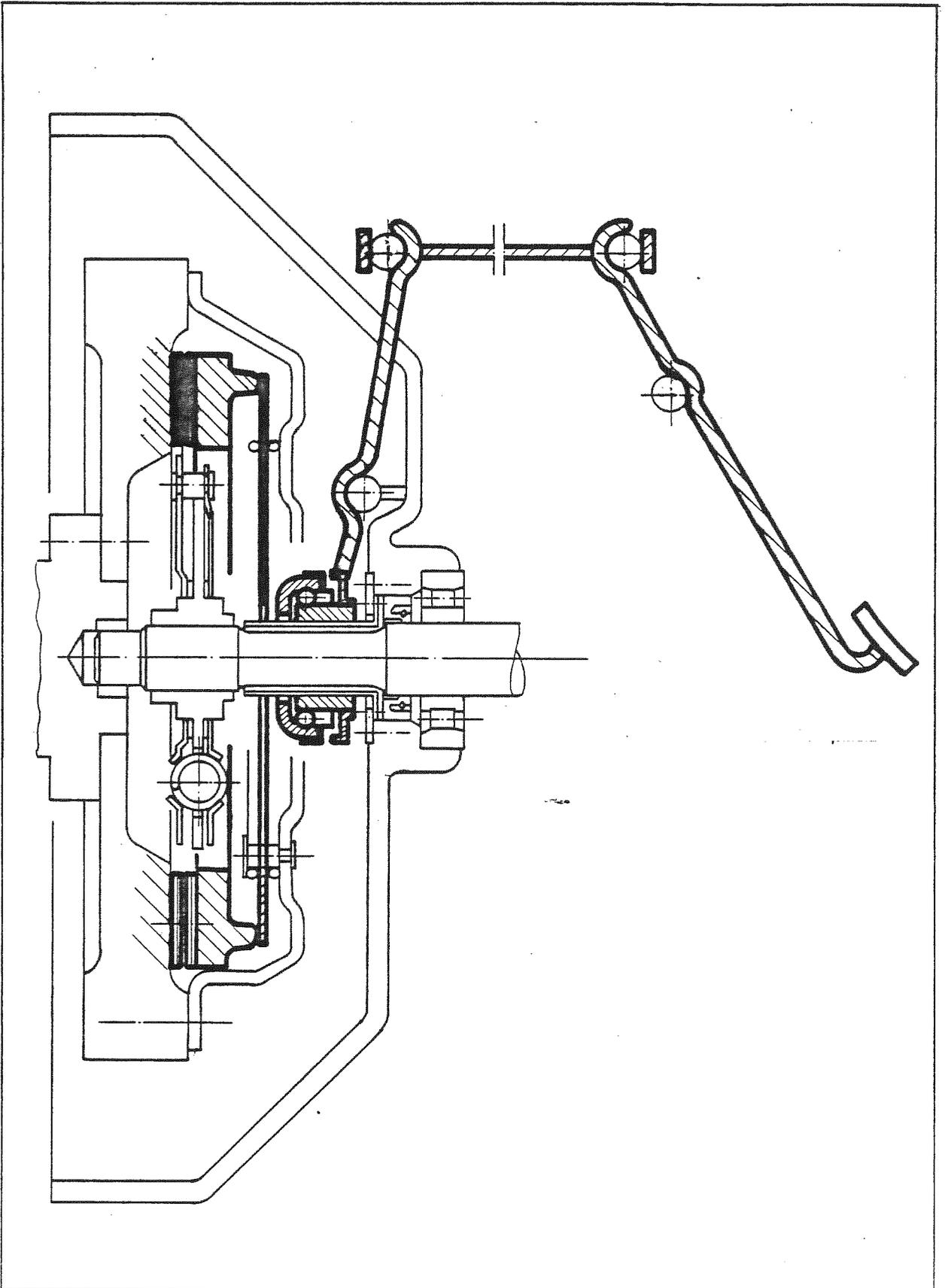
e) Ein Anstieg der Ausrückkraft infolge von Belagverschleiß bewirkt eine Vergrößerung der Pedalkraft zwischen dem Ausrück- und dem Einrückvorgang, was - verbunden mit Reibkräften und Elastizität im Ausrücksystem - zu einer Vergrößerung der Pedalwege, über die eine Kontrolle des Kupplungsausrückweges 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 Drehzahlabenkung wegen Energieeinsparung - besondere Aufmerksamkeit zu schenken.

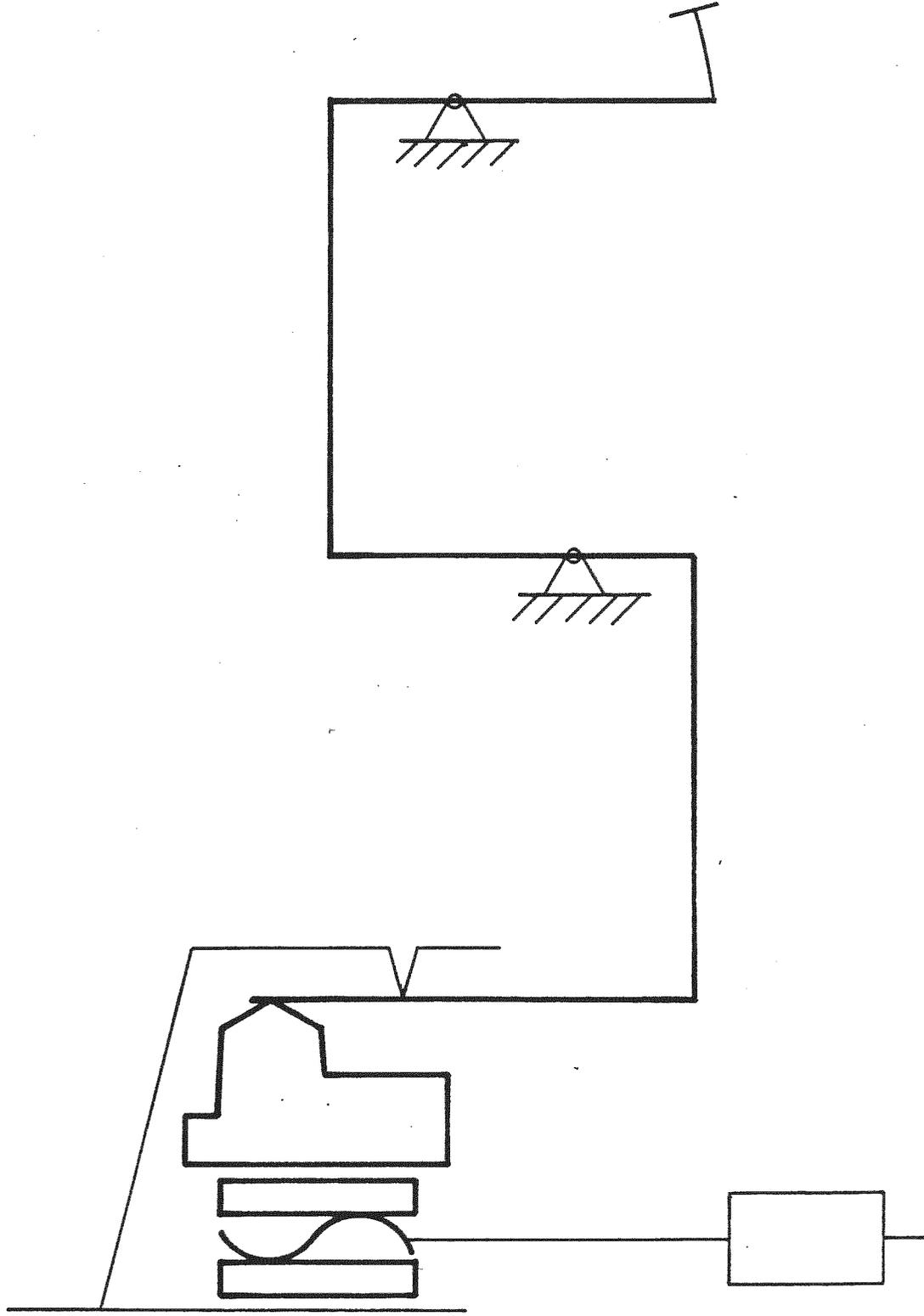


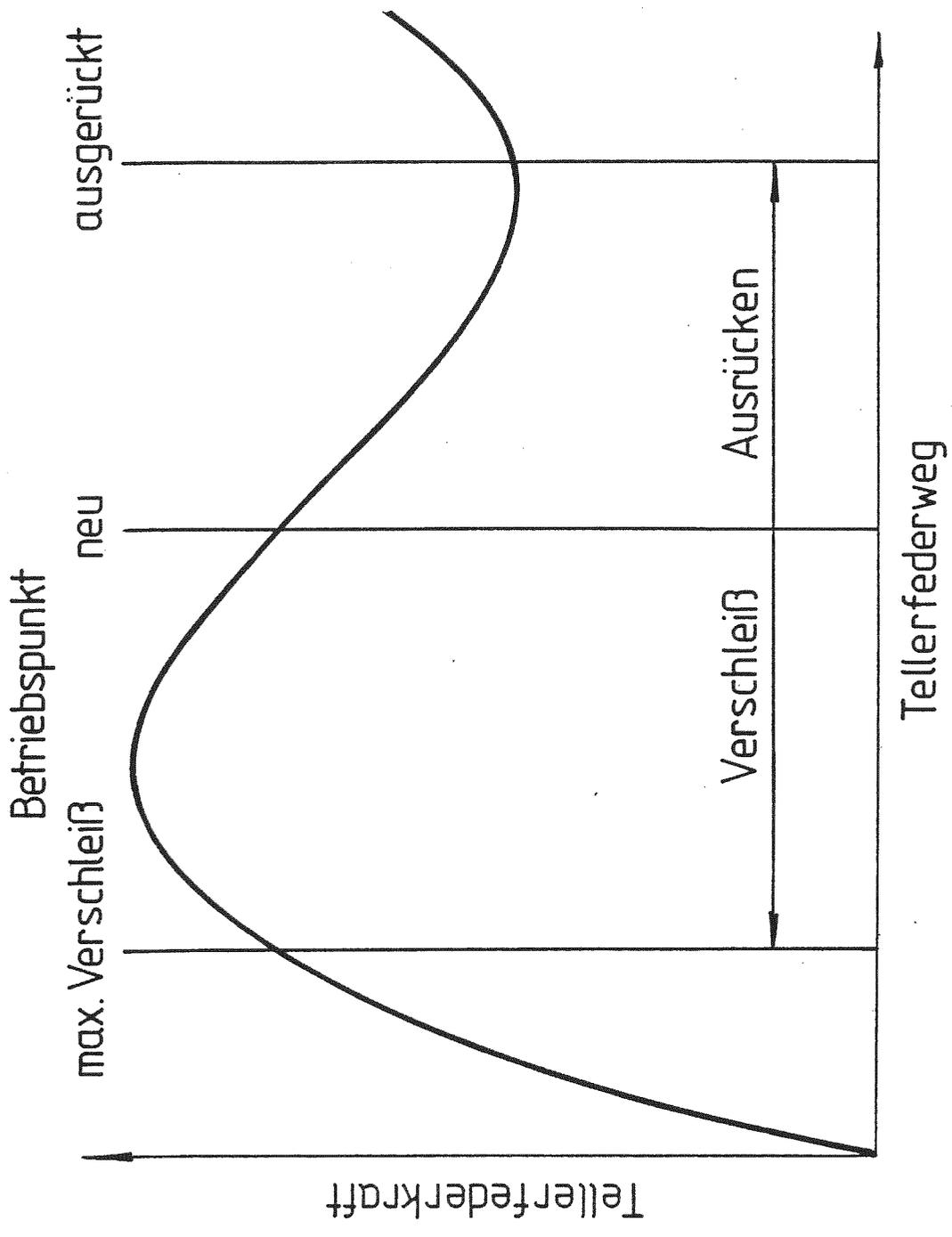
01 03 82

Kupplung mit mechanischem
Ausrücksystem



Funktionsmodell
Kupplung mit Ausrückssystem

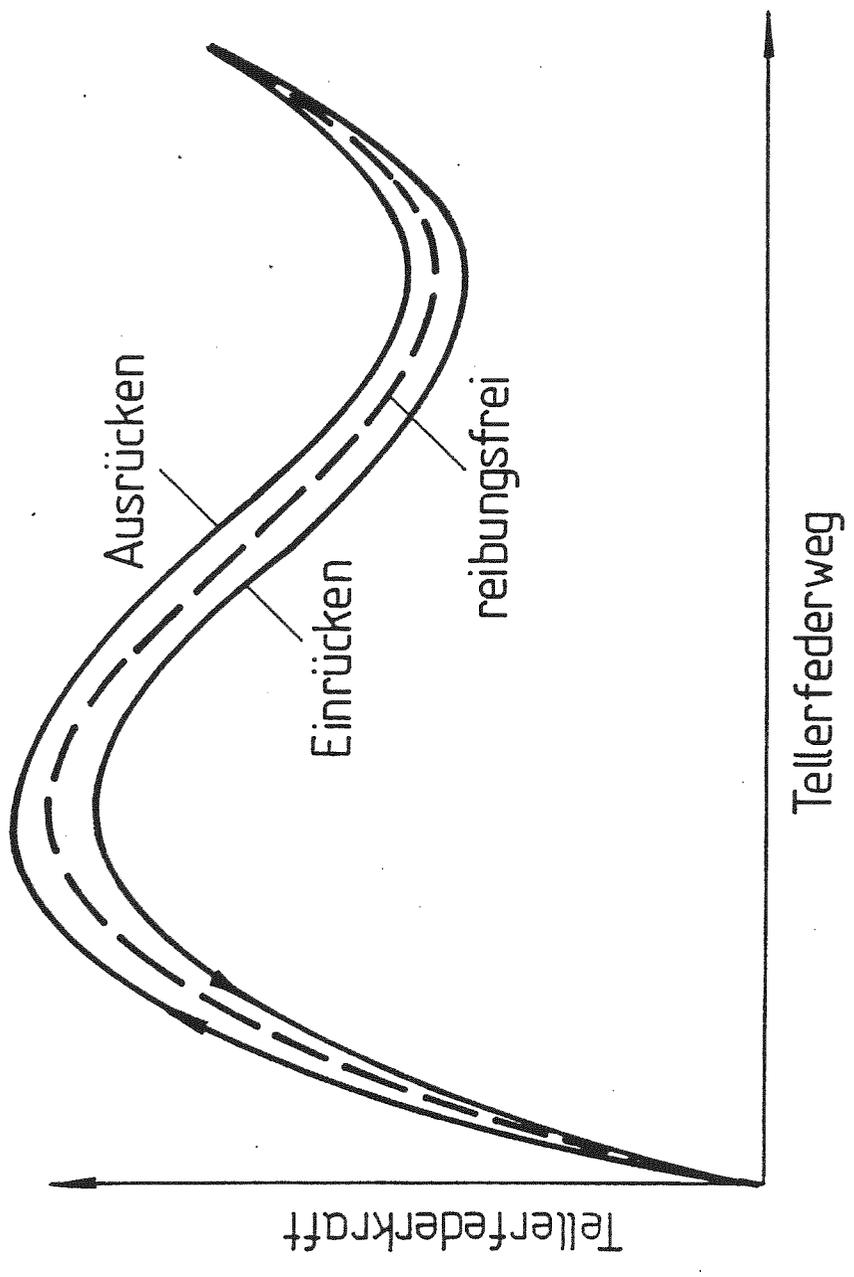




03 03 82

Schematische Kupplungstellerfeder – Kennlinie

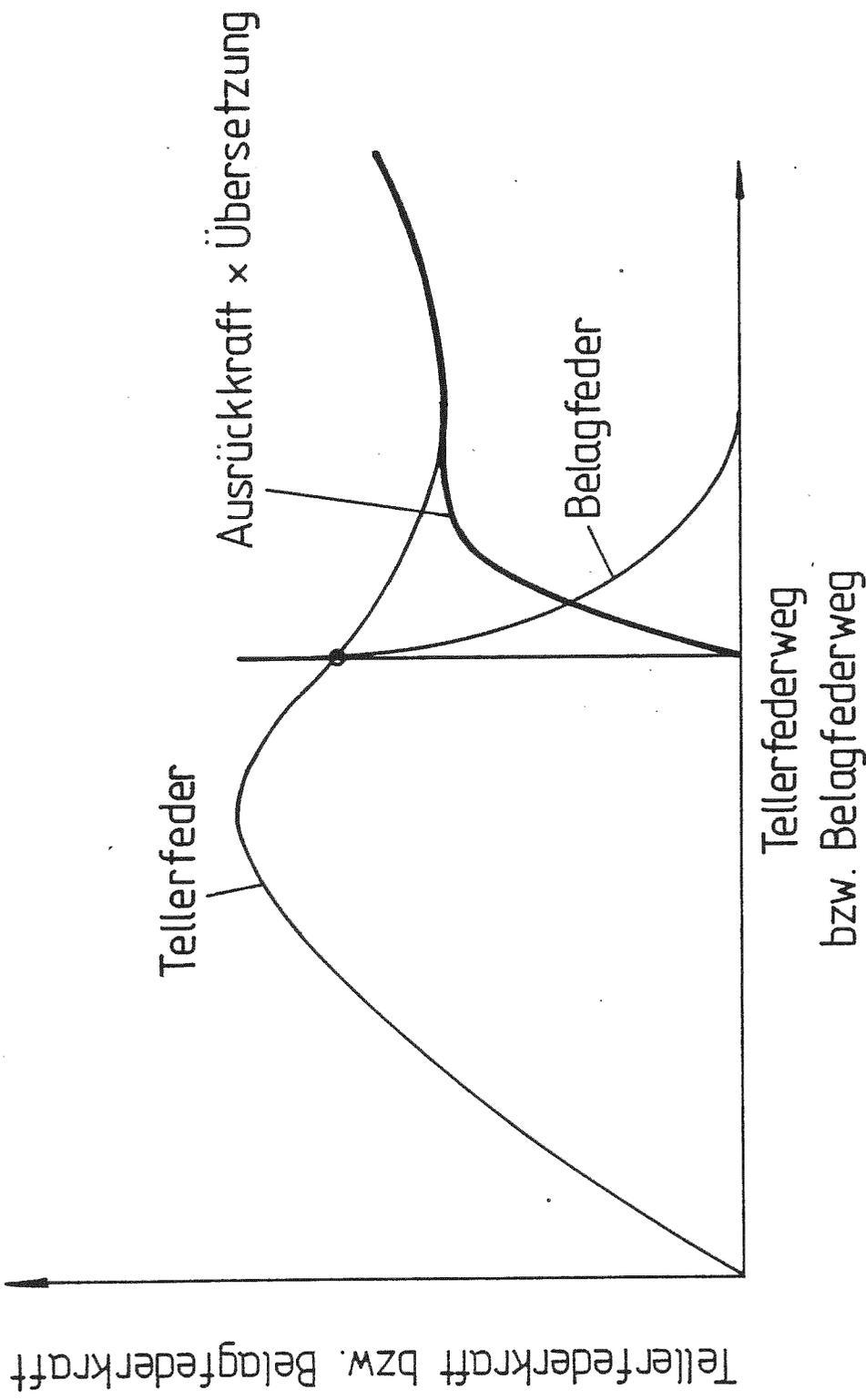




Schematische Kupplungstellerfederkennlinie
mit Berücksichtigung der Reibung

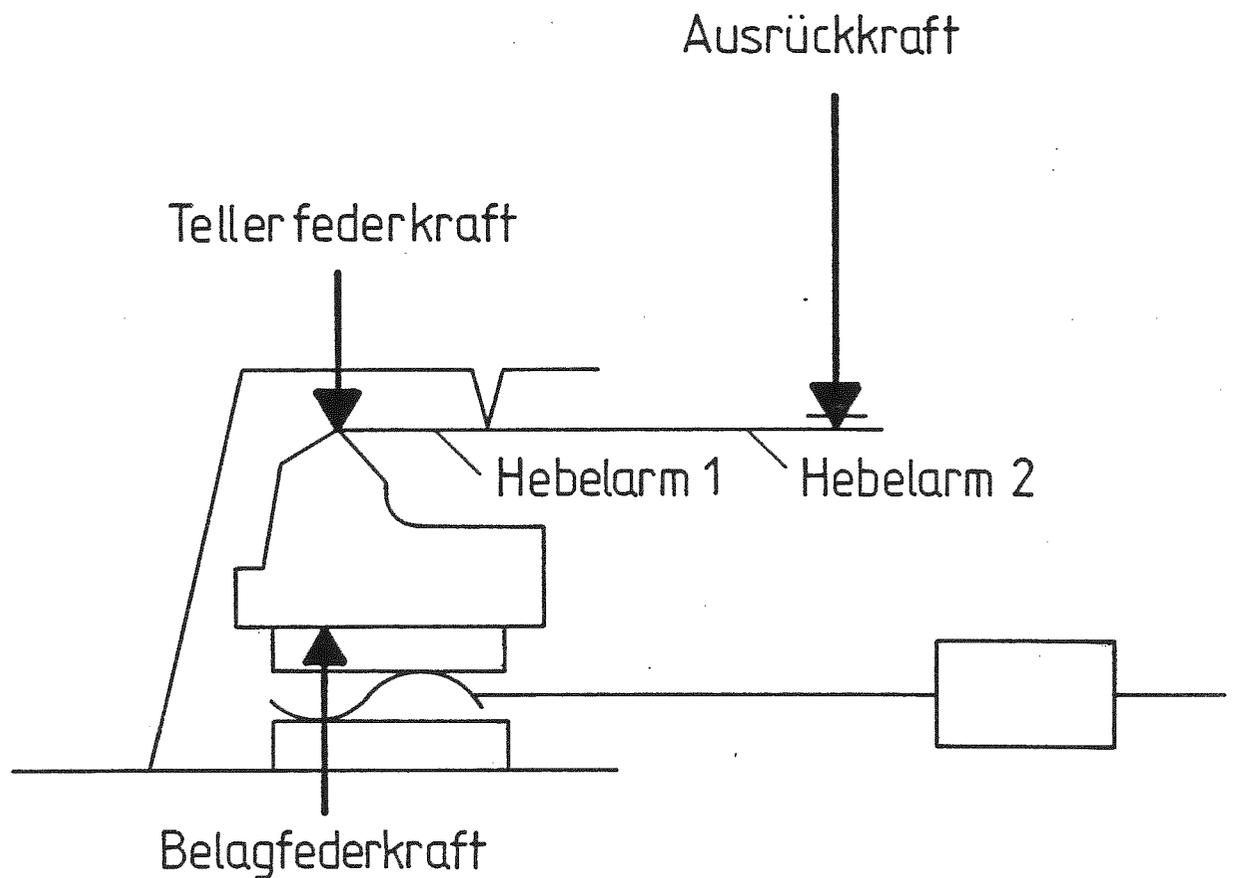


04 03 82



05 03 82

Ermittlung der Ausrückkraft aus
Tellerfeder - und Belagfederkennlinie



Momentengleichgewicht

$$\begin{aligned}
 &(\text{Tellerfederkraft} - \text{Belagfederkraft}) \times \text{Hebelarm 1} \\
 &= \text{Ausrückkraft} \times \text{Hebelarm 2}
 \end{aligned}$$

$$\text{Tellerfederkraft} - \text{Belagfederkraft} =$$

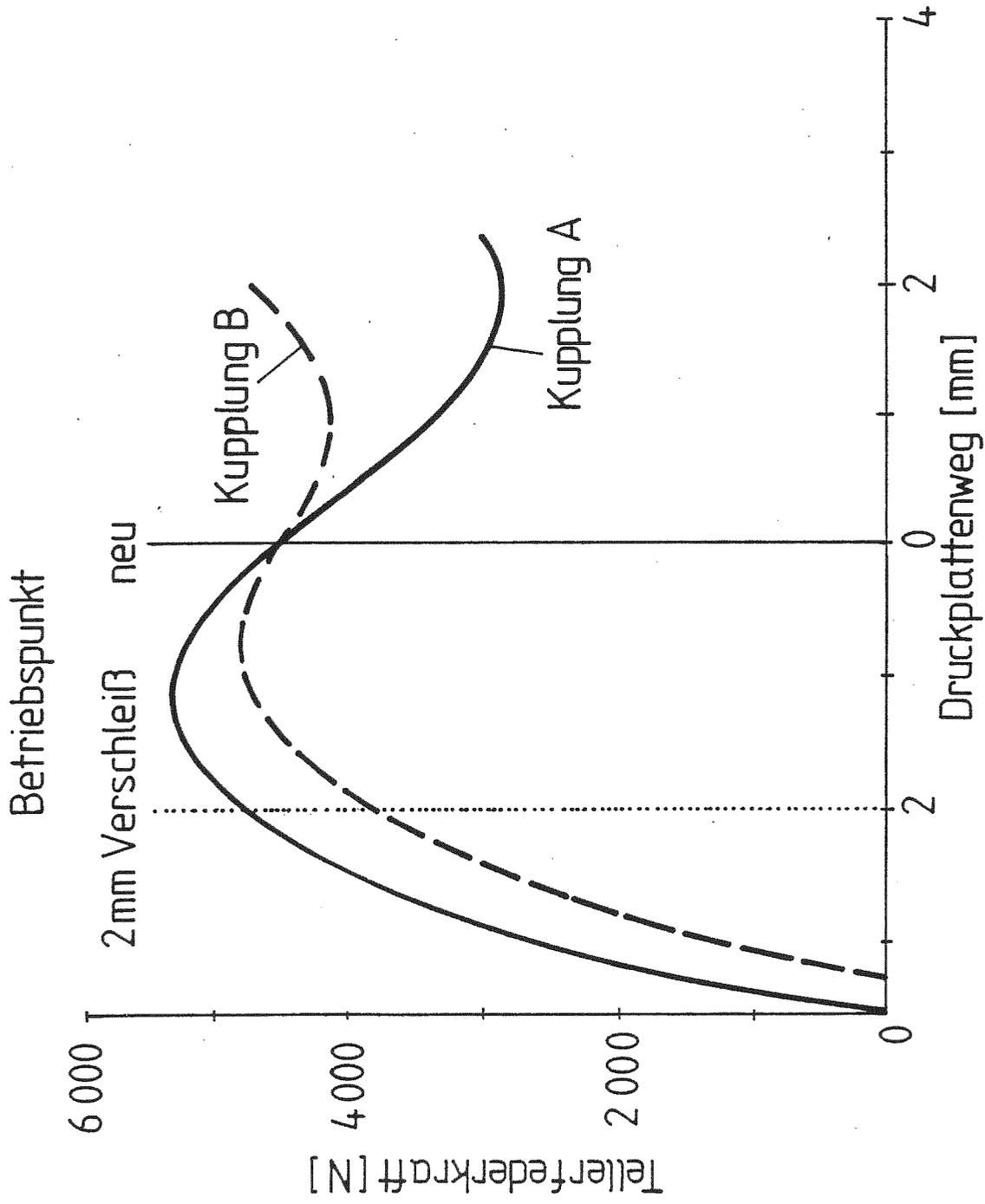
$$\text{Ausrückkraft} \times \underbrace{\frac{\text{Hebelarm 2}}{\text{Hebelarm 1}}}_{\text{Übersetzungsverhältnis der Kupplung}}$$

Übersetzungsverhältnis der
Kupplung

06 03 82

Momentengleichgewicht in der Kupplung

LUK



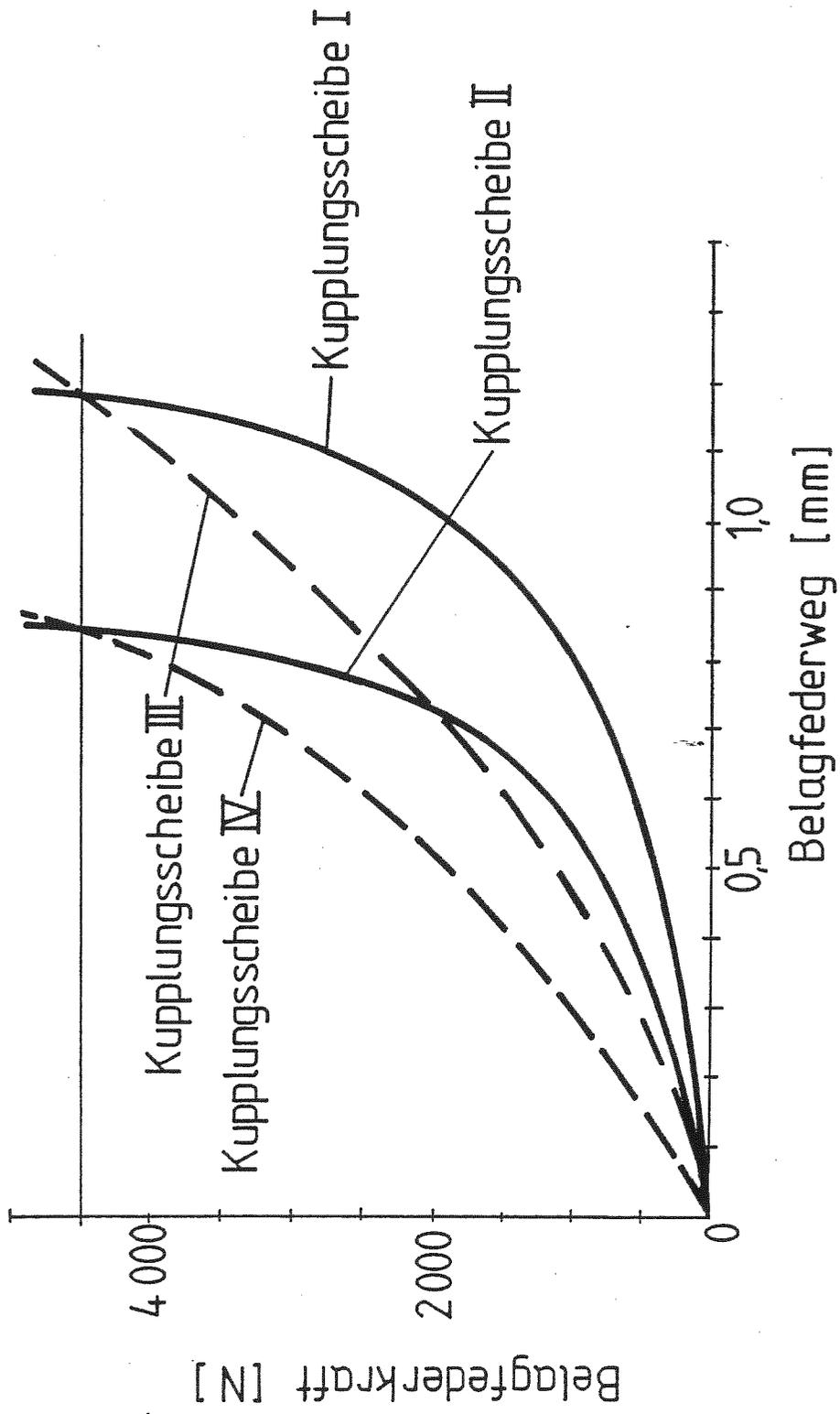
Tellerfederkennlinien

Kupplung A: steil abfallender Verlauf

Kupplung B: flacher Verlauf

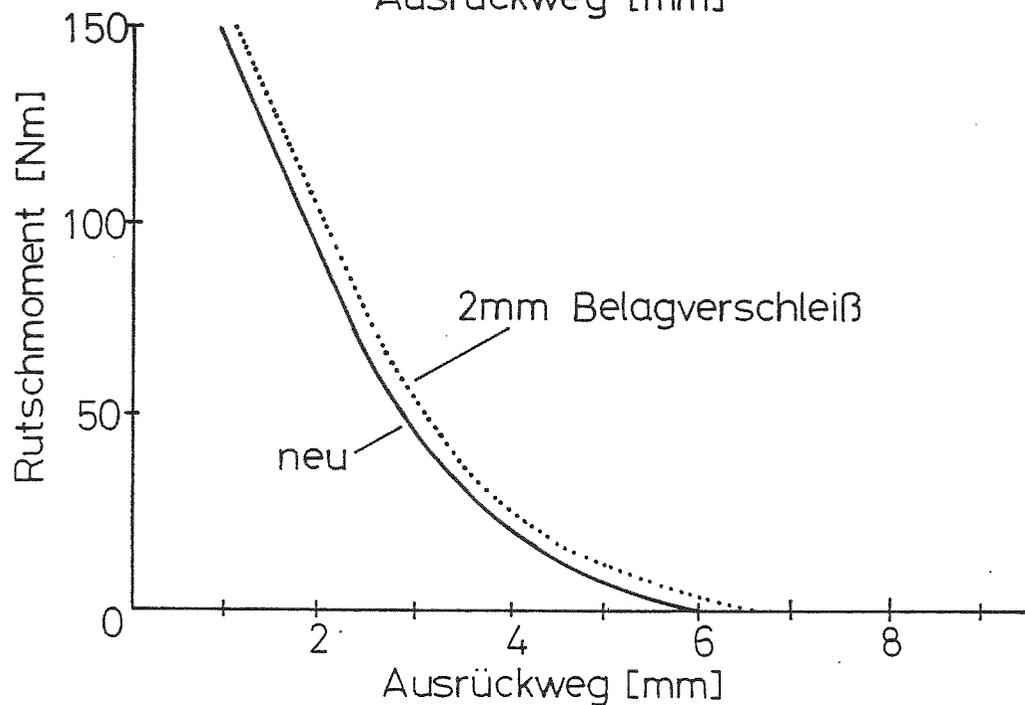
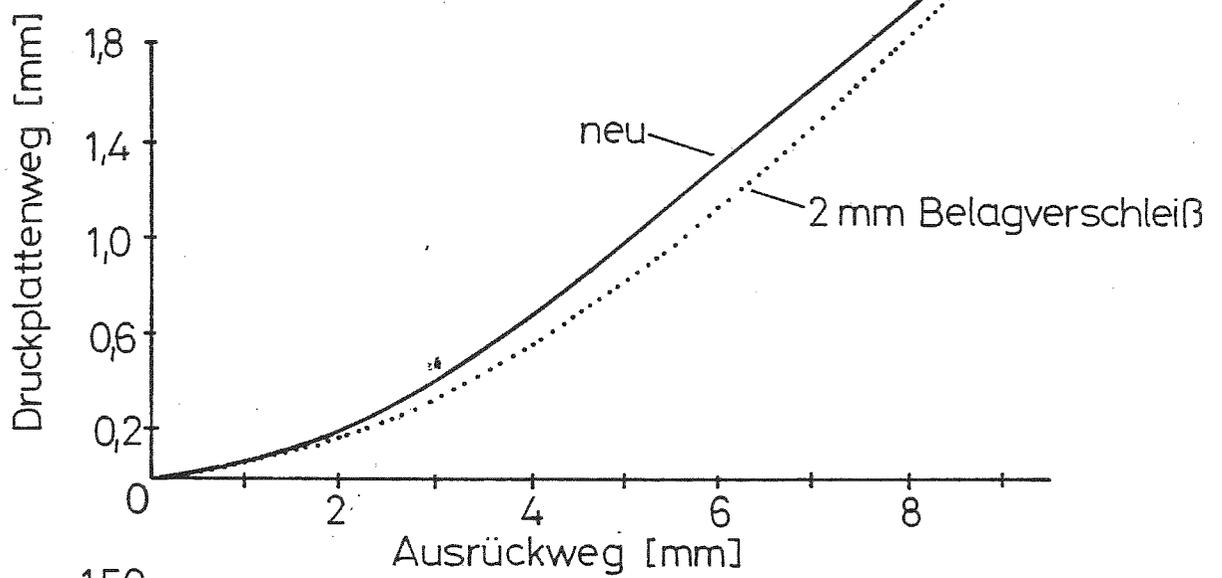
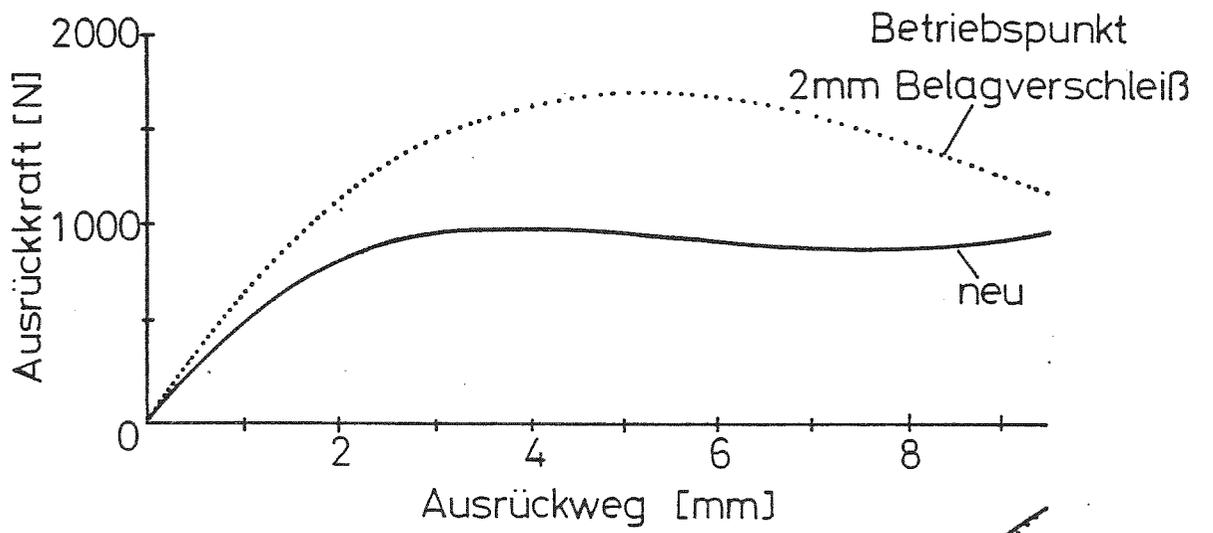
07 0382

LUK



08 03 82

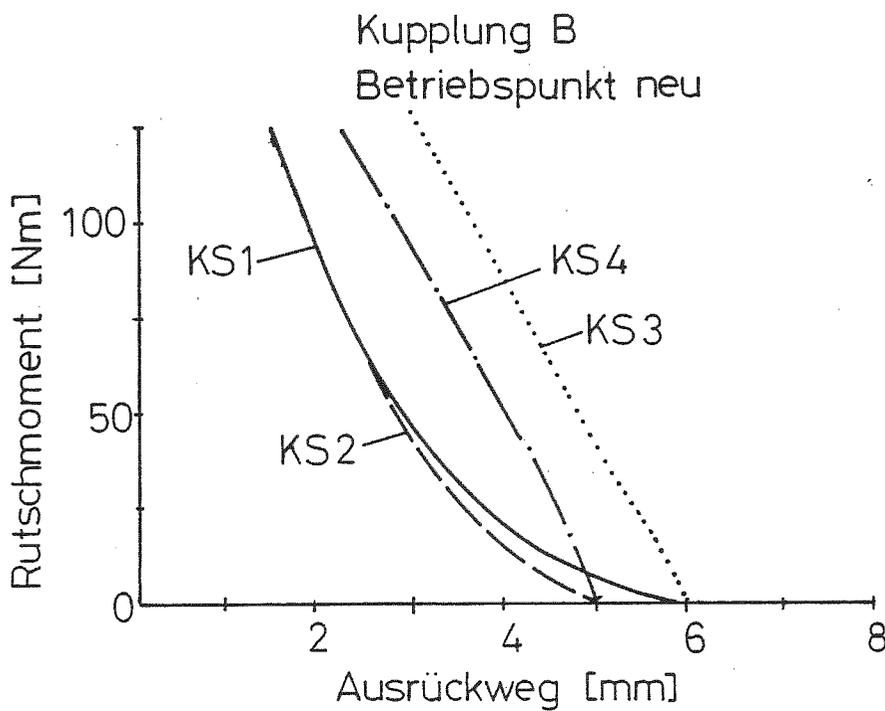
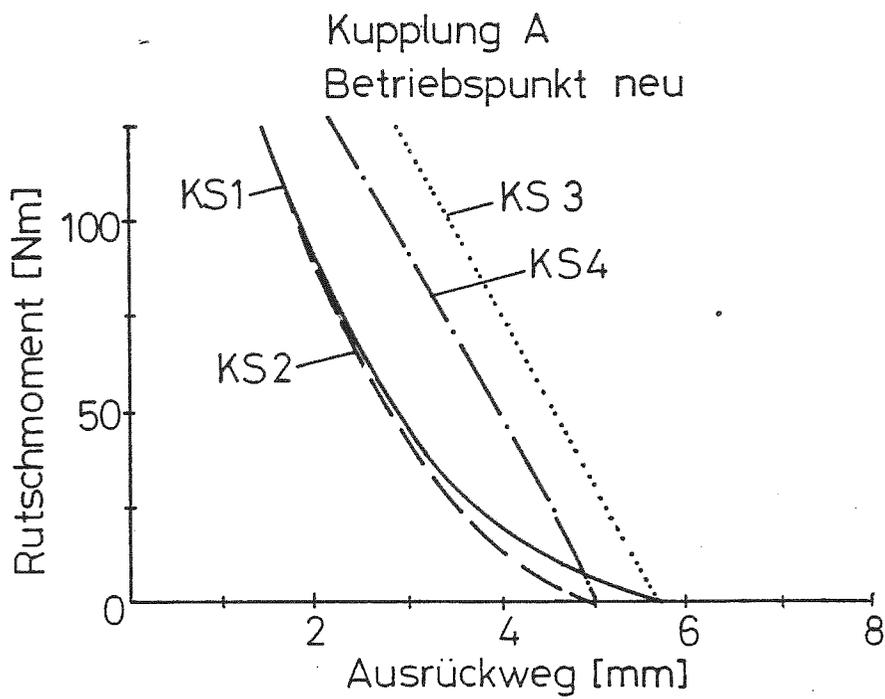
Belagfederkennlinien



09 03 82

Ausrückkraft, Druckplattenweg und Rutschmoment für Kupplung A mit Kupplungs-scheibe I

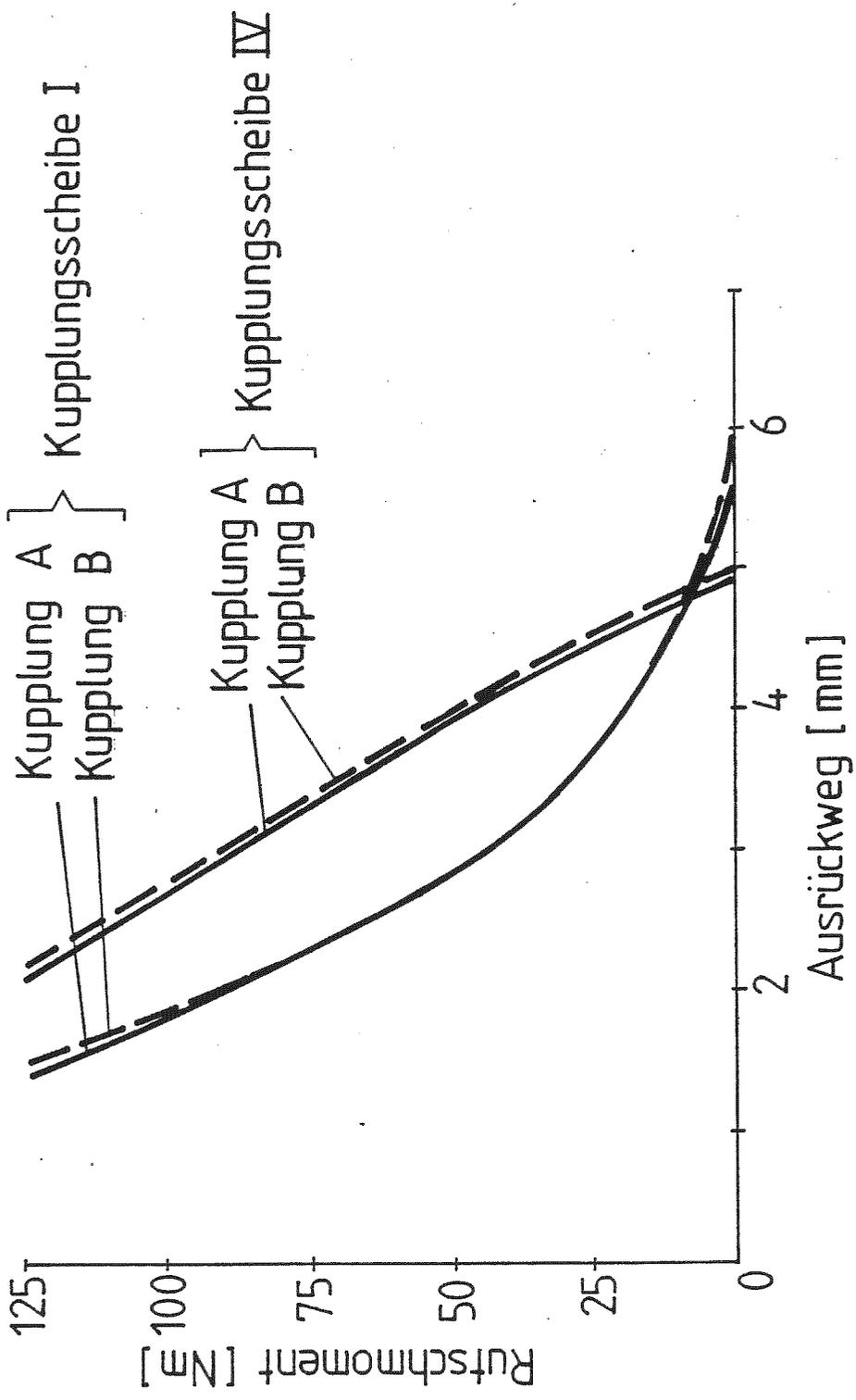
LUK



10 03 82

Rutschmomentaufbau an der Kupplung
beim Einrücken

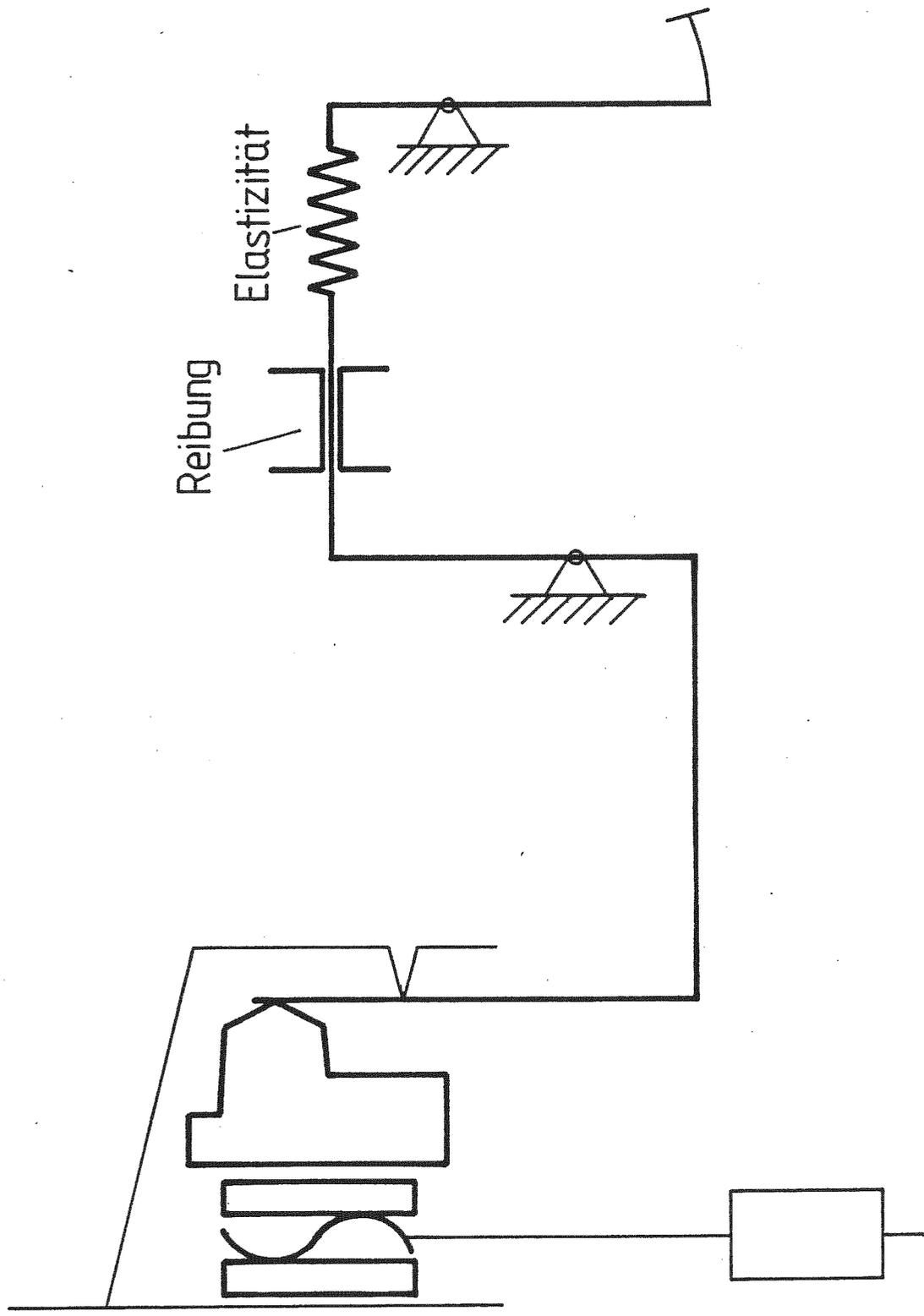




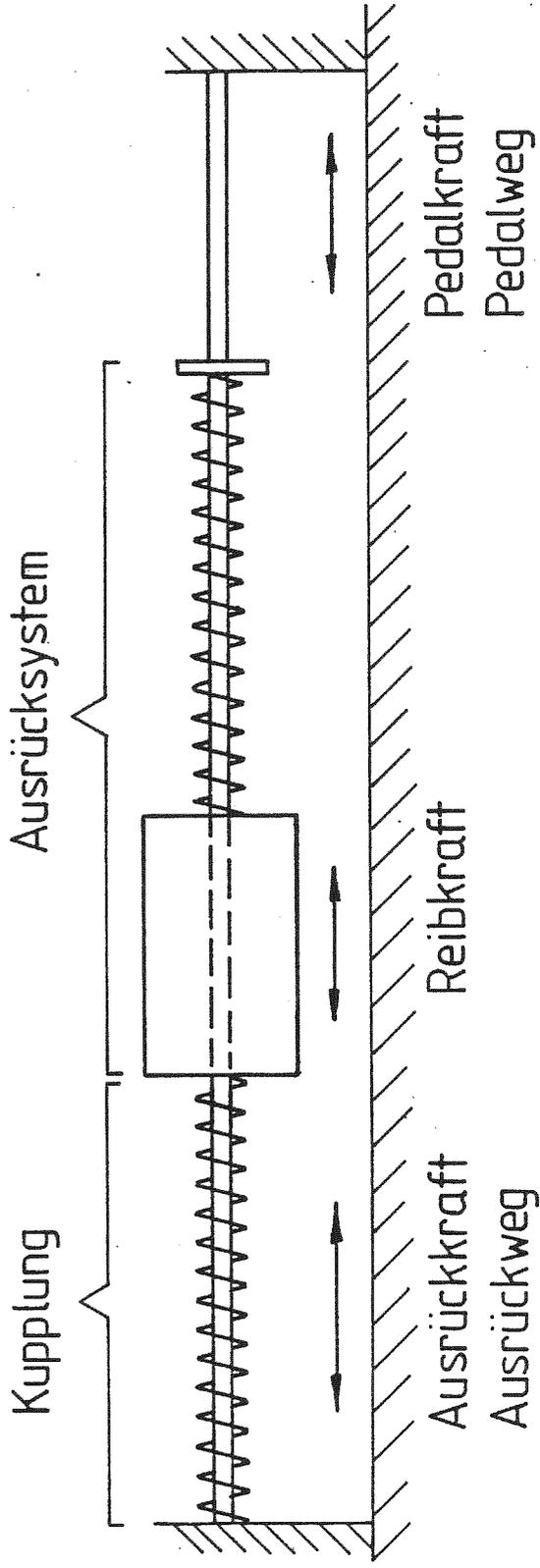
Rutschmomentvergleich



11 03 82



Funktionsmodell mit
Elastizität und Reibung im Ausrücksystem



Ausrücken :

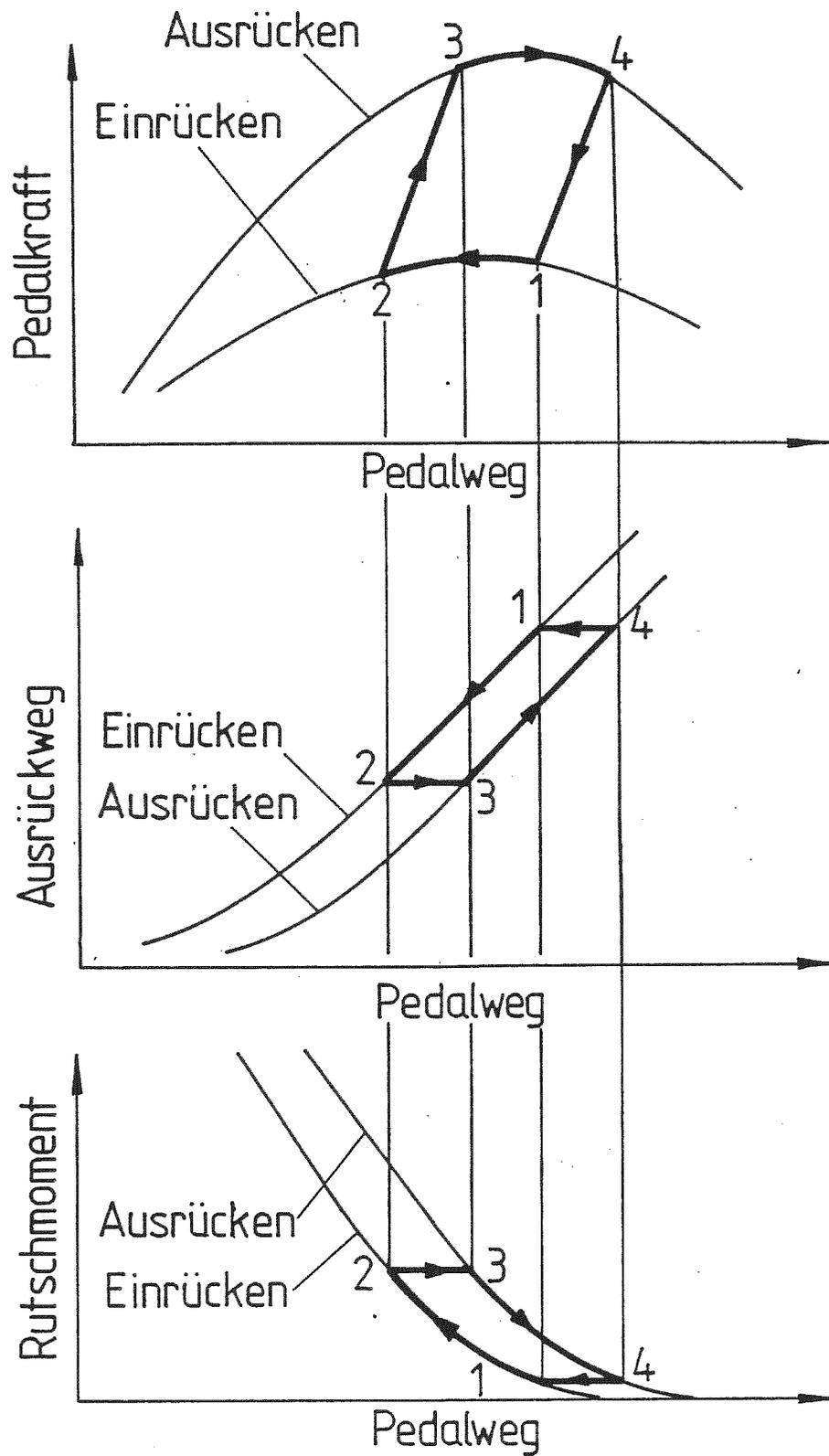
$$\text{Pedalkraft} = \text{Ausrückkraft} + \text{Reibkraft}$$

Einrücken :

$$\text{Pedalkraft} = \text{Ausrückkraft} - \text{Reibkraft}$$

13 03 82

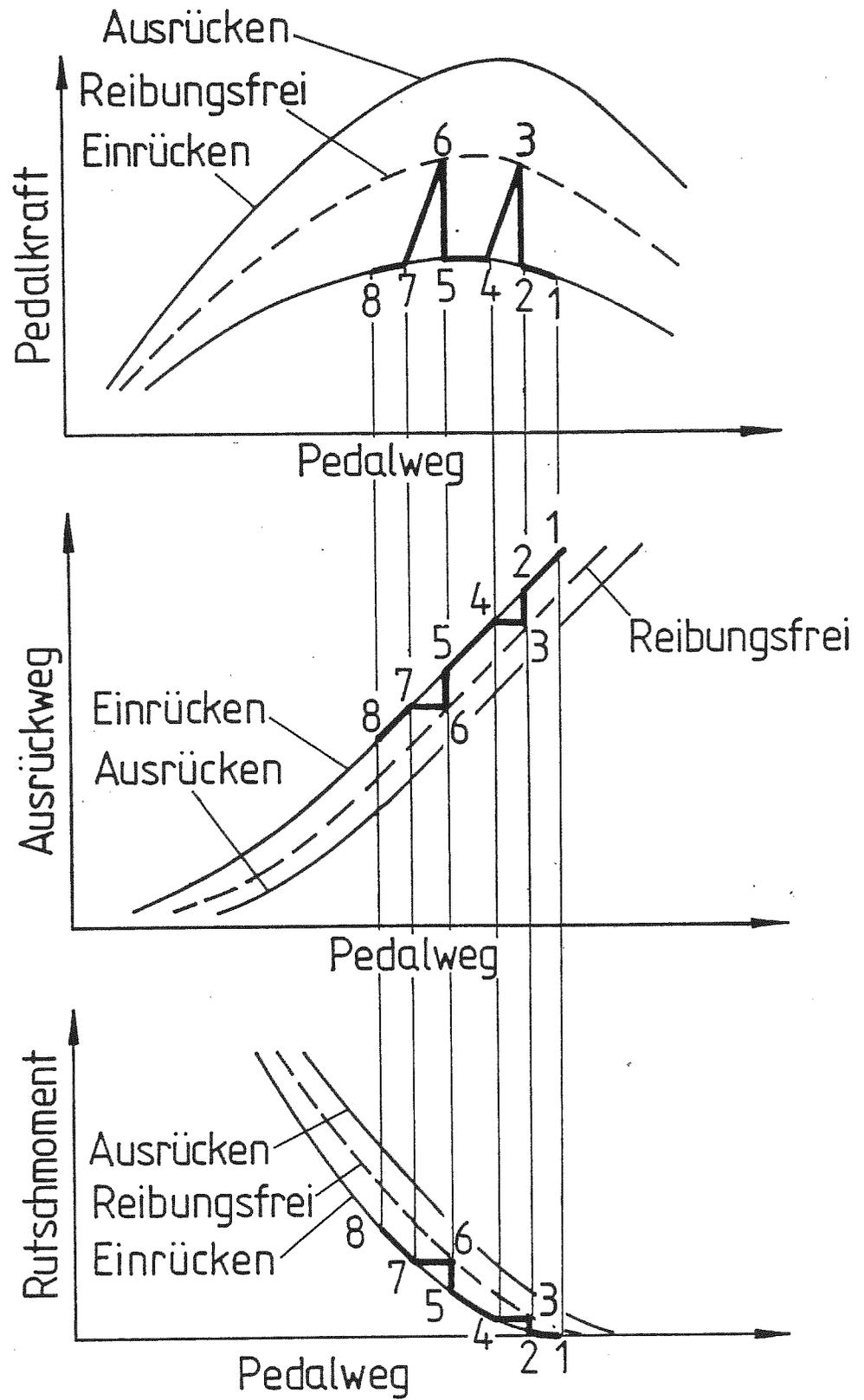
Modell des Ausrücksystems



14 03 82

Rutschmomenthysterese
infolge Reibung im Ausrücksystem

LUK



15 03 82

Reibkraftabbau beim Einrückvorgang

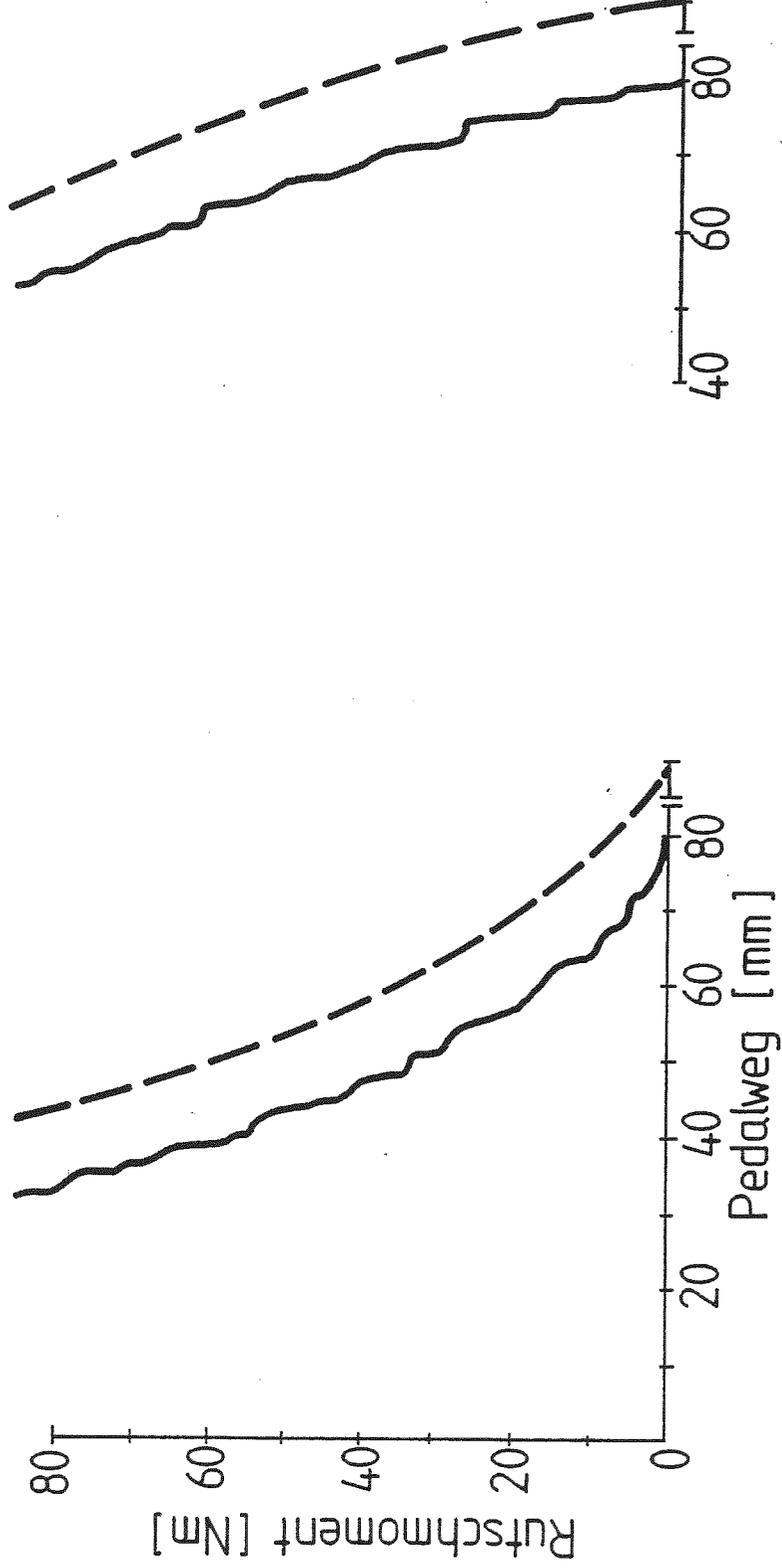
LUK

Kupplung B

- gerechnet
- gemessen

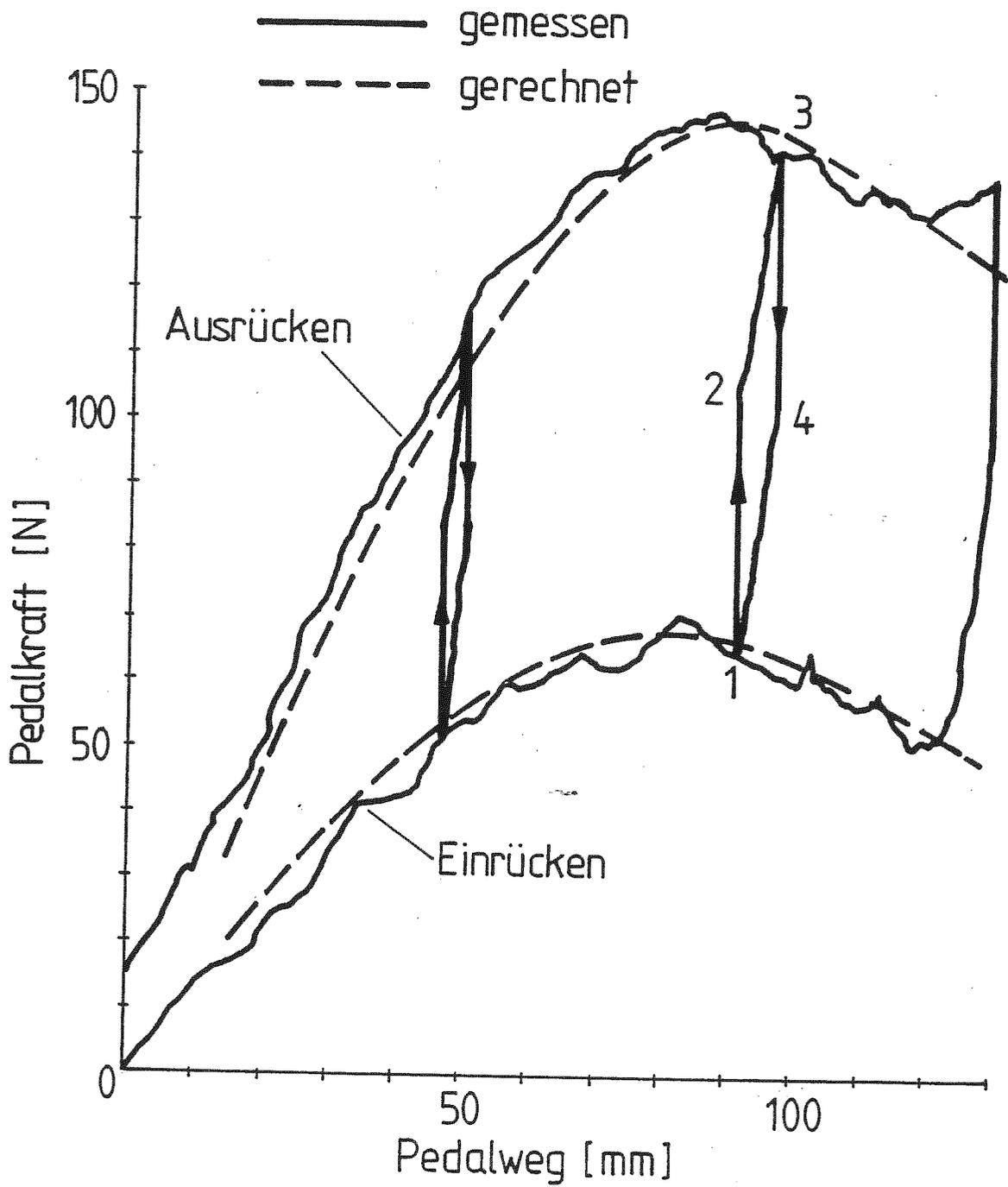
Kupplungsscheibe I

Kupplungsscheibe IV



Rutschmomentvergleich

Kupplung A mit Kupplungsscheibe I
Verschleiß 1mm



17 03 82

Pedalkraftvergleich

LUK

FUNKTIONS- UND FERTIGUNGSGERECHTE TOLERIERUNG VON KFZ-SCHALTKUPPLUNGEN

INHALTSANGABE

1. Einleitung
2. Kraftübertragung
3. Betätigungskomfort
4. Einfluß auf andere Bauteile
 - 4.1 Unwucht
 - 4.2 Geräusche
5. Schaltbarkeit
6. Montierbarkeit
7. Schlußbemerkung

1. EINLEITUNG

Kupplungsfunktionen und Anforderung im Fahrbetrieb.

Die Funktionsfähigkeit von Kfz-Kupplungen wird im wesentlichen durch die folgenden Merkmale bestimmt (Bild 1):

Kraftübertragung
Betätigungskomfort
Einfluß auf andere Bauteile
Schaltbarkeit
Montierbarkeit

Diese Funktionen müssen einmal durch die Konstruktionsauslegung gewährleistet sein, wobei die vorgegebenen Toleranzen der Produktion die funktionsnotwendige Mindestanforderung bzw. Gleichmäßigkeit angeben.

Über die sinnvolle Tolerierung möchte ich hier Überlegungen anstellen.

Ich halte mich dabei an die im Bild dargestellte Reihenfolge.

2. KRAFTÜBERTRAGUNG (Bild 2)

Das Rutschmoment der Kupplung muß um einen bestimmten Sicherheitsfaktor größer sein als das maximale Motormoment.

Das Rutschmoment der Kupplung wird bekanntlich beschrieben durch den dynamischen Reibkoeffizienten des Belages, im allgemeinen gegen Guß, die wirksame Anpreßkraft, den mittleren Reibradius und die Anzahl der Reibflächen.

Das (Bild 3) zeigt, ausgehend von der Formel für das Rutschmoment der Kupplung, daß diese 4 bestimmenden Größen an der Kupplung mit sehr unterschiedlicher Konstanz vorliegen.

Die Anzahl der Reibflächen ist bei gegebener Kupplung konstant.

Die geringste Streuung weist der mittlere Reibradius auf.
Er ist im allgemeinen genauer als 10 %.

Größer ist die Streuung der wirksamen Anpreßkraft.

Am weitaus stärksten streut jedoch der dynamische Reibkoeffizient.

In (Bild 4) zeige ich Ihnen für die bei uns produzierten Kupplungen die statistische Verteilung der prozentualen Abweichung von dem Mittelwert der Anpreßkräfte.

Dieser Auswertung liegen einige 1000 Meßwerte zugrunde, die bei der laufenden Qualitätskontrolle in der Fertigung ermittelt wurden.

Die Abweichungen liegen zwischen 5 und 15 %. Es stellt sich die Frage, wie groß darf die maximale Abweichung sein ?

Diese Frage ist erst zu beantworten, wenn man sich mit der größeren Abweichung bei den Reibwerten beschäftigt hat.

(Bild 5) zeigt den charakteristischen Verlauf einer Reibwertkurve von einem Kupplungsbelag, ermittelt in einem Standardtest mit Beschleunigungskupplung, die rotiert. Man erkennt, daß der Reibkoeffizient in einem weiten Bereich streut, nämlich zwischen 0,33 - 0,47.

(Bild 6) zeigt den Reibwertverlauf an der gleichen Belagqualität jedoch unter Wärmeeinfluß mit einer stehenden Bremskupplung gefahren.

Hier zeigt der Kurvenverlauf nach einem anfänglich starken Einlauffading zunächst einen etwas höheren Reibkoeffizienten, ca. 0,45, und fällt dann nahezu kontinuierlich auf einen Wert von ca. 0,25 ab.

In (Bild 7) zeige ich Ihnen nun Streuungen der Reibkoeffizienten von verschiedenen Belagtypen ermittelt aus Standardtests mit Beschleunigungskupplung.

Es wird in der Tabelle der jeweils kleinste und größte Reibkoeffizient innerhalb der gefahrenen Lastwechselzahl angegeben.

Zusätzlich sind die Streuungen der Reibkoeffizienten festgehalten, die sich nach Einlauf des Belages ergeben und naturgemäß kleiner sind als die Gesamtstreuung.

Trotzdem sehen wir eine maximale Streuung von 1 : 1,7.

Berücksichtigt man die Erkenntnisse, die aus der stehenden Bremskupplung gewonnen wurden, wo der Belag thermisch sehr viel höher belastet war und daher eine wesentlich andere Reibwertcharakteristik zeigte, so erscheint es statthaft mit einem Streuungsverhältnis von mindestens 1 : 1,8, wahrscheinlich sogar von 1 : 2 zu rechnen.

Damit stellt sich die Frage, ist es überhaupt sinnvoll die Anpreßkraft so genau zu tolerieren, nämlich wie häufig gefordert mit 7 %, wenn die Reibwertstreuung bei 1 : 2, d.h. bei 100 % liegt.

Laut dem Fehlerfortpflanzungsgesetz muß man, um die Gesamtstreuung der Fehler zu erhalten, die Einzelfehler quadrieren, addieren und daraus die Wurzel ziehen.

Dieses angewendet auf die Kraftübertragung der Kupplung bedeutet, daß die Rutschsicherheit durch Streuung der Anpreßkraft nur unwesentlich beeinflußt wird.

Diese Zusammenhänge können aus dem Diagramm (Bild 8) ersehen werden.

Auf der Abszisse ist die Grundstreuung x einer Verteilung aufgetragen, der eine zweite Streuung z überlagert wird, die als Parameter im Bild eingetragen wurde.

Auf der Ordinate y läßt sich nun die Streuungsvergrößerung $1 : y$ ablesen, die die Grundstreuung durch die zweite Streuung erfährt.

Demnach erzeugt die Überlagerung der Anpreßkraftstreuung der Kupplungen von 1 : 1,1 bei angenommener Grundstreuung der Reibkoeffizienten von 1 : 1,8, eine Beeinflußung des Rutschmomentes von weniger als 1 %.

Selbst bei einer Verdopplung der Anpreßkrafttoleranz gegenüber den heute üblichen Vorschriften z.B. auf das Verhältnis 1 : 1,2 würde bei einer Streuung der Reibwerte von 1 : 2 eine Beeinflußung des Rutschmomentes durch die Anpreßkraft außerordentlich gering sein. Die Streuung des übertragbaren Momentes würde sich um nur 2,5 % vergrößern.

Daraus kann abgeleitet werden:

Das erforderliche Rutschmoment muß durch eine Mindestanpreßkraft garantiert werden, die in Abhängigkeit vom Mindestreibwert festgelegt werden muß.

Eine Tolerierung der Anpreßkraft - Obergrenze im Betriebs- und Verschleißpunkt kann sicher sehr viel großzügiger vorgenommen werden als heute üblich, wenn nicht gar entfallen.

3. BETÄTIGUNGSKOMFORT (Bild 9)

Von den im Vortrag des Herrn Maucher genannten Einflüssen auf den Betätigungskomfort ist vom Kupplungshersteller nur die Ausrückkraft an der Kupplung beeinflussbar.

Die maximale Ausrückkraft, wie sie üblicherweise von dem Fahrzeughersteller gefordert wird, gibt den Kupplungsherstellern gleichzeitig die Begrenzung für die maximale Anpreßkraft, die dadurch nicht selbst toleriert sein muß (Bild 10).

Da nur die funktionsbestimmenden Größen kontrolliert werden sollten, würde ich empfehlen, bei der Prüfung von Kupplungen nur die Messung der

Mindest - Anpreßkräfte

im Betriebs- und Verschleißpunkt durchzuführen
um die Rutschsicherheit
zu gewährleisten,

minimalen Ausrückkraft vorzuschreiben

im Neuzustand um die Steilheit der Ausrück-
kennung zu erfassen

maximalen Ausrückkraft nach Verschleiß zu fordern

um die Betätigungskraft der Kupplung in
zulässigen Grenzen zu halten.

Damit wäre ohne Risiko für den Fahrbetrieb sowohl die Übertragungssicherheit der Kupplung als auch die gewünschte Maximalbetätigungskraft und der Kennlinienverlauf gesichert.

4. EINFLUSS AUF ANDERE BAUTEILE (Bild 11)

4.1 Unwucht

Von der Kupplung wird selbstverständlich eine Begrenzung der Unwucht verlangt, um die Laufruhe des Antriebes nicht negativ zu beeinflussen.

Mit welchen Fehlern, nach Ursachen geordnet, muß gerechnet werden ?

Im (Bild 12) sind die Fehler aufgelistet:

1. Reproduzierbarkeit der Meßgeräte
2. Genauigkeit der Aufnahme
3. Passungsspiel in der Meßaufnahme
4. Konstruktiv bedingtes Spiel im Bauteil
5. Passungsgenauigkeit bei der Montage

Im (Bild 13) sind aus einer Vergleichsmessung die entsprechenden Meßwerte aus Kunden- und Lieferanten-Messung am jeweils gleichen Bauteil aufgetragen.

Mit Ausnahme der Passungsgenauigkeit bei der Montage wirken sich alle Fehler in diesem Bild aus.

In diesem Fall ergibt sich ein systematischer Meßfehler, bezogen auf den kleineren Meßwert von etwa 40 %, und eine konstante Streuung von etwa 110 mmg.

Die Auswirkungen sind im schlimmsten Fall folgende:

Ist $y = 150$ mmg der Grenzwert des Lieferanten, dann mißt der Kunde auf seinem Gerät alle Einzelwerte, die auf dem Grenzwert beim Lieferanten lagen als Toleranzüberschreitung, nämlich zu 160 - 280 mmg.

Solche Probleme kommen vor und müssen durch Abstimmung der Messung zwischen Kunde und Lieferant bereinigt werden. Wir müssen allerdings damit rechnen, daß etwa 30 mmg Restfehler durch Meßgerät und Aufnahme kaum zu unterschreiten sind d.h. wenn man beide Streuungen überlagert, so ist die zu erwartende Meßunsicherheit mit 50 mmg anzunehmen.

Um daher nur einigermaßen Spielraum für die Fertigung zu haben, sollte man das Doppelte dieser 50 mmg als Fertigungstoleranz zulassen und daher 150 mmg Unwucht als Mindest - x Wert akzeptieren.

Dieser Wert gilt für kleinere Kupplungs-Einheiten. Bei größeren Kupplungen sollte dieser Wert gewichtsabhängig sogar noch vergrößert werden.

Bei den Kupplungsscheiben gewinnen die Dämpfer insbesondere durch die Leerlauf-Absenkung und den Trend zum Dieselmotor eine besondere Bedeutung.

Diese Dämpfer brauchen genau definiertes Reibverhalten, so daß es außerordentlich wichtig ist, passungsbedingte Fremdreibung zu vermeiden.

Daher hat man hier oftmals Spiele bis zu 0,25 mm, da gestanzte, einsetzgehärtete Bleche Zentrierfunktionen übernehmen.

Je nach Gewicht und Größe der Kupplungsscheibe treten dadurch zusätzliche Unwuchten von 100 - 200 mmg auf, die nur dann zu reduzieren wären, wenn teure Schleifoperationen eingesetzt würden. Als Qualitätskontrolle müssen wir zugeben, daß die Forderung nach niedrigerer Unwucht verständlich ist. Wir haben jedoch den Eindruck, daß die zugestandenen Toleranzen manchmal deswegen sehr eng sind, weil man nicht genügend Kenntnisse über die funktionsnotwendigen Toleranzen des Gesamtaggregate hat und daher aus Vorsicht überhöhte Forderungen an die Kupplung stellt.

4.2 Geräusch

Wie schon besprochen, gewinnt die Dämpferauslegung der Kupplungsscheibe eine immer größere Bedeutung (Bild 14).

Wir spüren das in der Fertigung dadurch, daß die Reibungsdämpfung immer enger toleriert wird und wir in manchen Fällen diese Forderung nur durch Auswahl von bestimmten Dämpfungswerten aus einer breiter streuenden Grundgesamtheit gewinnen können.

Ich möchte hier nur eine Parallele zu den Reibbelägen der Kupplung ziehen.

Wir haben gesehen, daß über eine Lebensdauer eines Belages der Reibungskoeffizient im Verhältnis 2 : 1 streuen kann.

Ähnliche Werte treten auch bei den Reibungsdämpfern auf, da hier noch hinzukommt, daß sowohl die Ruhereibung als auch die Gleitreibung wirksam werden.

Vorschriften, die die Reibungsdämpfung etwa im Verhältnis 1,6 : 1 einschränken, können gerade noch im Neuzustand - wenn auch mit Schwierigkeiten - eingehalten werden, jedoch keinesfalls über die Lebensdauer der Kupplung. Von Seiten der Qualitätskontrolle bewegen wir uns daher bei Gewährleistungsfällen ein wenig auf Glatteis.

5. SCHALTBARKEIT (Bild 15)

Die Schaltbarkeit einer Kupplung wird bestimmt durch den Abhub der Druckplatte als Funktion des Ausrückweges an der Kupplung und die Freigangeigenschaften der Kupplungsscheibe.

Wir erleben heute immer noch, daß einzelne Kunden den Seitenschlag einer Kupplungsscheibe vorschreiben, der das, was man eigentlich wissen will, nämlich den Freigang der Kupplungsscheibe nur sehr ungenau wiedergibt.

Im (Bild 16) sehen Sie ein Streufeld Freigang über dem Seitenschlag aufgetragen.

Sie erkennen, daß nur eine sehr vage Abhängigkeit besteht, weil z.B. getellte Formen durch den Seitenschlag nicht erfaßt werden und auch das Verzahnungsspiel zwischen Getriebeantriebswelle und Nabe der Kupplungsscheibe nicht berücksichtigt wird.

Die Oberflächenbeschaffenheit der Reibbeläge wurde ebenso als wesentliche Einflußgröße bei der Freigangmessung erkannt.

Ohne auf eine absolute Wertung für die Freigängigkeit einzugehen, zeige ich Ihnen (Bild 17) den Einfluß der Belagqualität, der sich auf die Freigängigkeit der Kupplungsscheibe auswirkt.

Das Bild zeigt 2 Stichprobenkollektive einer gleichen Kupplungsscheiben-Type aus derselben Verarbeitungscharge.

Mit dem Belagtyp a bestückt, werden Freigangwerte bis ca. 1,7 mm erreicht.

Bei Wechsel auf einen alternativen Belagtyp b verbessert sich der Freigangwert auf maximal 1,5 mm.

Dieser Einfluß würde mit einer Seitenschlagmessung nicht erfaßt.

Für die Darstellung (Bild 18) "Freigang über Belagfederung" wurde an derselben Kupplungsscheibe des Belages a zusätzlich der Belagfederweg bei Funktionslast aus der Gesamtkennlinie bestimmt.

Hier wird erkennbar, daß auch diese Funktionskenngröße den Freigangwert der Kupplungsscheibe deutlich beeinflußt.

Zusammengefaßt ergibt sich, daß die Freigängigkeit der Kupplungsscheibe einen wichtigen Summenfunktionswert darstellt.

Nur die Garantie dieser Funktion sichert eine einwandfreie Schaltbarkeit der Kupplung im Fahrzeug, so daß eine Seitenschlagmessung überflüssig erscheint.

Selbstverständlich muß der Freigang der Kupplungsscheibe gesehen werden relativ zu dem Abhub der Kupplungs-Druckplatte bei dem verfügbaren Ausrückweg.

Für die Abstimmung Abhub zu Freigang gelten ebenfalls die statistischen Gesetze der Fehlerfortpflanzung.

Die Verteilung der Abhubwerte von Kupplungen nähert sich bei genügend großer Anzahl von Meßwerten der Normalverteilung (Bild 19).

Im Falle der Freigangwerte von Kupplungsscheiben liegt bei Einhaltung einer bestimmten Ebenheit an den Einzelteilelementen der Kupplungsscheiben ebenfalls eine Normalverteilung vor, wenn Kupplungsscheiben z.B. nicht aussortiert sind.

(Bild 20) zeigt Verteilungsformen von Freigangwerten aussortierter und ohne Aussortieren gefertigter Kupplungsscheiben.

Die Berechnung des am Fahrzeug auftretenden Freigangspieles unter Berücksichtigung des maximal zulässigen Schleppmomentes ist möglich durch die Überlagerung der Verteilung für Abhub- und Freigangwerte.

Im (Bild 21) wird die Überlagerung für die vorher gezeigten Verteilungen dargestellt, wobei verschärfend angenommen wurde, daß die Abhubverteilung normal verteilt ist und bei Freigangwerten eine schiefe durch Aussortierung entstandene Verteilung auftritt.

Das Bild zeigt eine nur noch leicht schiefe Freigangspiel-Verteilung, die sich aus der extrem einseitigen Verteilung der Freigangwerte ableitet.

Dabei ist von besonderem Interesse, daß trotz gleicher Mindestabhub- und Maximalfreigangwerte extreme Freigangspiele nur sehr selten auftreten, im vorliegenden Fall mit einer Häufigkeit unter 1 ‰.

Das bedeutet z.B. bei Überlagerung symmetrisch normal verteilter Abhub- und Freigangwerte, daß bei Einhaltung eines bestimmten Mindestabhubwertes und gleichzeitig unter Festlegung desselben maximalen Freigangwertes der Kupplungsscheibe praktisch in jedem Fall auch unter tausenden von Fahrzeugen die Kupplungsscheibe freigehen wird.

Daraus kann abgeleitet werden:

Der maximale Freigangwert der Kupplungsscheibe kann so groß gewählt werden, wie der minimale Abhub der Kupplung.

Bei Verzicht auf den heute noch üblichen Abstand von 0,1 zwischen maximalem Freigangwert der Kupplungsscheibe und Mindestabhub der Kupplungs-Druckplatte könnte z.B. eine Wirkungsgradverbesserung für die Kupplungs-Druckplatte erzielt werden.

Berücksichtigt man weiter, daß nach einer kurzen Einlaufzeit die noch im Neuzustand über die Reibbelag-Oberfläche hinausragenden Belagflusen- und Grate sowie die bei bestimmten Reibbelägen vorhandenen Metalleinlagerungen eingeebnet werden, so kann ohne die Schaltbarkeit im Fahrbetrieb zu beeinträchtigen durchaus auch eine Überschneidung von 0,1 mm für Abhub und Freigangwerte zugelassen werden.

Wie Herr Maucher in seinem Vortrag fordert, sollte aus funktionellen Gesichtspunkten eine Mindestbelagfederung eingehalten werden; die maximale Belagfederung wird durch die oben beschriebene Freigangfunktionsprüfung automatisch sichergestellt, so daß deren Tolerierung auch entfallen könnte.

6. MONTIERBARKEIT (Bild 22)

Von allen Funktionen stellt die Montierbarkeit der Kupplungsaggregate insbesondere bei der Erstausrüstung von Fahrzeugen ein Kriterium dar, um bei dem hohen Automatisierungsgrad in den Montagelinien eine problemlose Verarbeitung gewährleisten zu können.

Die Zentrierung der Kupplung erfolgt im Allgemeinen am Schwungrad entweder über den Außen-Durchmesser oder durch Paßlöcher.

Die Lage- und Durchmesser Genauigkeit der Paßmaße beeinflusst direkt die Montierbarkeit. Da auch eine wegen der Unwucht des Systems genaue Zentrierung der Kupplung zum Schwungrad notwendig ist, werden die Paßmaße am Kupplungs-Gehäuse und die entsprechende Gegenposition am Schwungrad nur in engen Grenzen toleriert.

Hierbei wird vielfach nicht beachtet, daß sich eine Änderung der Lageposition der Paßmaße durch Elastizität des Kupplungs-Gehäuses ergibt.

Im (Bild 23) ist die Verlagerung von Paßmaßen nach verschiedenen Montageschritten festgehalten. Es ergeben sich Verlagerungen von über einem $1/10$ mm, insbesondere durch die Kraftwirkung der Tellerfeder.

Es treten hierdurch Überschneidungen auf zwischen den Paßmaßen des Kupplungs-Gehäuses und denen der Schwungradaufnahme.

Mit Hilfe einer verstellbaren Schwungradaufnahme wurden mit verschiedenen Überschneidungen Montageversuche durchgeführt.

Um die Ergebnisse abzusichern, nahmen mehrere Personen an diesen Versuchen teil.

Hiernach zeigte sich, daß Überschneidungen in der Größenordnung bis 0,2 mm auftreten dürfen, ohne daß Montageschwierigkeiten zu erwarten sind. (Bild 24)

Überraschender Weise galt diese Erfahrung sowohl für kleine als auch für große Kupplungsgehäuse.

Damit lassen sich zwei Vorteile kombinieren

- 1) Die Toleranzen für die Passungen können erweitert werden, da die Lage der Kupplung sich nach der Zentrierung am Schwungrad ausbildet und
- 2) Es ergibt sich durch richtige Wahl der Toleranzlage ein spielfrei, elastisch verspannter Sitz auf dem Schwungrad.

Daraus muß abgeleitet werden, daß die Kontrolle der Paßmaße allein durch Ring- oder Stecklehren sinnvoll ist.

Um Verkanten auszuschließen, darf die Länge der Stifte die maximale Wandstärke des Kupplungsgehäuses nicht überschreiten. Bei elastischen Kupplungs-Gehäusen genügt eine Stecklehre, deren Stift- \emptyset und Lage auf Toleranzmitte entsprechend der Schwungradaufnahme auszulegen ist.

Bei selten auftretenden nicht elastischen Kupplungs-Gehäusen sollten zwei Stecklehren mit extremer Teilkreis-Lage verwendet werden.

Die Zentrierung der Kupplungsscheibe wird durch die Innen-Verzahnung der Nabe im Schiebe- oder Gleitsitz auf der Getriebe-Antriebswelle mit Keilprofil- oder Evolventen-Verzahnung erreicht.

Wegen des Summenteilungsfehlers ist ein bestimmtes Verzahnungsspiel notwendig, das jedoch aus Führungs- und Verschleißgründen nicht zu groß sein darf.

Nach unseren Messungen und Untersuchungen muß mit Teilungsfehlern in folgenden Größenordnungen gerechnet werden (Bild 25)

für Räumwerkzeuge Nabe	ca. - 11 μm
geräumtes Werkstück	ca. - 15 μm
Antriebswelle gefräst	ca. - 20 μm
geschliffen	ca. - 8 μm
Verzahnungslehre	ca. - 5 μm

Für die Auslegung von Getriebewellen-Verbindungen liegen offensichtlich unterschiedliche Erfahrungen der Automobil-Hersteller vor wie das nächste (Bild 26) Abmaßlage und Spiele der Getriebewellenverbindung von Keilverzahnung zeigt.

Die Auslegung im Fall 1 ist unserer Meinung nach in Ordnung, da hier genügend Spiel zur Verfügung steht, um die Teilungsfehler aufzunehmen und außerdem eine gewisse Fertigungstoleranz für die Zähne zuzulassen.

Der Fall 2 läßt vermuten, daß der Kunde Welle und Nabe deutlich besser im Summenteilungsfehler fertigt als die Verzahnungslehren-Hersteller, wenn die zulässige Zahndickentoleranz ausgenutzt würde. Da dies natürlich nicht der Fall ist, ist eine solche Tolerierung nur haltbar, wenn sich verständnisvolle Qualitätskontrollfachleute abstimmen, d.h. die Zahndickentoleranz einschränken, um Platz für den Summenteilungsfehler zu bekommen.

Wir sind sicher, daß dieser Behelf nur von kurzer Dauer ist. Unser Vorschlag ist im Bild 26 angegeben.

Die Serienprüfung der Verzahnung wird von den Kontrollstellen durch ablehren mit Profil-Verzahnungslehren praktiziert.

Diese Lehren werden meist von den Betriebsmittel- oder Planstellen beschafft unter Vorlage von Werkstückzeichnungen.

Für die maßliche Auslegung und Tolerierung von Verzahnungslehren stehen nur in wenigen Fällen Angaben aus Normen oder durch Automobil-Hersteller zur Verfügung.

Hierdurch ist es in einem weiten Feld den Lehrenherstellern überlassen die Lehren nach ihren Erfahrungen und Herstellbedingungen zu fertigen.

Die in DIN 7162 enthaltenen Angaben für Lage und Größe des Herstelltoleranzfeldes und der zulässigen Abnutzung sollten nicht unbedingt übernommen werden, da gerade diese Lehrenauslegungen schon bei Rundpassungen einen z.T. erheblichen Toleranzverlust für die Fertigung erzeugen (Bild 27 und 28).

Nach dem Tayler'schen Grundsatz wird der Toleranzraum auf der Gutseite begrenzt durch das formvollkommen gedachte Gegenstück, auf der Ausschußseite durch die Bedingung, daß die Ausschußgrenze an keiner Stelle überschritten werden darf.

Dementsprechend muß auf der Gutseite mit dem formvollkommenen Gegenstück auf Paarung geprüft werden.

Im Gegensatz zum Tayler'schen Prinzip schlagen wir für die Absicherung gegen Ausschuß Ausschußlehren mit voller Zähnezahl vor.

Damit würde um den Summenteilungsfehler der Verzahnungslehre eine Toleranzvergrößerung erzielt, die mit Sicherheit keine Funktionseinschränkungen bringen würde, wohl aber deutliche Reduzierung der Herstellschwierigkeit.

Da immer Gleitüberzüge (z.B. am Phosphat) vorhanden sind, würde die Einschränkung der Funktionstoleranzen durch die Schichtdicken-Toleranzen gleichzeitig z.T. kompensiert.

Es wird schwer sein die in jedem Haus vorhanden Meßtheoretiker hier zu überzeugen.

7. SCHLUSSBEMERKUNG

Aus den angestellten Überlegungen ergeben sich Hinweise, die eine Vergrößerung der heute üblichen Fertigungs-Toleranzen für Kupplungen möglich erscheinen lassen, ohne die Funktion zu gefährden.

Für die Anpreßkraft wurde gezeigt, daß nur wenige Grenzwerte eingehalten werden müssen, um die Übertragungssicherheit und ein akzeptables Einkuppel-Verhalten zu gewährleisten.

Es konnte gezeigt werden, daß die Schwankungen der Anpreßkraft bei der großen Streuung der Reibwerte relativ unkritisch ist.

In Bezug auf Vorschriften zur Einhaltung einer maximalen Unwucht habe ich Ihnen die Einflußgrößen, die bei der Messung der Unwucht zu berücksichtigen sind, aufgezeigt.

Diese Einflußgrößen sollten bei der Festlegung von Unwucht-toleranzen berücksichtigt werden, damit keine utopischen Werte in die Zeichnungen aufgenommen werden.

Die großen Streuungen bei den Reibwerten lassen die Tolerierung der Dämpfung an der Kupplungsscheibe unter Beachtung der Lebensdauer nur im Verhältnis 1 : 2 als sinnvoll erscheinen.

Die Anwendung statistischer Überlegungen kann für die Auslegung voneinander abhängiger Größen, z.B. Abhub der Kupplung und Freigang der Kupplungsscheibe helfen bessere Funktionswerte an der Kupplung zu erreichen.

Es wurde gezeigt, daß bei Überschneidungen von Paßmaßen das elastische Verhalten der Kupplungsdeckel eine einwandfreie Montage gestattet und gleichzeitig durch spielfreie Zentrierung der Kupplung geringe Unwuchtwerte nach der Montage auftreten.

Schließlich wurde darauf hingewiesen, wie wichtig Spiel-Überlegungen an Verzahnungen im Hinblick auf Summenteilungsfehler sind, um einen sicheren Gleitsitz der Kupplungsscheibe auf der Antriebswelle zu gewährleisten.

Anlage

Bilderverzeichnis zum Thema:
Funktions- und fertigungsgerechte Tolerierung von
Kfz-Schaltkupplungen.

Bild-Nr.	Titel
1	Funktionswerte von Kupplungen
2	Kraftübertragung
3	Einflußgrößen auf das Rutschmoment der Kupplung
4	Verteilung der Streuung von Anpreß- kräften an Kupplungen
5	Reibwertverlauf-Standardtest mit Beschleunigungskupplung-Belag Typ 1
6	Reibwertverlauf-Standardtest mit Bremskupplung-Belag Typ 1
7	Reibwerte verschiedener Belagqualitäten ermittelt aus Standardtest mit Beschleunigungskupplung
8	Streuungsvergrößerung 1 : y einer Grundstreuung 1 : x durch überlagerte Streuung 1 : z
9	Betätigungskomfort
10	Kontrollpunkte der Anpreß- und Ausrückkennung
11	Einfluß auf andere Bauteile
12	Fehlerursachen bei der Unwucht-Messung
13	Messvergleich Kunde - Lieferant Unwucht von Kupplungen
14	Verdrehkennlinie einer K.-Scheibe mit Dämpfereinrichtung

Bild-Nr.	Titel
15	Schaltbarkeit
16	Freigang über dem Seitenschlag
17	Einfluss der Belagqualität auf die Freigängigkeit von K.-Scheiben
18	Freigang über Belagfederung
19	Verteilung von Abhubwerten an Kupplungen
20	Verteilung der Freigangwerte von K.-Scheiben
21	Überlagerung von Häufigkeitsverteilungen
22	Montierbarkeit
23	Änderung der Lageposition von Pass-Durchmessern nach verschiedenen Verarbeitungsstufen
24	Montierbarkeit und Passmaß-Überschneidung zum Schwungrad bei Kupplungen
25	Teilungsfehler in der Verzahnung
26	Abmaßlage und Spiel der Getriebewellenverbindung einer Keilverzahnung
27	Toleranzverlust nach Assolok bei Bohrungen infolge lehrender Prüfung
28	Toleranzverlust nach Assolok bei Wellen infolge lehrender Prüfung

Quellenangaben:

P. Leinweber Dr. Ing., Taschenbuch der Längenmeßtechnik
Hauptkatalog Blankenhorn (b. Assolok)

W. Masing Prof. Dr. Ing., Handbuch der Qualitätssicherung

KRAFTÜBERTRAGUNG

BETÄTIGUNGSKOMFORT

EINFLUSS AUF ANDERE
BAUTEILE

SCHALTBARKEIT

MONTIERBARKEIT

01 04 82

FUNKTIONSWERTE VON KUPPLUNGEN

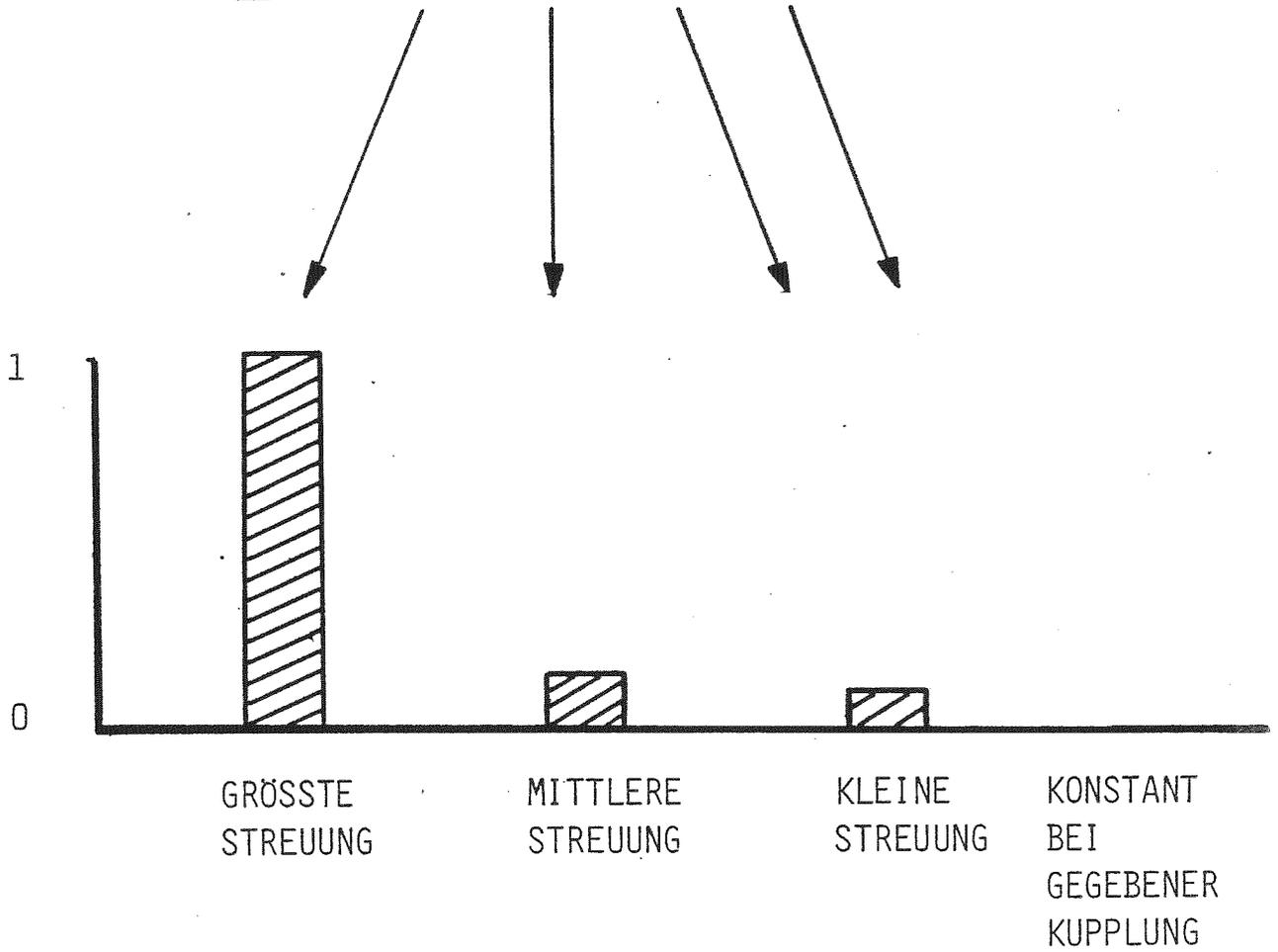
LUK

K R A F T Ü B E R T R A G U N G

02 04 82

LUK

$$M D = \mu \cdot F \cdot R \cdot N$$



BEEINFLUSSUNG DES RUTSCHMOMENTES

GROSS

MITTEL

STREUUNG

1 : 2

1 : 1,15

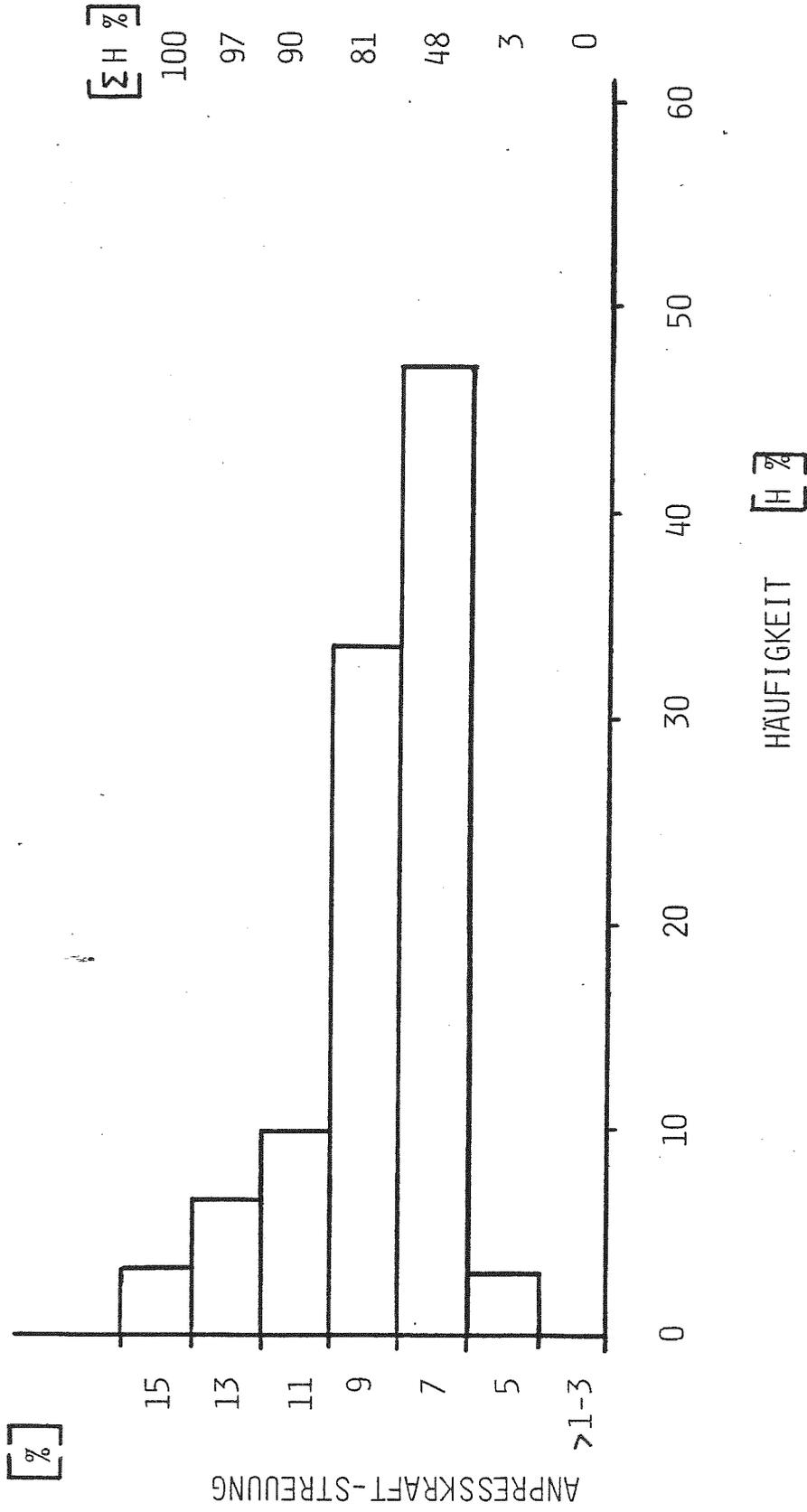
1 : 1,10

1 : 1,00

03 04 82

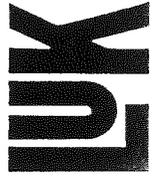
EINFLUSSGRÖSSEN AUF DAS RUTSCHMOMENT DER KUPPLUNG

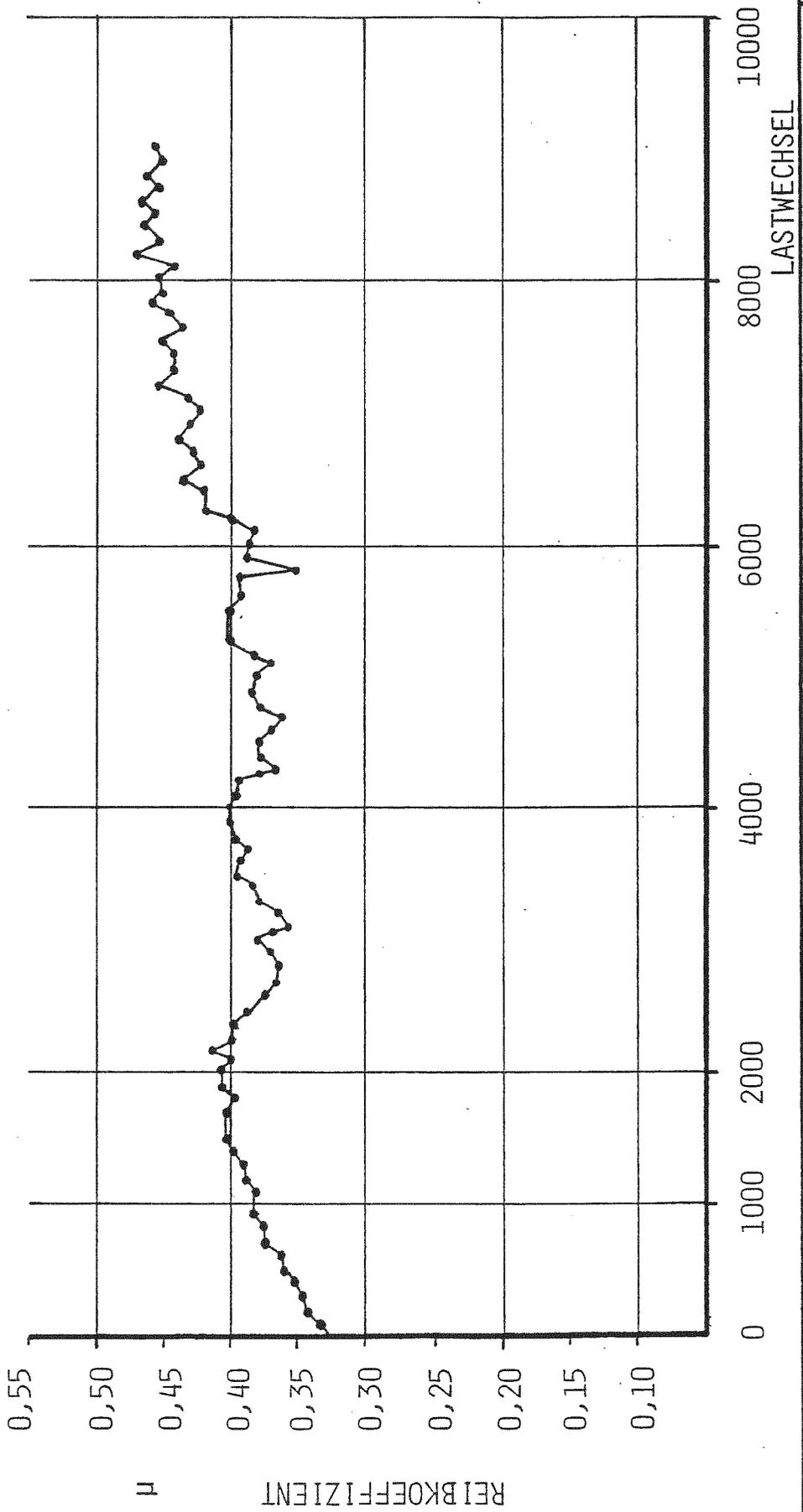
LUK



04 04 82

VERTEILUNG DER STREUUNG VON ANPRESSKRÄFTEN AN KUPPLUNGEN

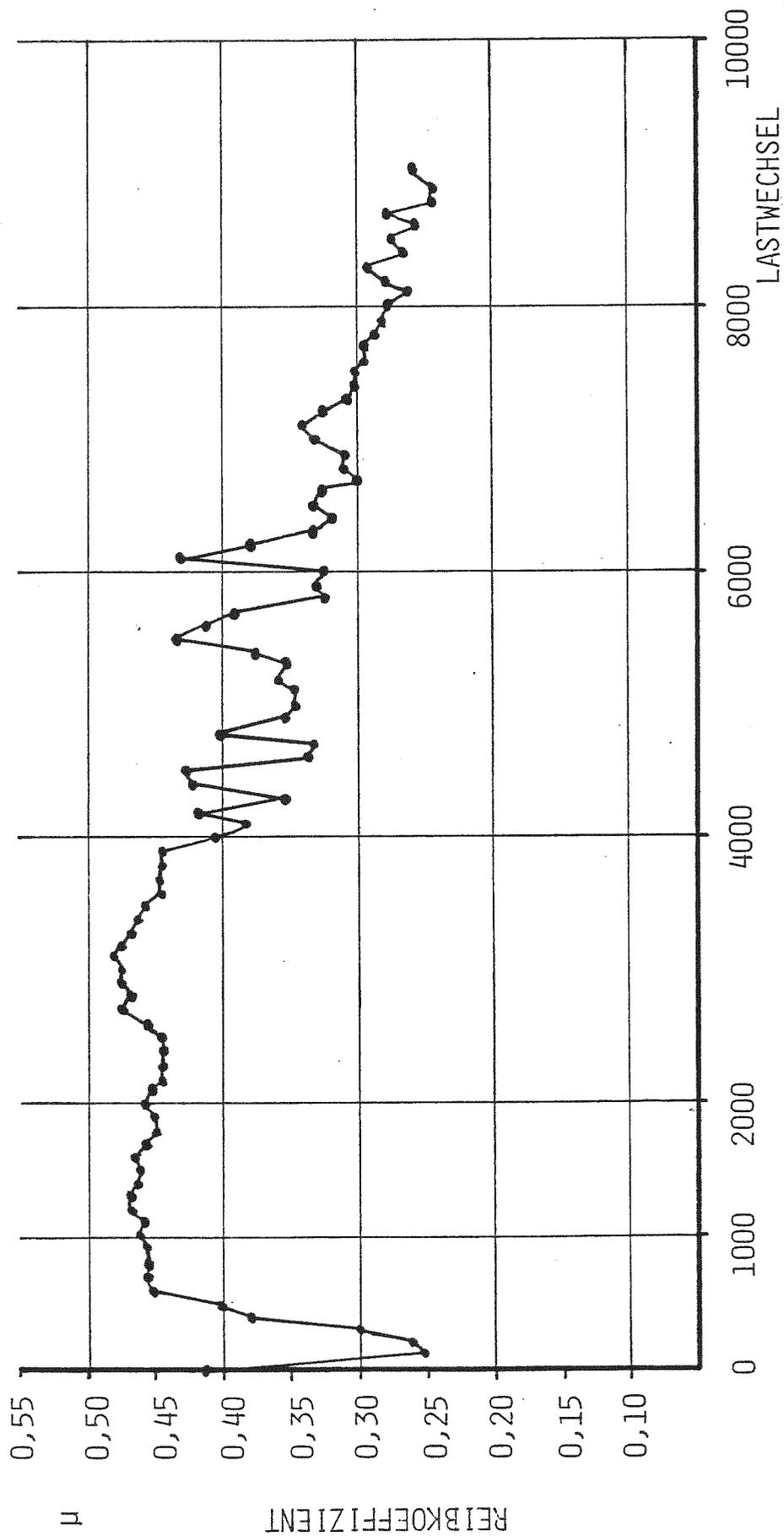




05 04 82

REIBWERTVERLAUF- STANDARDTEST MIT
 BESCHLEUNIGUNGSKUPPLUNG- BELAG TYP 1





06 04 82

REIBWERTVERLAUF - STANDARDTEST MIT
BREMSKUPPLUNG - BELAG TYP I

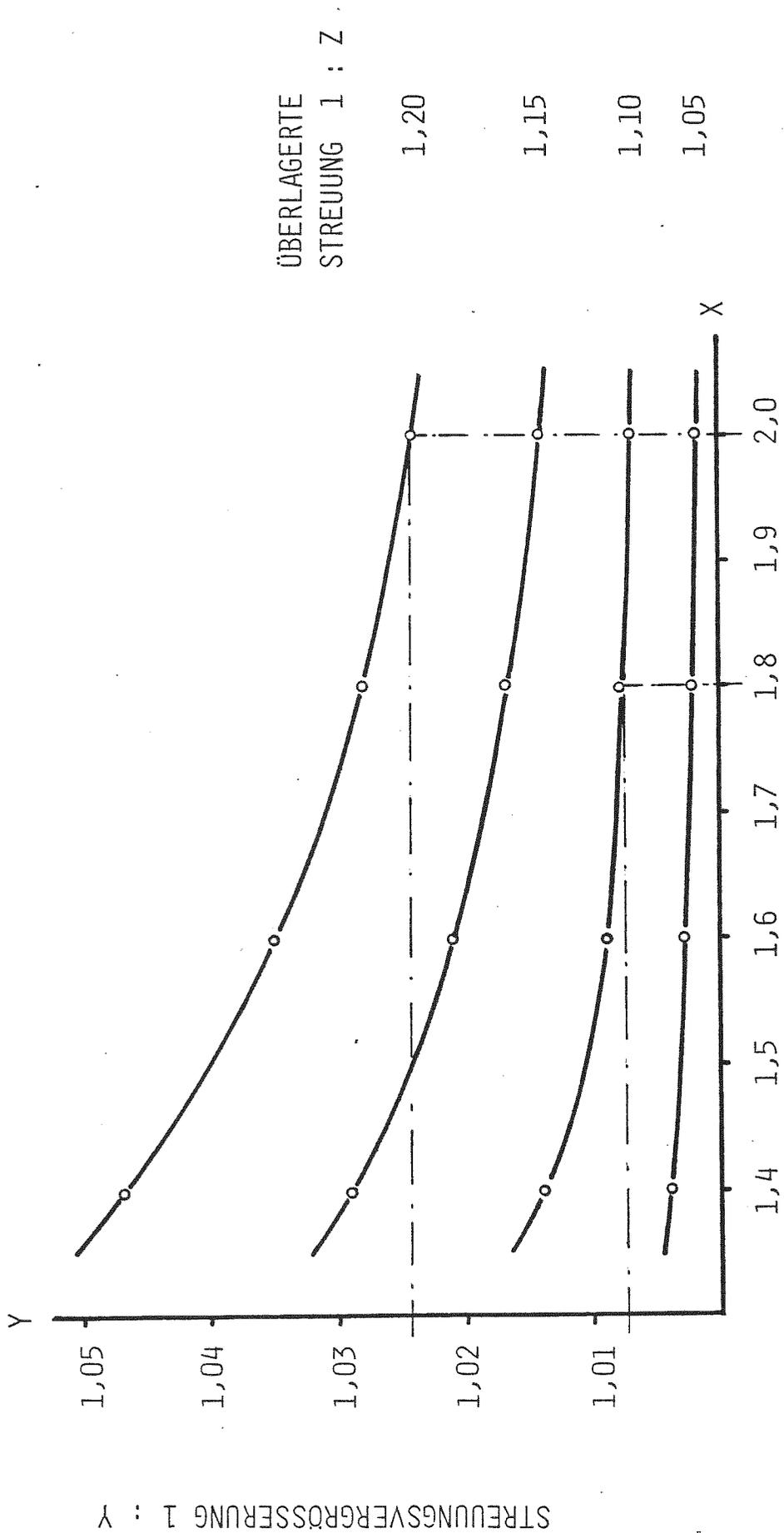


BELAGQUALITÄT	STREUUNG 1:X ÜBER GESAMTE REIBWERTE μ		STREUUNG 1:X NACH EINLAUF	
	REIBWERTE μ	REIBKURVE	REIBWERTE μ	REIBKURVE
TYP 1 EINZELPRÜFUNG	0,30-0,47	X = 1,56	0,30-0,47	X = 1,56
TYP 2 "	0,28-0,41	1,46	0,27-0,38	1,41
TYP 3 "	0,24-0,52	2,17	0,26-0,43	1,65
TYP 4 "	0,31-0,40	1,29	0,31-0,40	1,29
TYP 5 "	0,32-0,55	1,72	0,37-0,55	1,49
TYP 5 STATISTISCH (N = 200)	0,17-0,42	2,47	0,25-0,42	1,68

07 04 82

REIBWERTE VERSCHIEDENER BELAGQUALITÄTEN
 ERMITTELT AUS STANDARDTEST MIT
 BESCHLEUNIGUNGSKUPPLUNG





STREUUNGSVERGRÖßERUNG 1 : Y

ÜBERLAGERTE
STREUUNG 1 : Z

GRUNDSTREUUNG 1 : X

STREUUNGSVERGRÖßERUNG 1 : Y
EINER GRUNDSTREUUNG 1 : X
DURCH ÜBERLAGERTE STREUUNG 1 : Z

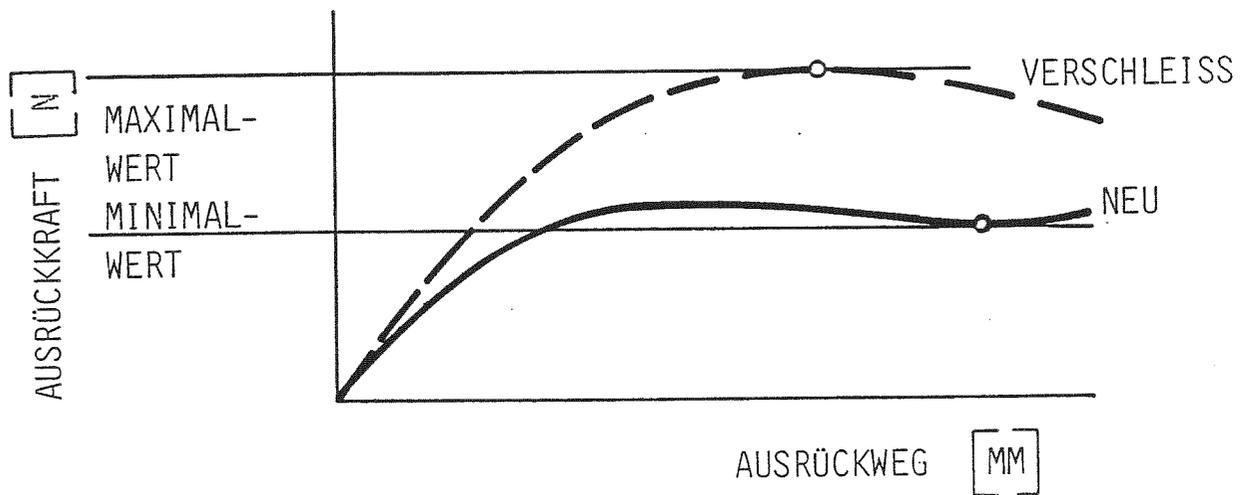
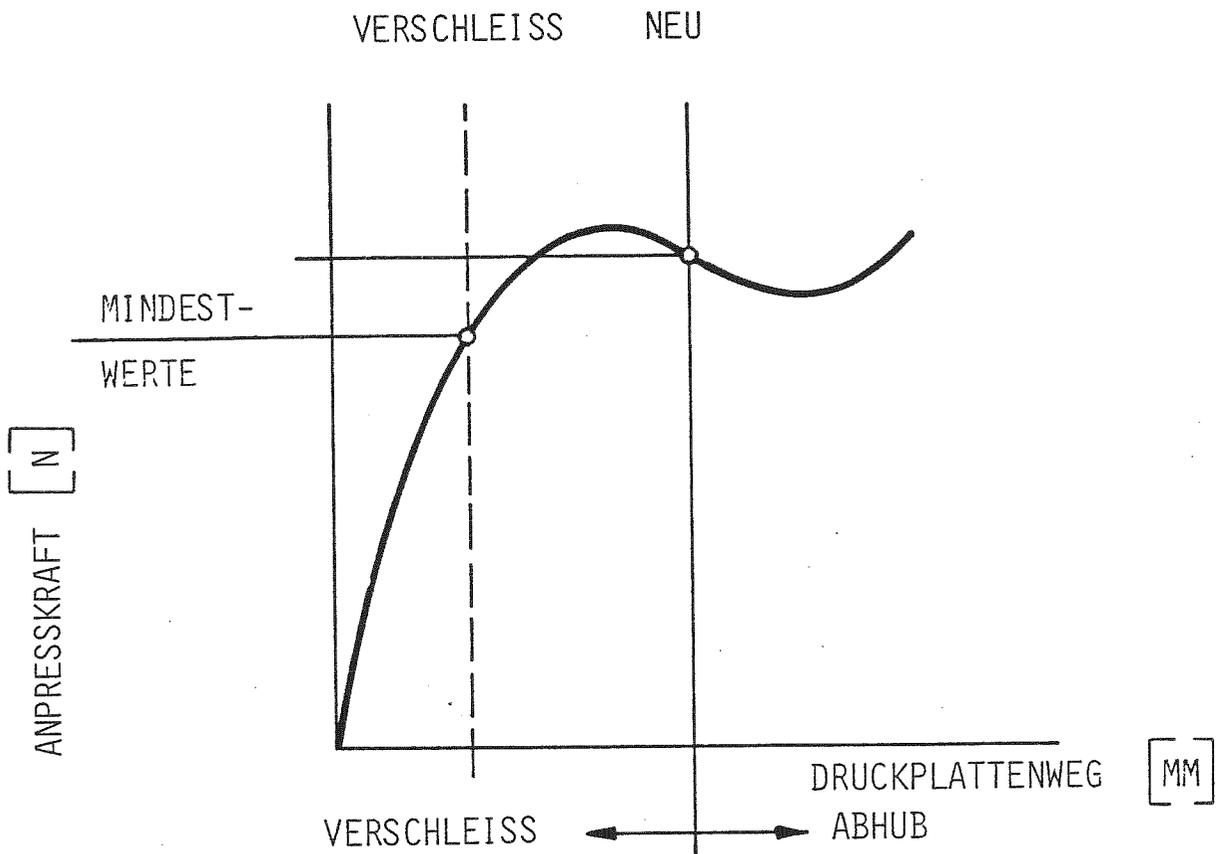
08 04 82



BETÄTIGUNGSKOMFORT

09 04 82

LUK



10 04 82

KONTROLLPUNKTE DER ANPRESS-
UND AUSRÜCKKENNUNG

LUK

EINFLUSS AUF ANDERE
BAUTEILE

11 04 82

LUK

REPRODUZIERBARKEIT DER MESSGERÄTE

GENAUIGKEIT DER AUFNAHME

PASSUNGSSPIEL IN DER MESSAUFNAHME

KONSTRUKTIV BEDINGTES SPIEL IM BAUTEIL

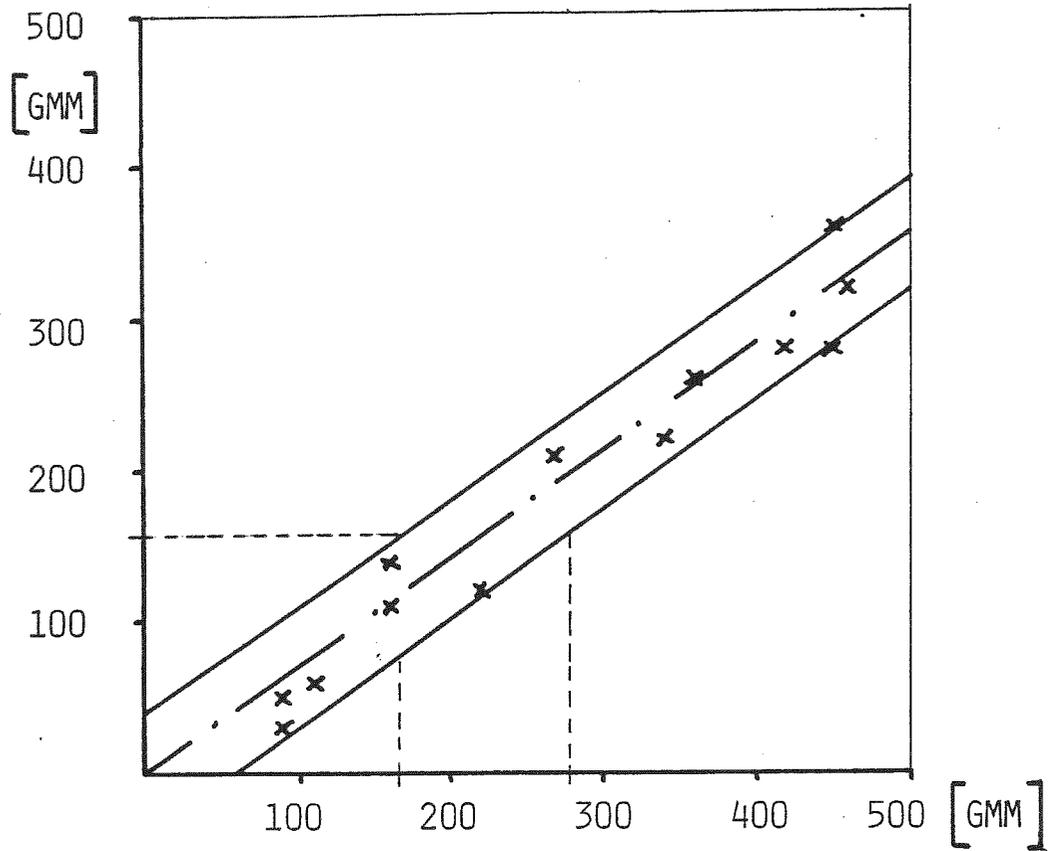
PASSUNGSGENAUIGKEIT BEI DER MONTAGE

12 04 82

FEHLERURSACHEN BEI DER
UNWUCHT-MESSUNG

LUK

PRÜFGERÄT 2



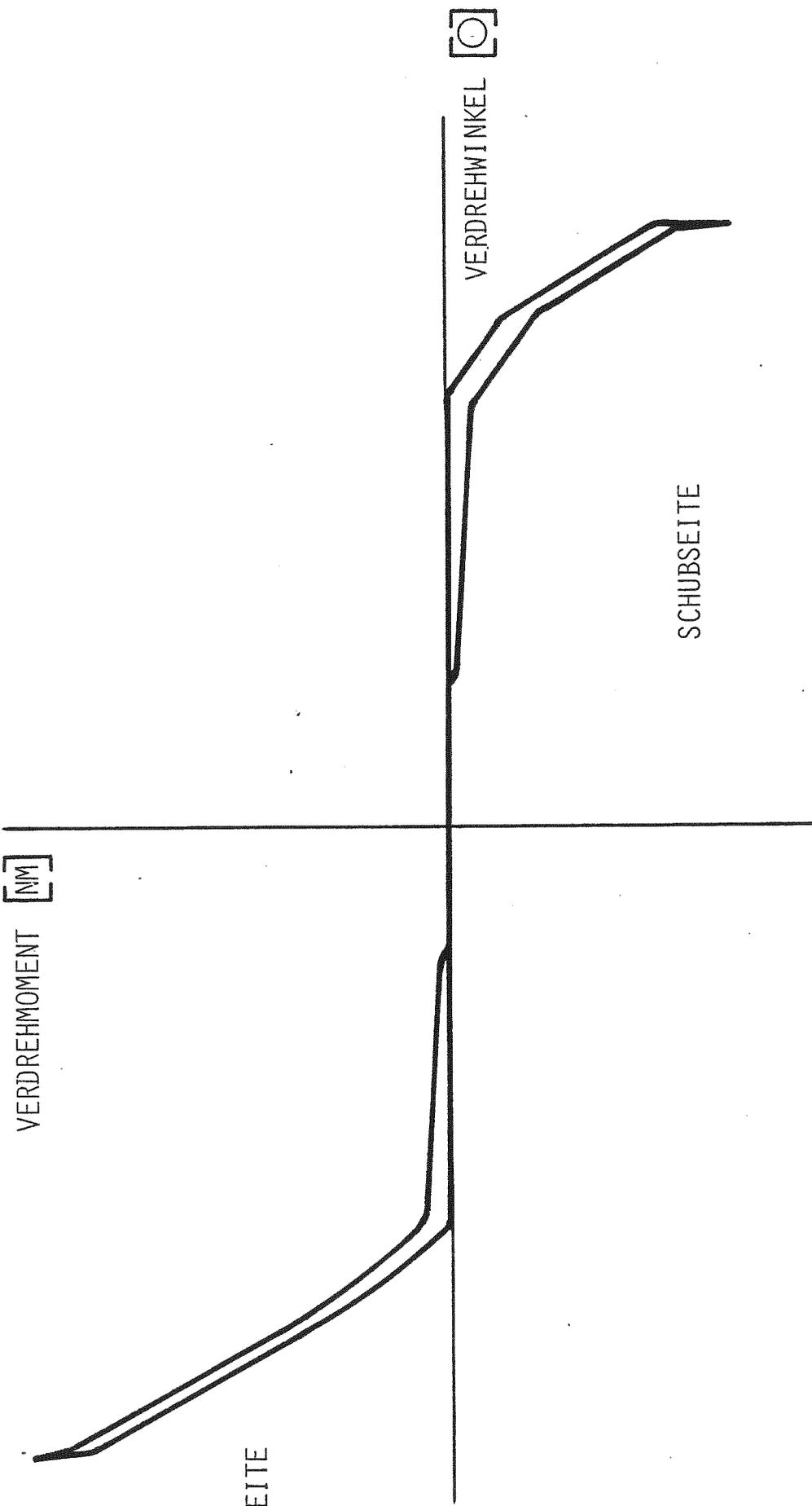
PRÜFGERÄT 1

13 04 82

MESSVERGLEICH KUNDE - LIEFERANT
UNWUCHT VON KUPPLUNGEN



VERDREHMOMENT [NM]



ZUGSEITE

SCHUBSEITE

VERDREHWINKEL

14 04 82

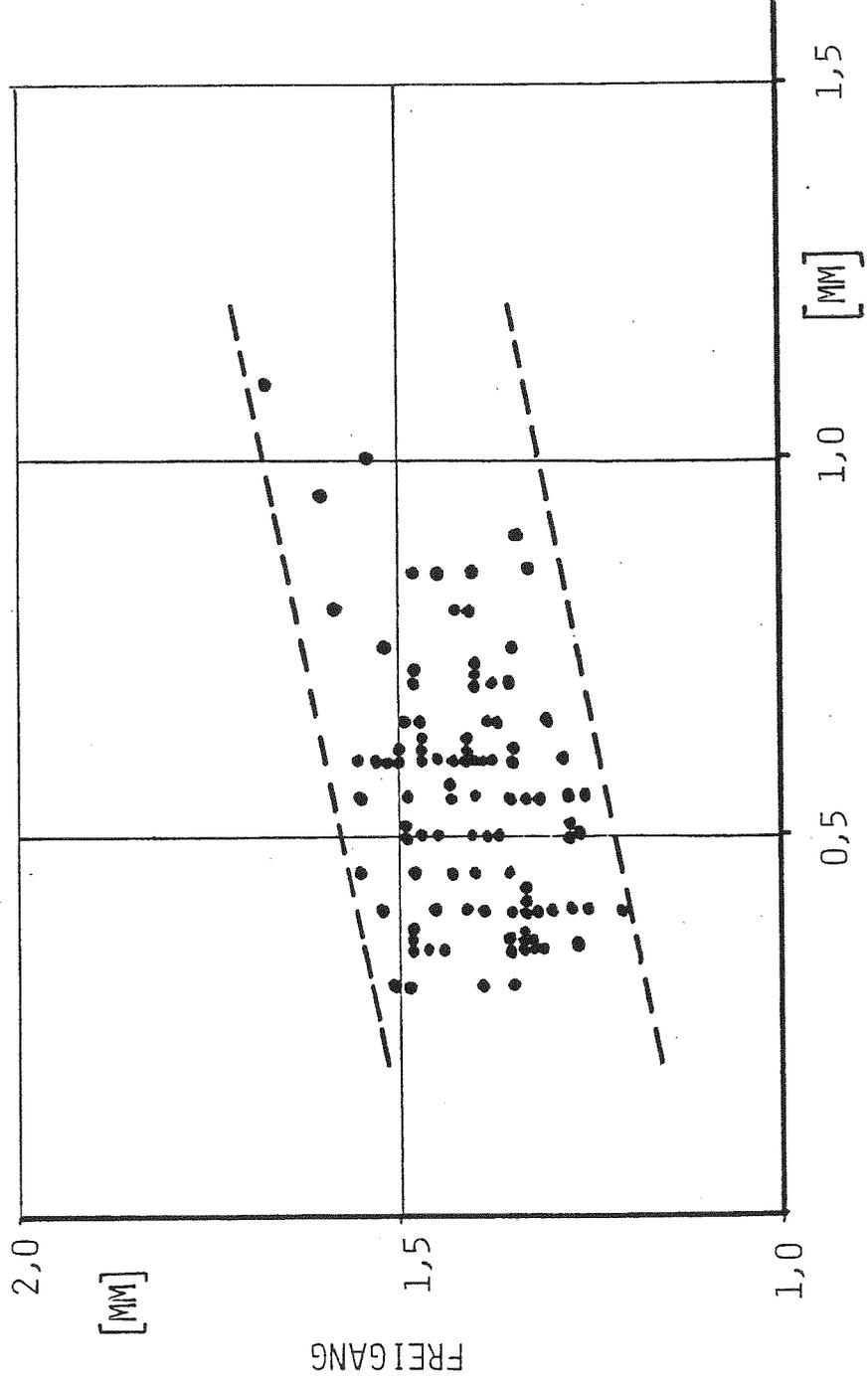
VERDREHKLINIE EINER K.-SCHEIBE MIT DÄMPFEINRICHTUNG



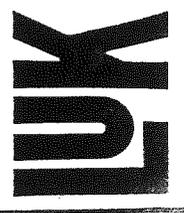
SCHALTBARKEIT

15 04 82

LUK



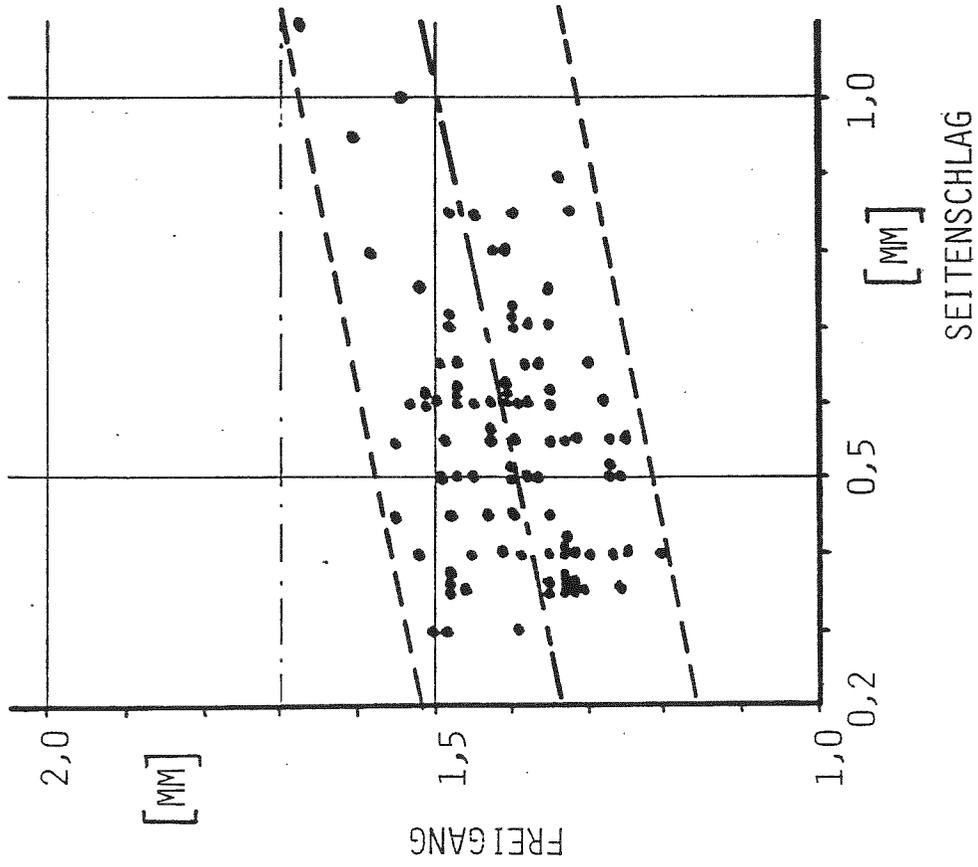
SEITENSCHLAG



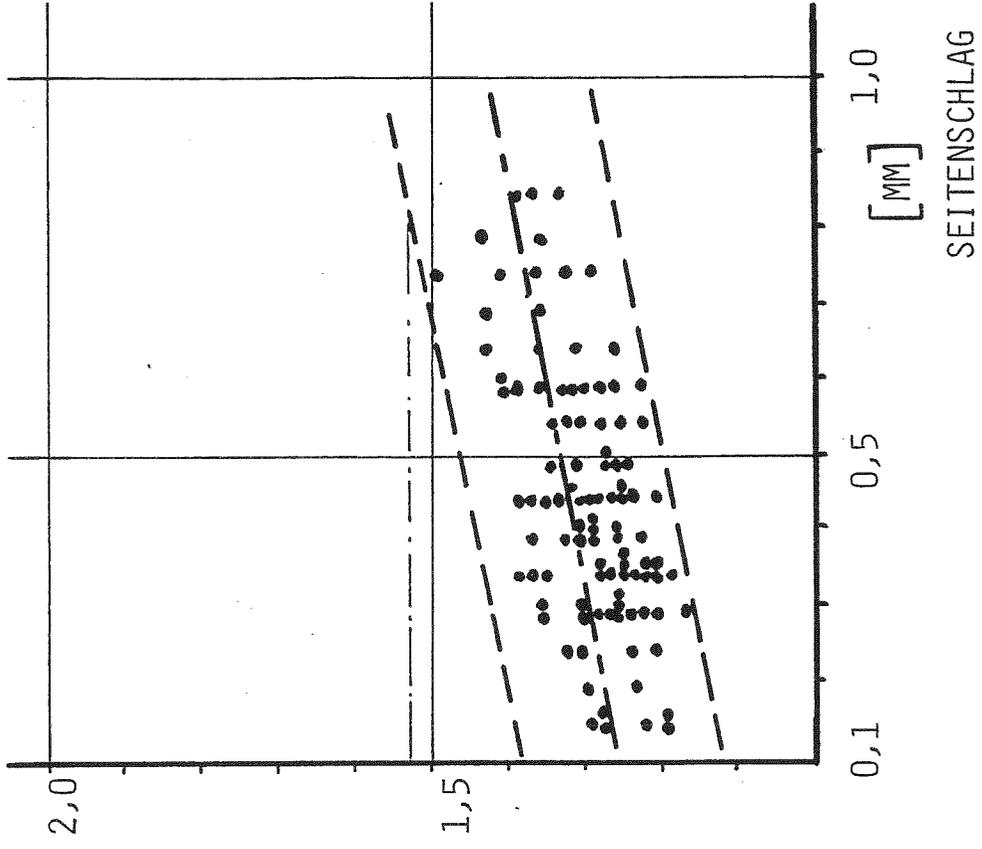
FREIGANG ÜBER DEM SEITENSCHLAG

16 04 82

BELAG TYP A



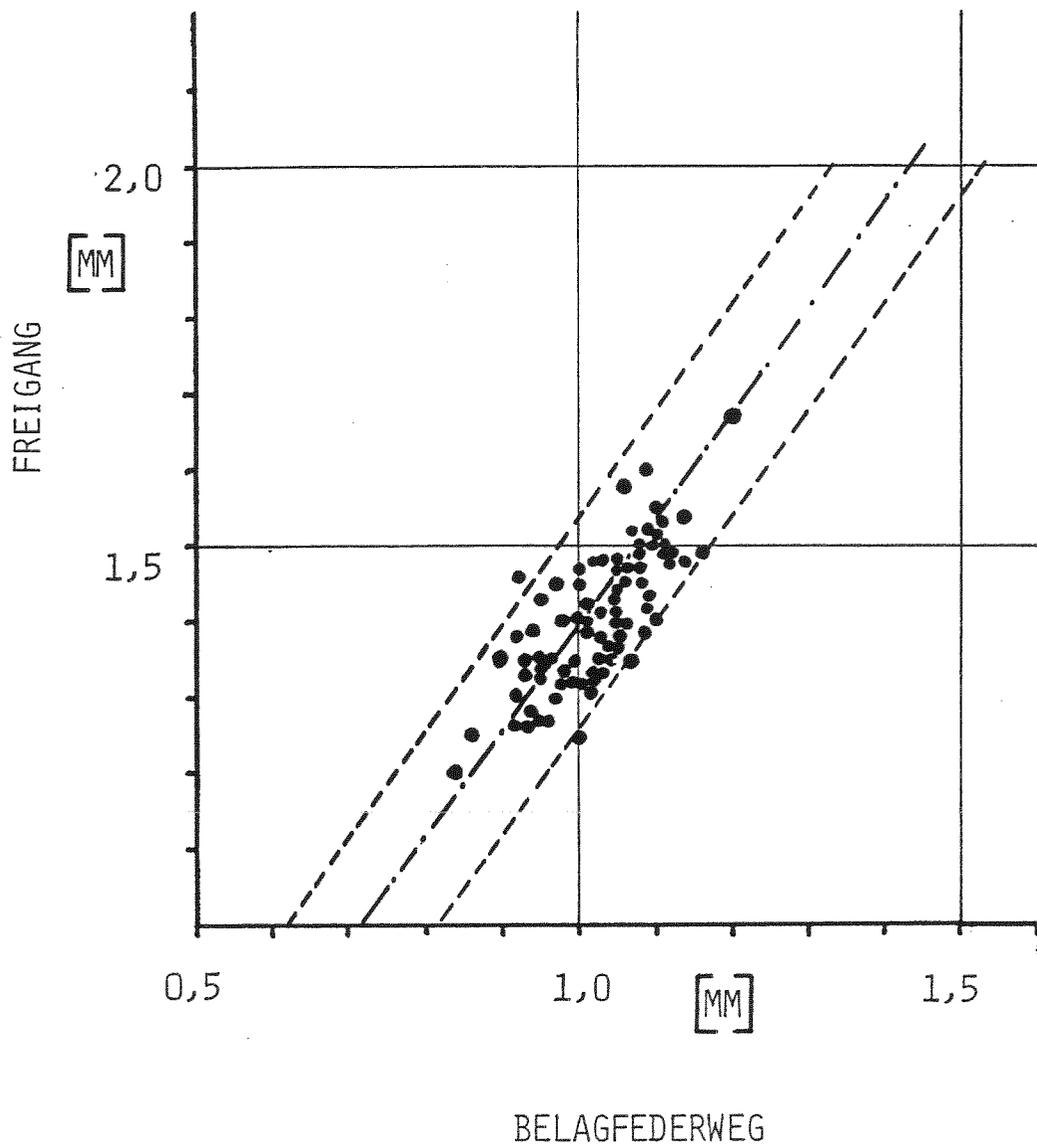
BELAG TYP B



17 04 82

EINFLUSS DER BELAGQUALITÄT AUF DIE
FREIGÄNGIGKEIT VON KS





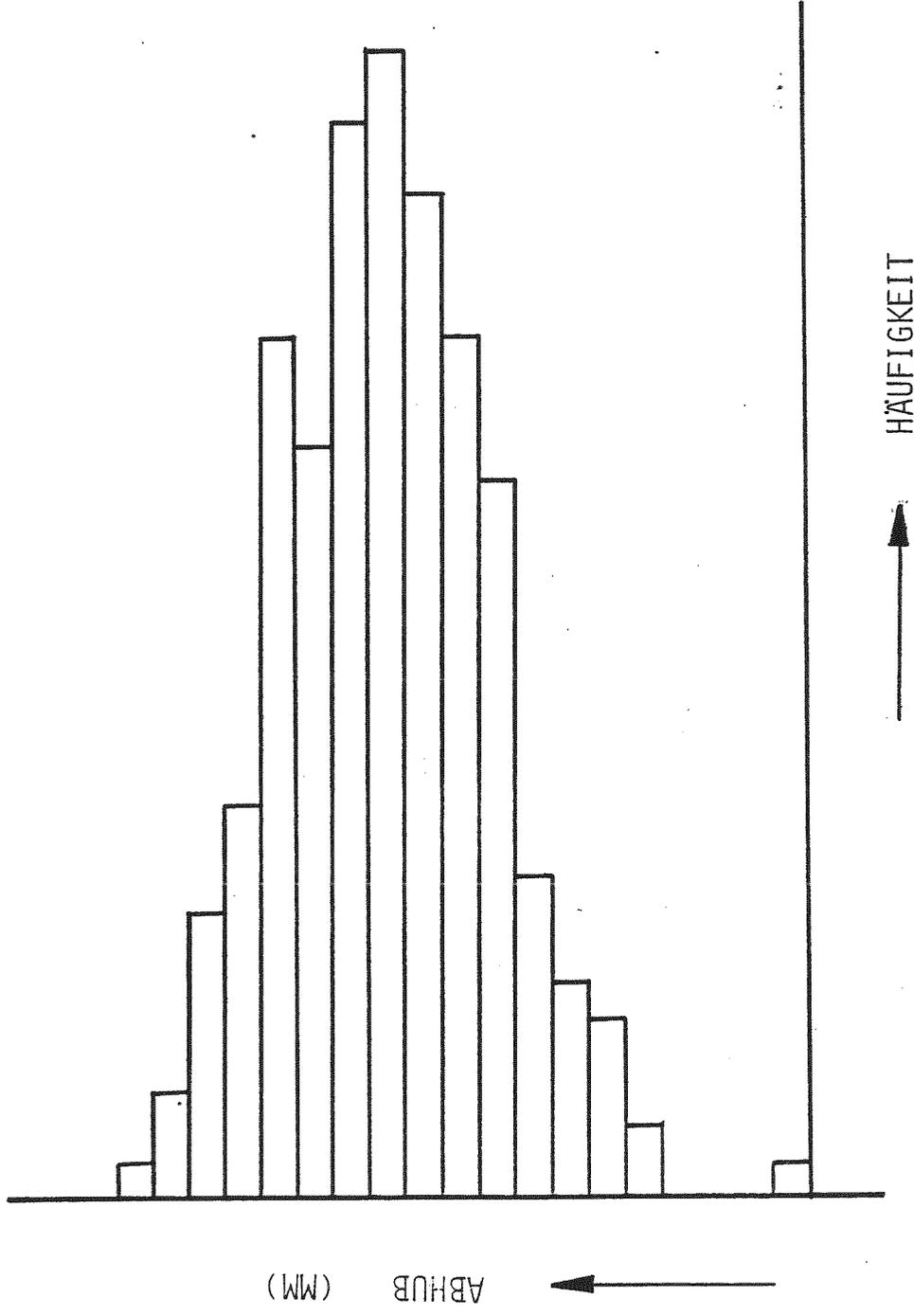
18 04 82

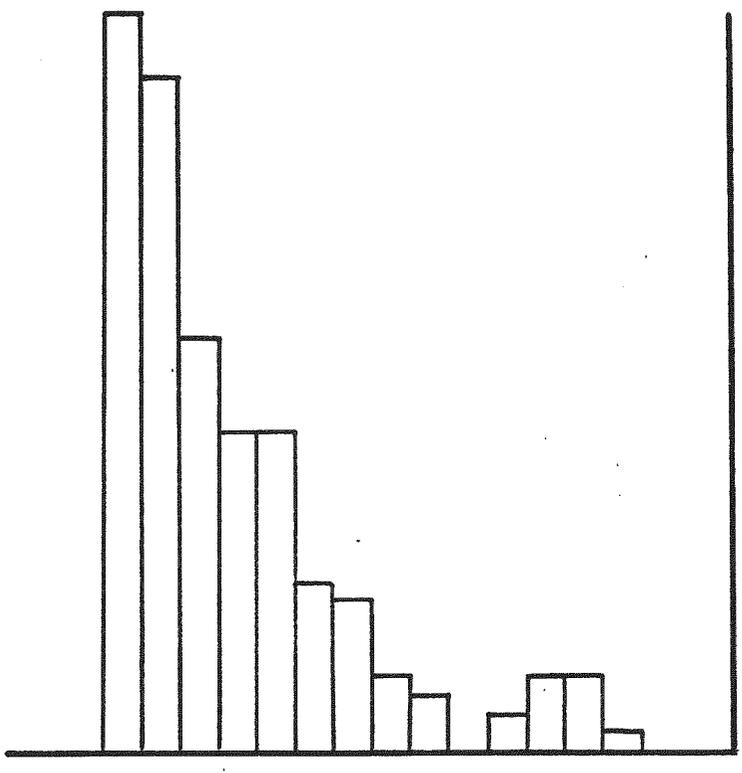
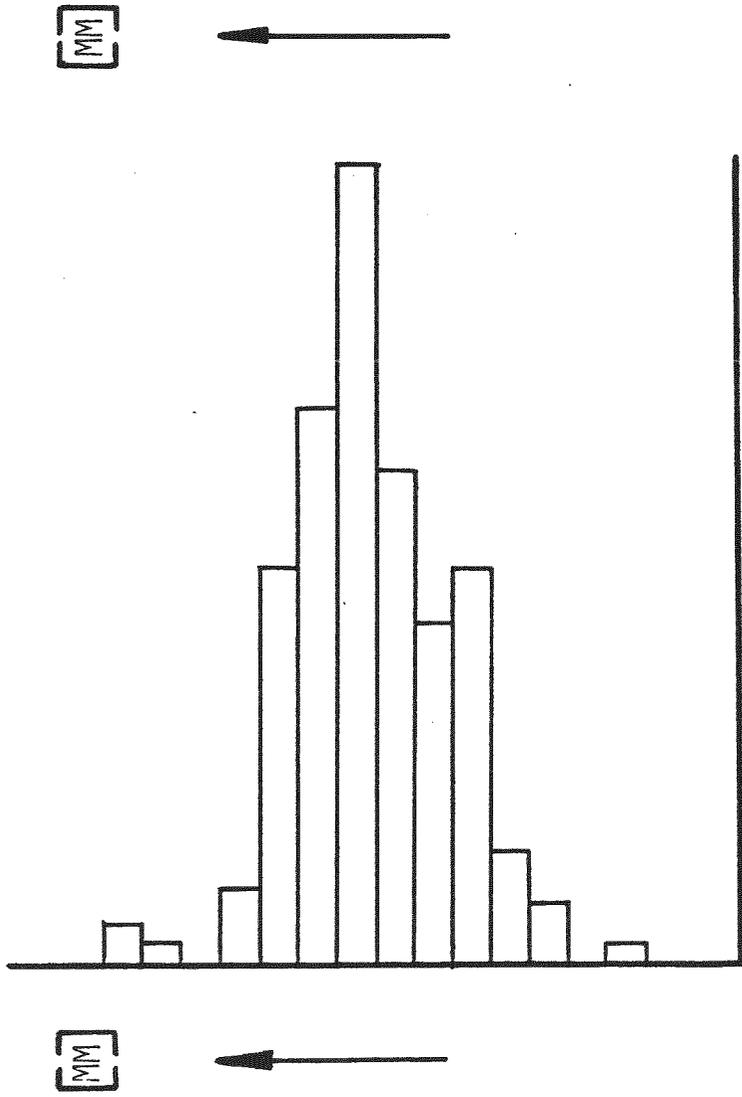
FREIGANG ÜBER BELAGFEDERUNG

LUK

VERTEILUNG VON ABHUBWERTEN AN KUPPLUNGEN

19 04 82

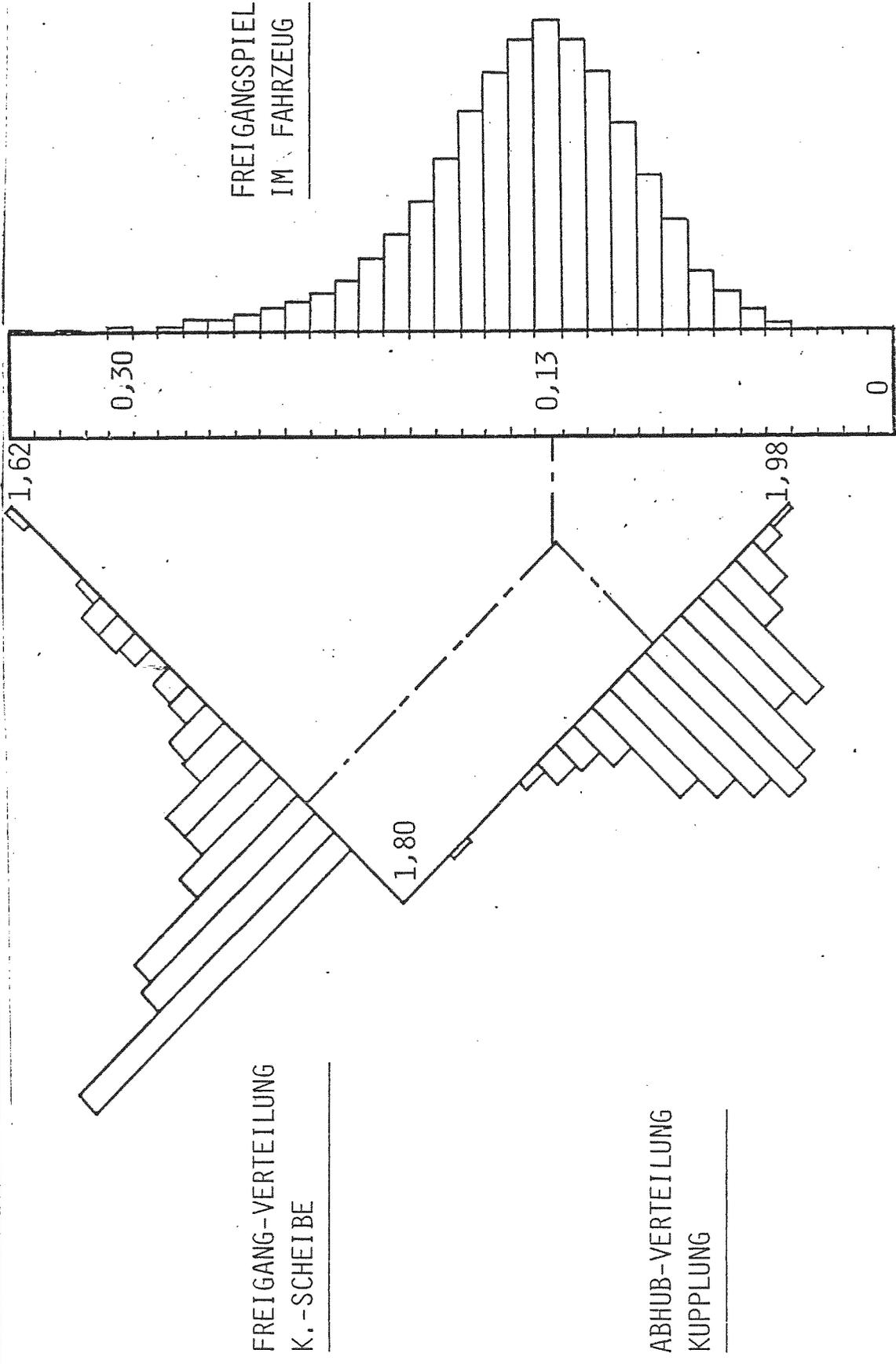




20 04 82

VERTEILUNG DER FREIGANGWERTE VON K.-SCHEIBEN





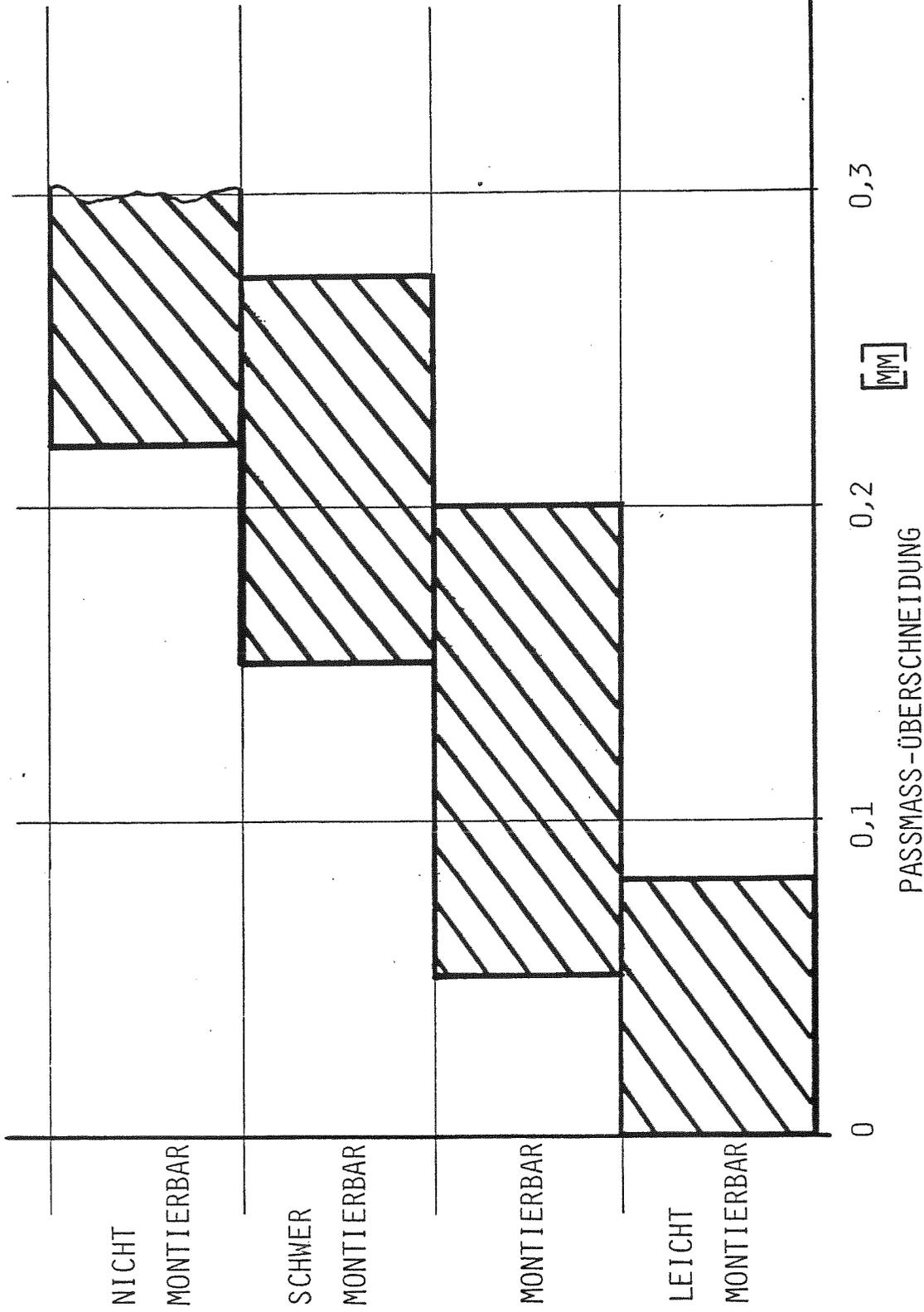
ÜBERLAGERUNG VON HÄUFIGKEITSVERTEILUNGEN

MONTIERBARKEIT

22 04 82

LUK

BEURTEILUNG DER MONTIERBARKEIT



24 04 82

MONTIERBARKEIT UND PASSMASS-ÜBERSCHNEIDUNG ZUM
SCHWUNGRAD BEI KUPPLUNGEN

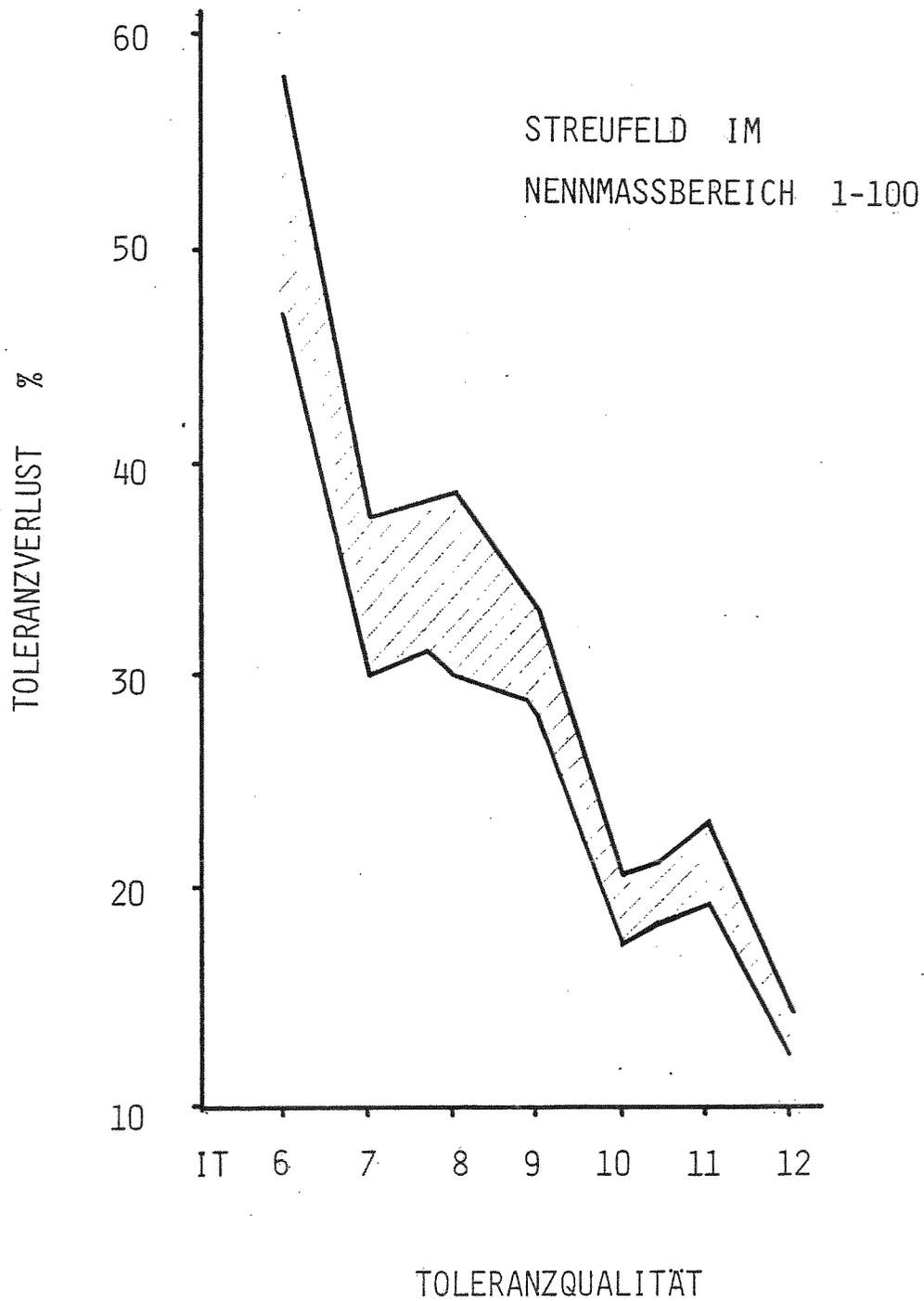


RÄUMWERKZEUG DER NABE	C A . - 11 μ M
GERÄUMTES WERKSTÜCK	C A . - 15 μ M
ANTRIEBSWELLE GEFRÄST	C A . - 20 μ M
GESCHLIFFEN	C A . - 8 μ M
LEHRE	C A . - 5 μ M

25 04 82

TEILUNGSFEHLER IN DER VERZÄHNUNG

The logo for LUK, consisting of the letters 'LUK' in a bold, stylized, sans-serif font. The letters are black and set against a white background within a rectangular border.



28 04 82

TOLERANZVERLUST NACH ASSOLOK BEI
WELLEN INFOLGE LEHRENDER PRÜFUNG

LUK