



Kupplungen
Clutches
Embrayages
Embragues

KUPPLUNGS-KOLLOQUIUM 1986

1. TORSIONSSCHWINGUNGEN UND GETRIEBEGERÄUSCHE
2. DAS ZWEIMASSENSCHWUNGRAD
3. ZUVERLÄSSIGKEIT UND LEBENSDAUER VON SCHLEPPERKUPPLUNGEN
4. OPTIMIERTE KUPPLUNGS AUSLEGUNG
AUSRÜCKKRAFT UND KOMFORT



Kupplungen
Clutches
Embrayages
Embragues

TORSIONSSCHWINGUNGEN UND GETRIEBEGERÄUSCHE

DR.-ING. WOLFGANG REIK

APRIL 1986



Kupplungen
Clutches
Embrayages
Embragues

TORSIONSSCHWINGUNGEN UND GETRIEBEGERÄUSCHE

INHALTSANGABE

- Einleitung
- Der Verbrennungsmotor als Torsionsschwingungserreger
- Wirkung der Torsionsschwingungen im Getriebe
- Schwingungsmessung und Berechnung
- Torsionsdämpferabstimmung im Leerlauf
- Torsionsdämpferabstimmung für Zug
- Torsionsdämpferabstimmung für Schub
- Zusammenfassung

TORSIONSSCHWINGUNGEN UND GETRIEBEGERÄUSCHE

Einleitung:

Bei der Entwicklung von Kupplungen und Kupplungsscheiben für Personenkraftwagen hat sich in den letzten Jahren der Schwerpunkt immer mehr in Richtung Torsionsdämpfer verlagert. Für die eigentliche Funktion der Kupplung, nämlich den Antriebsstrang mit dem Motor zu verbinden oder vom Motor zu trennen, hat er keine Bedeutung. Ihm kommt jedoch die wichtige Aufgabe zu, die Torsionsschwingungen, die der Motor infolge seiner diskreten Verbrennungsvorgänge erzeugt und im Antriebsstrang weiterleitet, auf ein erträgliches Maß zu reduzieren.

Im Vordergrund stehen dabei Komfortaspekte, z.B. Verringerung von Getrieberasseln oder Dröhnen der Karosserie. Nur wenig Beachtung wird der Frage geschenkt, wie stark das Getriebe durch die Torsionsschwingungen zusätzlich belastet wird. Es ist zu vermuten, daß die Getriebelebensdauer erhöht werden kann, wenn die Torsionsschwingungen vor dem Getriebe weitgehend herausgefiltert werden. Im folgenden wird jedoch nur der Komfortaspekt behandelt.

Der Verbrennungsmotor als Torsionsschwingungserreger

Bei jeder Zündung des Verbrennungsgemisches in einem Zylinder entsteht infolge des Gasdruckes eine Winkelbeschleunigung der Kurbelwelle, der eine Verzögerung durch die Kompression im nächsten Zylinder folgt. Dadurch entstehen Drehzahlschwankungen.

Bild 1 zeigt in der Mitte die Messung eines typischen Verlaufes der Drehzahlschwankungen für einen 4-Zyl. Motor, der **zweimal** pro Umdrehung gezündet wird. Man spricht deshalb von Erregung 2. Ordnung.

Die Integration der Drehzahlschwankungen ergibt das Vor- und Nacheilen des Verdrehwinkels (**Bild 1, oben**). Daraus erhält man z.B. den minimalen Leerlaufverdrehwinkel der Torsionskennung der Kupplungsscheibe.

Durch Differentiation der Drehzahl gewinnt man den Verlauf der Winkelbeschleunigung $\dot{\omega}$ (**Bild 1, unten**), aus der sich über die Beziehung $M = J \cdot \dot{\omega}$ mit $M =$ Drehmoment und $J =$ Massenträgheitsmoment die Wechseldrehmomente ermitteln lassen, die für die Berechnung der Torsionsschwingungen im Antriebsstrang von Bedeutung sind. Darüber hinaus besitzt die Winkelbeschleunigung die für Berechnungen vorteilhafte Eigenschaft, daß ihre Schwingbreite für den Leerlauf und für den Zug zwar von der Gaspedalstellung, jedoch kaum von der Drehzahl abhängig ist.

Bild 2 zeigt im unteren Teilbild den nahezu konstanten Verlauf der Schwingbreite der Winkelbeschleunigung $\Delta \dot{\omega}$ für Zug mit Vollast.

Die Drehzahlschwankungen nehmen jedoch (mittleres Teilbild) mit abnehmender Drehzahl N näherungsweise mit $1/N$ zu.

Eine noch stärkere Abhängigkeit von der Drehzahl ergibt sich bei dem Winkelausschlag. Hier erfolgt die Zunahme des Winkelausschlages mit $1/N^2$.

Diese Abhängigkeit, die auch für den Leerlauf gilt, führt bei einer Absenkung der Leerlaufdrehzahl zu einem sehr stark vergrößerten Leerlaufschwingwinkel.

Da, wie oben gezeigt, die Schwingbreite der Winkelbeschleunigung praktisch unabhängig von der Drehzahl ist, eignet sie sich gut für eine vergleichende Darstellung verschiedener Motoren.

In **Bild 3** sind für verschiedene Motoren - Diesel, Einspritzer und Vergaser, die entsprechend gekennzeichnet sind - die Schwingbreiten der Winkelbeschleunigung sowohl für den Leerlauf als auch für den Zug bei Vollast wiedergegeben.

Im Leerlauf werden besonders große Winkelbeschleunigungen bei 4-Zylinder-Dieselmotoren festgestellt. Im Zug sind diese Unterschiede weit weniger ausgeprägt. Selbstverständlich werden diese Werte auch von der Größe des Schwungrades stark beeinflusst.

Wirkung der Torsionsschwingungen im Getriebe

Die vom Motor erzeugten Torsionsschwingungen werden ins Getriebe übertragen und können dort wegen des stets vorhandenen Spiels in den Verzahnungen durch Aneinanderschlagen von Zahnrädern Rasselgeräusche erzeugen.

Wie groß die Torsionsschwingungen sein dürfen, ohne daß Rasselgeräusche unangenehm wahrnehmbar werden, hängt von vielen Faktoren ab, z.B.: Nebengeräusche, Körperschall-Leitwege, Dämpfung im Getriebe, Spiel der Getriebezahnräder.

In **Bild 4** ist der Zusammenhang zwischen subjektiver Geräuschbewertung und der Drehzahlschwankung am Getriebeingang im Leerlauf für ein Fahrzeug, das wahlweise mit 4-Zyl. Dieselmotor oder 4-Zyl. Benzinmotor ausgerüstet wird, wiedergegeben. Für die subjektive Geräuschbewertung wurde die allgemein übliche Notenskala verwendet, die bei 0 mit sehr laut beginnt und bei 10 mit nicht mehr hörbar endet.

Während beim Dieselmotor schon bei Drehzahlschwankungen unter 70 U/min eine akzeptable Geräuschbewertung mit einer Note besser als fünf gefunden wurde, muß beim Benzinmotor die Drehzahlschwankung auf unter 20 U/min abgesenkt werden. Dies dürfte im wesentlichen auf das höhere Geräuschniveau des Dieselmotors und die bessere Geräuschdämmung des Dieselfahrzeuges zurückzuführen sein.

Schwingungsmessung und Berechnung

Die Beurteilung der Wirkungsweise eines Torsionsdämpfers erfolgt bei LuK sowohl durch Torsionsschwingungsmessung als auch durch Torsionsschwingungsberechnung. Dies liefert Einsicht in die Schwingungsvorgänge und ermöglicht entsprechende Schlußfolgerungen.

Zur Messung hat LuK ein mobiles Datenerfassungssystem entwickelt, mit dem die Drehzahl und damit auch die Torsionsschwingungen im Fahrzeug gleichzeitig am Schwungrad und am Getriebeeingang, d.h. also direkt vor und nach dem Torsionsdämpfer, gemessen werden können (**Bild 5**).

Die Motor- und Getriebedrehzahl werden mit einer Frequenz von 2000 Hz abgetastet und digital auf Magnetband abgespeichert. Zur Überprüfung der Meßdaten ist im Fahrzeug eine Ausgabe auf einem Schreiber möglich. Für eine weitergehende Auswertung werden die Magnetbänder auf einen Großrechner überspielt. Es kann dann leicht festgestellt werden, ob die Torsionsschwingungen abgeschwächt, unverändert oder durch Resonanz verstärkt ins Getriebe weitergeleitet werden. Tatsächlich kommen in der Praxis alle drei Fälle vor.

Als Hilfsmittel für die Berechnung stehen Schwingungsmodelle mit unterschiedlicher Anzahl von Freiheitsgraden zur Verfügung. Ein einfaches Modell, wie es für viele Fälle ausreichend ist, zeigt **Bild 6**. Die rotierenden Teile von Motor und Getriebe sind über Feder und Reibung, die den Torsionsdämpfer darstellen, miteinander verbunden. Die Feder und das Dämpfungsglied zwischen Getriebe und der Fahrzeugmasse stellen den Antriebsstrang dar.

Ob solch ein Modell das tatsächliche Schwingungssystem des Antriebsstranges im wesentlichen beschreibt, wird stets durch eine vergleichende Messung überprüft. Nur in Ausnahmefällen müssen kompliziertere Schwingungsmodelle eingesetzt werden. Die Berücksichtigung aller Feinheiten des Antriebsstranges scheitert daran, daß bei den Fahrzeugherstellern die dazu notwendigen Daten wie z. B. Massen, Elastizitäten und Spiele von Getriebe und Differential, Gelenkwellen, etc. meist nicht zur Verfügung stehen. Wie im folgenden gezeigt wird, ist dies im allgemeinen auch nicht erforderlich, da bei entsprechender Erfahrung auch einfache Modelle alle für den Kupplungshersteller wichtigen Erkenntnisse liefern können.

Um die Motorerregung und alle charakteristischen Eigenschaften des Torsionsdämpfers zu berücksichtigen, setzt LuK nichtlineare Schwingungsmodelle ein. Eine schematische Kennlinie zeigt **Bild 7**. Besondere Merkmale sind hier:

- 8-stufige Drehmomentenrate
- vorgespannte Druckfedern
- Spiel in Verzahnung Kupplungsscheibe/Getriebewelle
- 4-stufige Hysterese

Darüber hinaus sind

- geschwindigkeitsproportionale Dämpfung
- schwimmende oder federgesteuerte Lastreibscheibe und
- zwei in Reihe geschaltete Kennlinien

möglich.

Berechnung und Messung der Torsionsschwingungen sowie die subjektive Geräuschbewertung im Fahrzeug werden vom selben Versuchingenieur durchgeführt. Dies führt zu einem tiefgreifenden Verständnis der Vorgänge.

Die gegenseitige Ergänzung von Messung und Rechnung ist in **Bild 8** am Beispiel einer Leerlaufabstimmung dargestellt.

Zunächst wird im Ausgangszustand (Bild 8 oben) eine Bewertung und Schwingungsmessung durchgeführt. Die Auswertung ergibt die Drehzahlschwankungen von Motor und Getriebe (links oben). Als erster Abstimmungsschritt wird eine Schwingungsberechnung durchgeführt. Dazu werden folgende Daten benötigt:

- Ungleichförmigkeit des Motors
- Massenträgheitsmomente von Motor, Schwungrad, Kupplung und Kupplungsscheibe sowie Getriebe
- Kennlinie des eingebauten Torsionsdämpfers
- Schleppmoment des Getriebes
- Dämpfung des Öls im Getriebe

Das Ergebnis einer solchen Berechnung ist im rechten oberen Teilbild wiedergegeben. Die Übereinstimmung zwischen Messung und Rechnung ist, sofern die oben angeführten Daten hinreichend genau ermittelt wurden, meistens sehr gut.

Nun ist es möglich, die Rechnung mit einer optimierten Leerlaufkennlinie zu wiederholen und eine realisierbare Kennlinie zu finden, die die Torsionsschwingungen im Getriebe reduziert (Bild 8 unten). Eine Kupplungsscheibe mit dieser Kennlinie wird im dritten Schritt im Fahrzeug bewertet.

Falls im Fahrzeug festgestellt wird, daß die berechnete Kennlinie noch nicht optimal ist, werden die Schritte 2 und 3 wiederholt.

Torsionsdämpferabstimmung im Leerlauf

Die Leerlaufprobleme werden in den meisten Fällen durch eine Absenkung der Resonanzdrehzahl unter die Leerlaufdrehzahl gelöst. **Bild 9** zeigt eine Resonanzkurve, bei der die Vergrößerungsfunktion, d.h. das Verhältnis von Schwingungsamplituden am Getriebeeingang und an der Kurbelwelle, über der Motordrehzahl schematisch aufgetragen ist. Bei sehr kleinen Drehzahlen wird dieses Verhältnis eins, d.h. die

Torsionsschwingung am Getriebeeingang entspricht genau der des Motors. Bei Drehzahlen um die Resonanzdrehzahl nehmen die Vergrößerungsfunktion und damit auch die Torsionsschwingungen am Getriebeeingang hohe Werte an. Dieser Drehzahlbereich muß deshalb unbedingt vermieden werden. Bei Drehzahlen über etwa dem 1,5-fachen der Resonanzdrehzahl beginnt der Bereich der Schwingungsisolation. Die Torsionsschwingungen am Getriebeeingang werden umso kleiner, je weiter die Betriebsdrehzahl über der Resonanzdrehzahl liegt. Dies ist mit sehr flachen Drehmomentenraten von 0,1 bis 0,6 Nm/° möglich. Im überkritischen Betrieb können Torsionsschwingungen dann recht wirkungsvoll vom Getriebe isoliert werden.

Schwierigkeiten treten jedoch bei solch flachen Leerlaufkennlinien durch die Schleppmomente der Getriebe auf, die, wie **Bild 10** zeigt, mit abnehmender Temperatur wegen des zäher werdenden Getriebeöls stark zunehmen. Selbstverständlich hängt die Größe des Schleppmomentes auch von der Art des Getriebes ab. So hat z.B. ein 5-Gang-Getriebe ein höheres Schleppmoment als ein 4-Gang-Getriebe.

In **Bild 11** ist eine Leerlaufkennlinie schematisch dargestellt. Zunächst würde man erwarten, daß der Torsionsdämpfer um die Nullage symmetrisch schwingt. Tatsächlich liegt der Arbeitsbereich je nach Größe des Getriebeschleppmomentes bzw. der Getriebeöltemperatur in Richtung Zug verschoben.

Ist das Schleppmoment größer als das Endmoment der Leerlaufstufe, schwingt der Torsionsdämpfer also im Übergangsbereich zwischen Leerlauf- und Hauptstufe, so tritt bei jedem Schwingvorgang ein Anschlagen an die Hauptstufe auf, das

sich meßtechnisch als eine plötzliche starke Beschleunigung am Getriebeeingang und akustisch als Getrieberasseln bemerkbar macht. **Bild 12** zeigt Messung und Berechnung eines solchen Torsionsschwingungsverlaufes, wie er hauptsächlich bei mittleren Temperaturen beobachtet wird. Deutlich ist der steile Drehzahlanstieg infolge des Anschlages zu erkennen. Bei noch tieferen Temperaturen wird der ganze Arbeitsbereich im Bereich der Hauptstufe liegen, das Anschlagen mit den hohen Beschleunigungsspitzen tritt nicht mehr auf.

Dieses Verhalten kann rechnerisch simuliert werden, indem man kontinuierlich das Schleppmoment erhöht. **Bild 13** zeigt, wie sich das Schwingungsverhalten im Getriebe mit zunehmendem Schleppmoment oder abnehmender Getriebeöltemperatur rechnerisch verhält. Bei heißem Getriebe treten nur geringe Torsionsschwingungen am Getriebe auf. Bei kaltem Getriebe liegt keine Schwingungsisolation vor, da der Torsionsdämpfer in der Hauptstufe schwingt. Trotzdem wird im allgemeinen kein Getrieberasseln auftreten, weil das zähe Öl genügend dämpft. Die Lage des mittleren Temperaturbereiches, in dem Anschlagen an die Hauptstufe auftritt, umfaßt in praktischen Fällen kaum mehr als 10° C und wird deshalb bei der Abstimmung leicht übersehen. Mit Hilfe der Schwingungsberechnung kann dieser kritische Temperaturbereich hinreichend genau lokalisiert werden.

Je länger eine Leerlaufstufe eines mehrstufigen Torsionsdämpfers ist, desto größer ist die Abweichung von einer gemittelten linearen Torsionsdämpferkennlinie. Es treten dann, insbesondere bei Dieselfahrzeugen, Phänomene auf, wie sie allgemein bei nichtlinearen Schwingungssystemen beobachtet werden.

So ist aus der Schwingungslehre bekannt, daß bei progressiven Federkennlinien die Resonanzkurve nach rechts kippt, wie **Bild 14** unten zeigt. Zum Vergleich ist oben nochmals die Resonanzkurve mit linearer Kennlinie gezeigt. Bei nichtlinearer Kennlinie (Bild unten) können dann in einem Drehzahlbereich, der über der eigentlichen Resonanzdrehzahl liegt, je nach Vorbedingung zwei stabile Schwingungszustände angenommen werden, z.B. Punkt 1 und 2. Der Punkt 1 ist das Ergebnis eines sanften Einkuppelns mit kleinen Schwingungsamplituden im Getriebestrang. Bei Punkt 2 erfolgt das Einkuppeln schlagartig und führt zu der Resonanzschwingung.

Diese beiden Schwingungszustände sind in **Bild 15** gegenübergestellt. Während im Punkt 1 (linkes Teilbild) die Drehzahlschwankungen am Getriebeeingang (punktiert) deutlich kleiner sind als die des Schwungrades, sind sie in Punkt 2 (rechtes Teilbild) sehr viel größer. Die Übereinstimmung zwischen Schwingungsmessung und Berechnung ist gut.

Der ungünstige Schwingungszustand in Punkt 2 und die damit verbundenen starken Getriebeegeräusche lassen sich durch zusätzliche Reibeinrichtungen verhindern, die nur bei großen Schwingamplituden wirksam werden (**Bild 16**). Viele Torsionsdämpfer für Dieselfahrzeuge besitzen deshalb eine Lastreibeinrichtung, die bei geeigneter Wahl der Reibung und des Freiwinkels den Überhang der Resonanzkurve weitgehend beseitigt.

Torsionsdämpferabstimmung für Zug

Für den Zug, d.h. Fahren unter Last, hat die Torsionsdämpferabstimmung, genau wie beim Leerlauf, eine Reduzierung der Schwingungsamplituden am Getriebeeingang zum Ziel.

Allerdings ist es bei Personenkraftwagen praktisch nicht möglich, wie im Leerlauf die Resonanzdrehzahlen unter die Betriebsdrehzahl zu legen, da eine dazu erforderliche Drehmomentenrate von unter 1 Nm/° nicht zu verwirklichende Verdrehwinkel des Torsionsdämpfers ergeben würde. Die Torsionsdämpferabstimmung kann für den Zug daher nur Resonanzspitzen durch Reibung unterdrücken oder in Bereiche schieben, in denen sie akustisch weniger stören.

Wie sich Resonanzen auswirken, ist in **Bild 17** am Beispiel eines vorderrad-angetriebenen Fahrzeuges mit einem 4-Zyl. Motor gezeigt.

Im oberen Teilbild ist die subjektive Geräuschbewertung über der Drehzahl aufgetragen. Bei etwa 900 und 1750 U/min wurden deutliche Geräuschmaxima festgestellt. Die parallel dazu durchgeführten Torsionsschwingungsmessungen ergaben am Getriebeeingang Drehzahlschwankungen über der Drehzahl, die ebenfalls zwei Maxima aufweisen (mittleres Teilbild) und einen mit der subjektiven Geräuschbewertung übereinstimmenden Verlauf zeigen.

Im unteren Teilbild von Bild 17 sind Schwingungsmessungen und zugehörige Berechnungen für charakteristische Drehzahlen zusammengestellt. Bei etwa 1750 U/min liegt eine Resonanz 2. Ordnung vor. Bei halber Drehzahl von etwa 900 U/min

erscheint eine Resonanz 4. Ordnung, bei der das Getriebe mit der doppelten Motorfrequenz schwingt. Im dazwischenliegenden Drehzahlbereich werden kleinere Torsionsschwingungen und deshalb geringere Getriebegeräusche beobachtet.

Erst bei Drehzahlen über 2000 U/min erreicht man den überkritischen Bereich, d.h. den der Schwingungsisolaton.

Bei Torsionsdämpferabstimmungen wird heute rechnerisch das gesamte praktisch mögliche Kennfeld der Drehzahlschwankungen in Abhängigkeit von Drehzahl, Hysterese und Drehmomentenrate untersucht. **Bild 18** zeigt eine solche Übersicht, in der jeweils für verschiedene Kombinationen aus Drehmomentenrate und Hysterese die Drehzahlschwankungen am Getriebeeingang aufgetragen sind. Bei niedriger Hysterese sind deutlich die Resonanzdrehzahlen erkennbar, die für alle dargestellten Drehmomentraten zwischen 1000 und 4000 U/min liegen. Man erkennt nun leicht, daß es praktisch nicht möglich ist, die Resonanzen aus dem Fahrbereich zu schieben. Wird die Hysterese erhöht, so verschwinden zwar einerseits die Resonanzerhöhungen, andererseits nähert sich die Torsionsschwingung des Getriebes immer mehr der des Motors, bis ein quasistarres Verhalten vorliegt. In vielen Fällen entspricht dies dem bestmöglichen Zustand für den Zug.

Das quasistarre Verhalten könnte nun zu der Annahme verleiten, daß dann überhaupt kein Torsionsdämpfer notwendig und eine starre Kupplungsscheibe ausreichend ist.

Dies ist jedoch nicht der Fall, da eine 'starre' Kupplungsscheibe zusammen mit der Eingangswelle des Getriebes eine Drehmomentenrate - je nach Fahrzeug - von 100 bis 500 Nm/° besitzt, also nicht wirklich starr ist. Dies ergibt in der

Regel Resonanzen bei höheren Drehzahlen, die wegen fehlender Dämpfung zu großen Amplituden und damit zu starkem Getrieberasseln führen. Das Schwingungsverhalten entspricht weitgehend dem linken unteren Teilbild mit hoher Drehmomentrate des Torsionsdämpfers.

Zusammenfassend kann festgestellt werden, daß es mit konventionellen Torsionsdämpfern nicht möglich ist, eine wirkungsvolle Schwingungsisolation über den ganzen interessierenden Drehzahlbereich im Zug zu erreichen.

Torsionsdämpferabstimmung für Schub

Im Gegensatz zum Zug, bei dem das stärkste Getrieberasseln im allgemeinen bei Drehzahlen unter 2000 U/min auftritt, wird das Schubrasseln meist bei Drehzahlen weit über 2000 U/min festgestellt, obwohl in beiden Fällen die rechnerischen Resonanzdrehzahlen die gleichen sind. Wie in Bild 2 gezeigt wurde, ist im Zug die Winkelbeschleunigung und damit die Schwingungserregung über der Drehzahl praktisch konstant. Wie in Bild 19 zu erkennen ist, fällt für den Schub die Winkelbeschleunigung mit abnehmender Drehzahl stark ab. Unter 2000 U/min ist deshalb im Schub keine starke Schwingungserregung mehr vorhanden, die zu Resonanz führen könnte. Deshalb bleiben Schubgeräusche meist auf höhere Drehzahlen beschränkt.

Zur Beseitigung des Schubrasselns genügt es deshalb erfahrungsgemäß, wenn die Resonanzdrehzahl unter etwa 2000 U/min abgesenkt wird. Dies wird erreicht durch Drehmomentraten des Torsionsdämpfers von etwa 10 Nm/°. Da im Schub keine allzu hohen Anschlagmomente erforderlich sind, stößt dies nur selten auf Schwierigkeiten.

Zusammenfassung

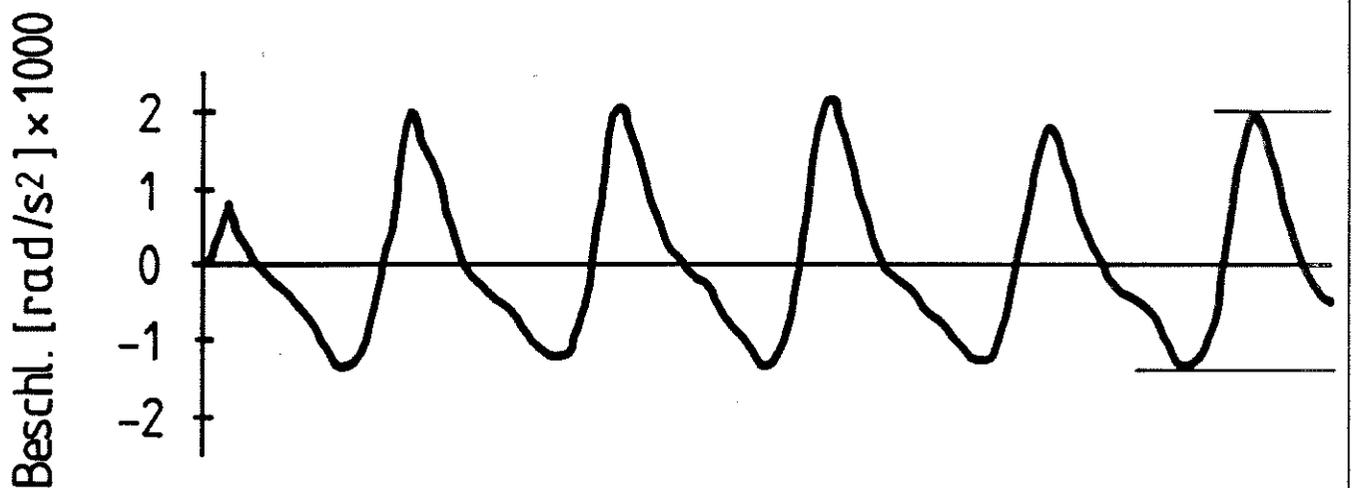
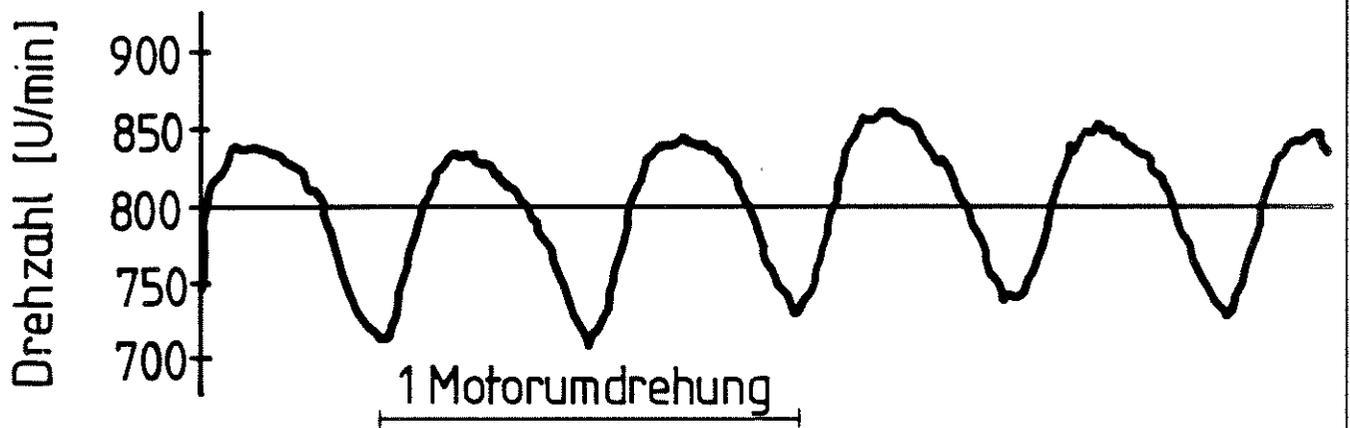
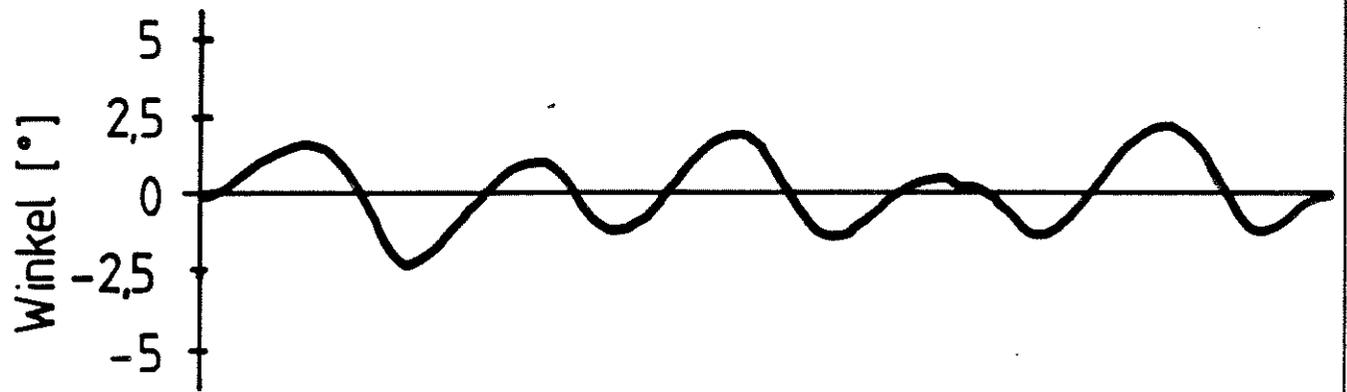
Im Leerlauf ist die Isolierung der Torsionsschwingungen des Motors vom Getriebe fast immer durch eine geeignete Leerlaufstufe im Torsionsdämpfer möglich. Da die Erregung der Motoren, Bauart der Getriebe, z.B. Massenträgheitsmomente und Schleppmomente, sowie die Geräuschkämpfung stark unterschiedlich sind, muß die Leerlaufkennlinie des Torsionsdämpfers für jeden Fahrzeugtyp optimiert werden.

Auch für den Schub kann, begünstigt durch die schwache Erregung bei niedrigen Drehzahlen und die kleinen Schubmomente, meist eine akzeptable Lösung gefunden werden.

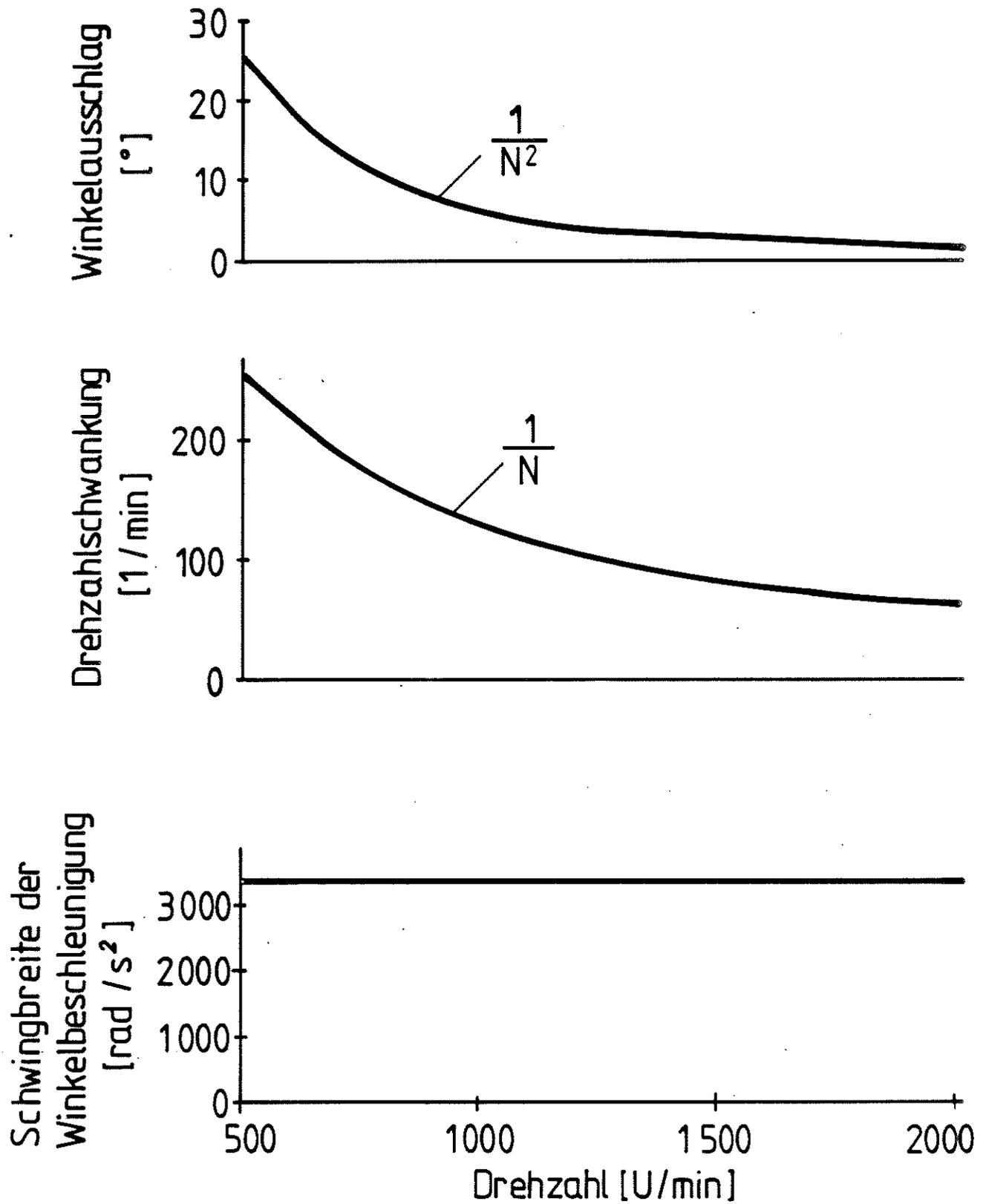
Im Zug gelingt eine Schwingungsisolierung nur unvollständig, da eine Verschiebung der Resonanzdrehzahlen unter die Leerlaufdrehzahl mit praktisch realisierbaren Torsionsdämpfern nicht möglich ist.

Die Optimierung des Torsionsdämpfers für den Zug muß sich deshalb darauf beschränken, Resonanzen zu verschieben und durch Reibungsdämpfung abzuschwächen. Mit konventionellen Torsionsdämpfern ist in niedrigen Drehzahlbereichen häufig eine befriedigende Schwingungsisolierung nicht möglich.

Im folgenden Beitrag wird über das Zweimassenschwungrad berichtet, das auch im Zug eine Verschiebung der Resonanzdrehzahlen zu sehr kleinen Drehzahlen ermöglicht und damit neue Wege zur Beseitigung von Getrieberasseln eröffnet.



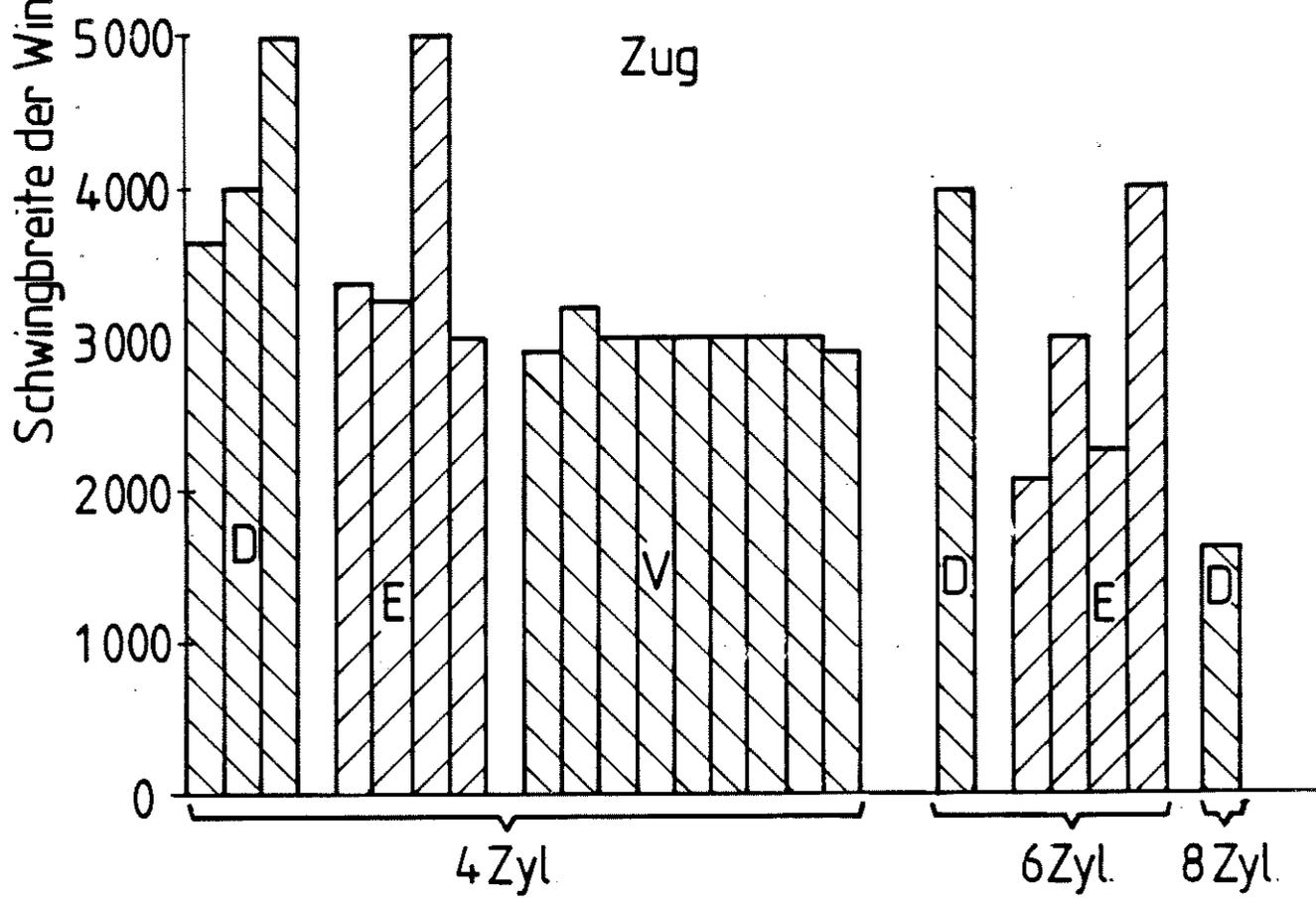
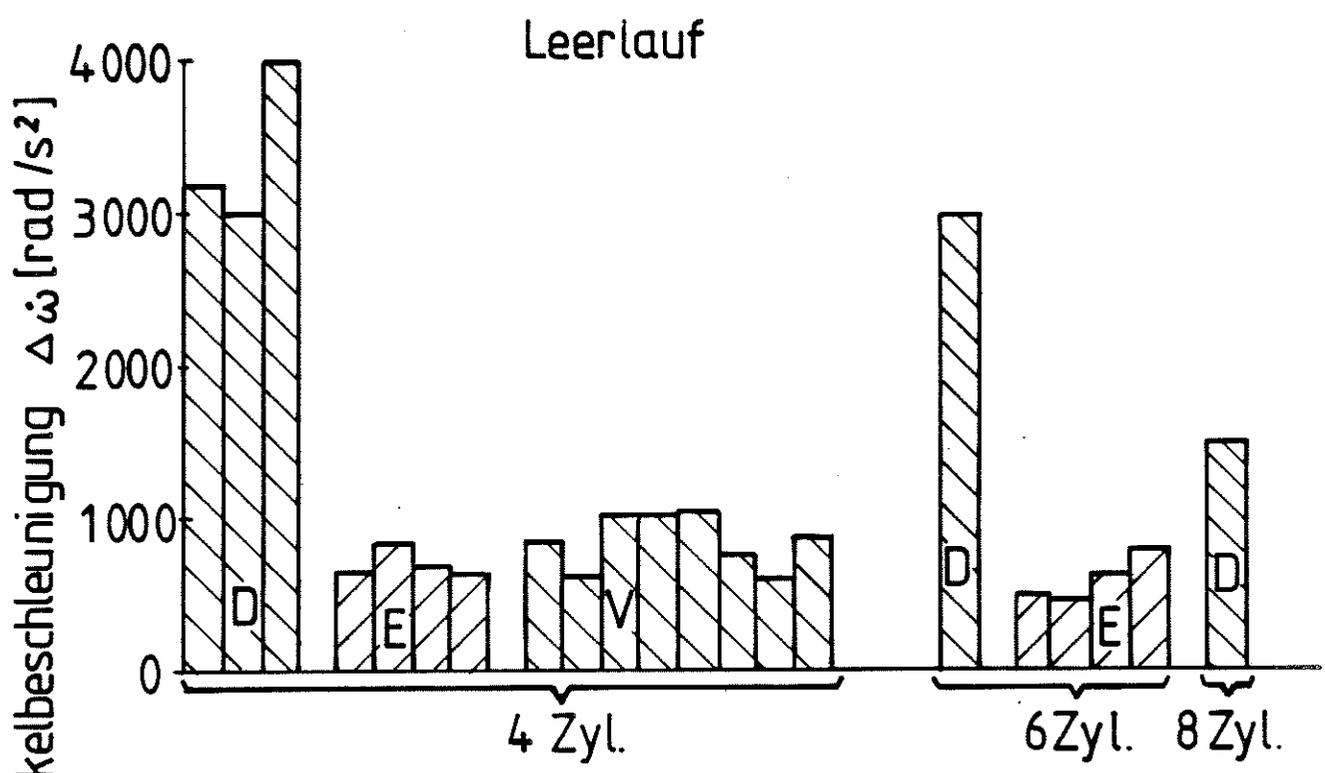
$M = J\ddot{\omega}$ $M = \text{Drehmoment}$
 $J = \text{Massenträgheitsmoment}$
 $\ddot{\omega} = \text{Winkelbeschleunigung}$



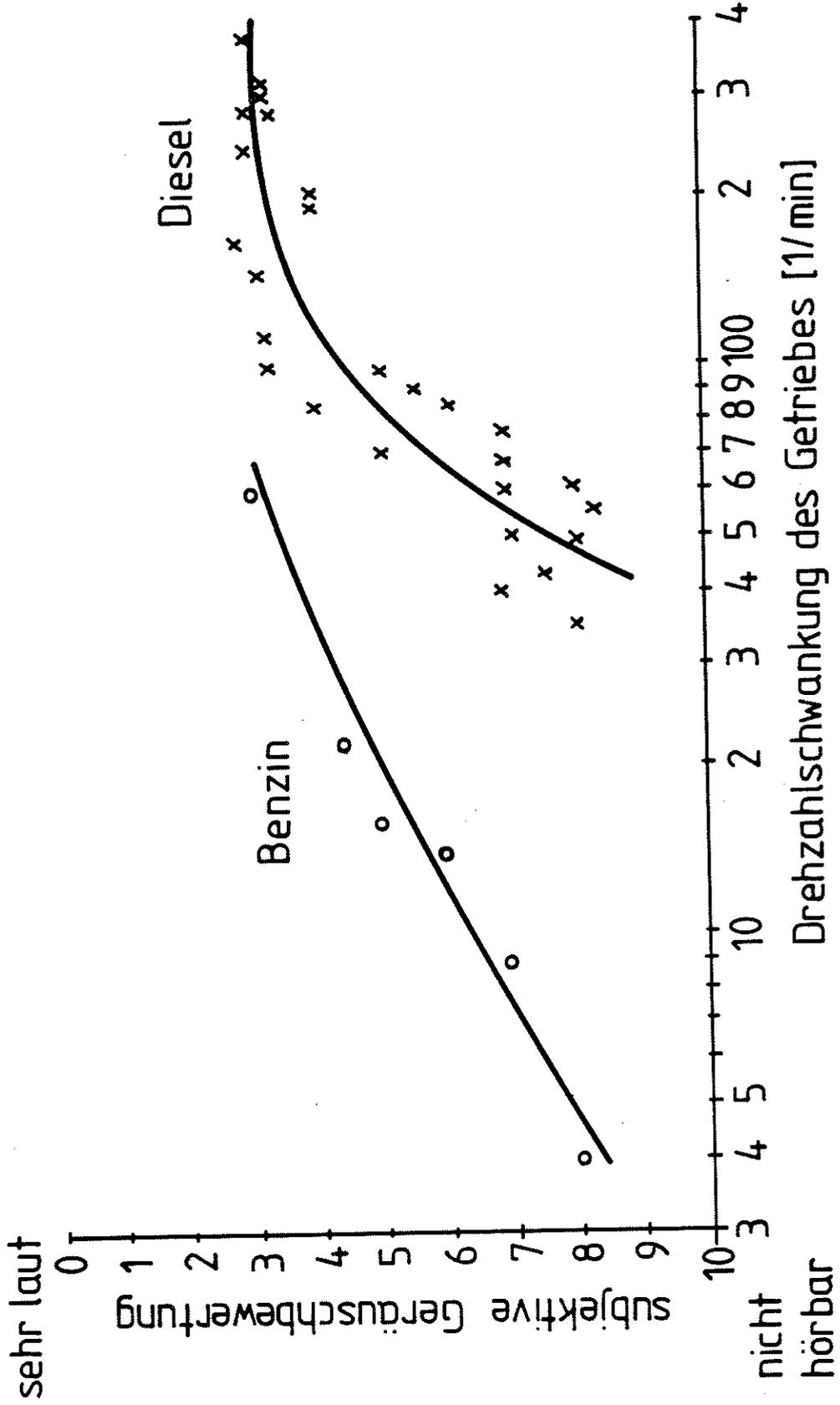
02 01 86

Verlauf von Winkel, Drehzahlschwankung und Winkelbeschleunigung über der Drehzahl





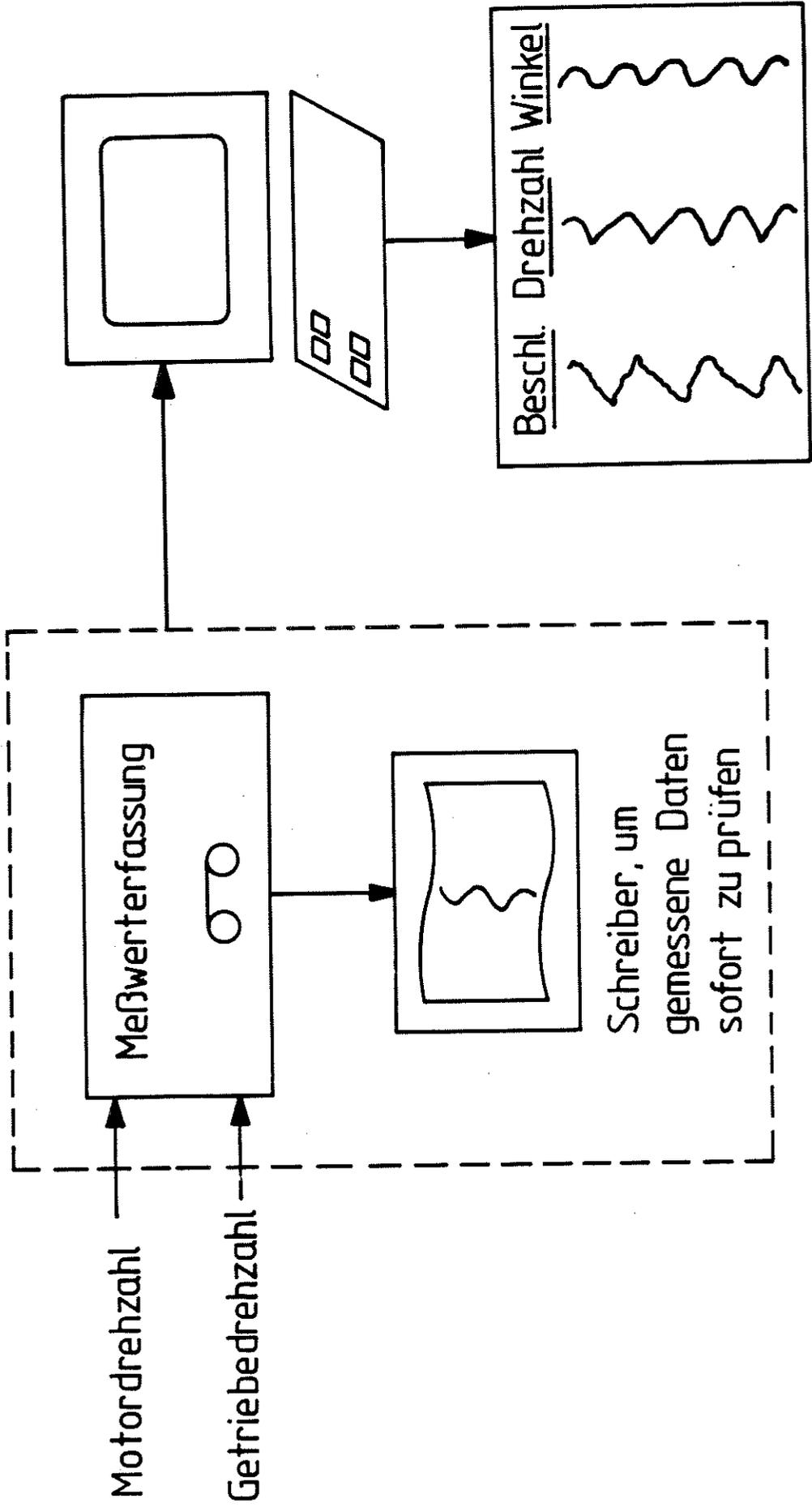
D = Diesel E = Einspritzer (Benzin) V = Vergaser

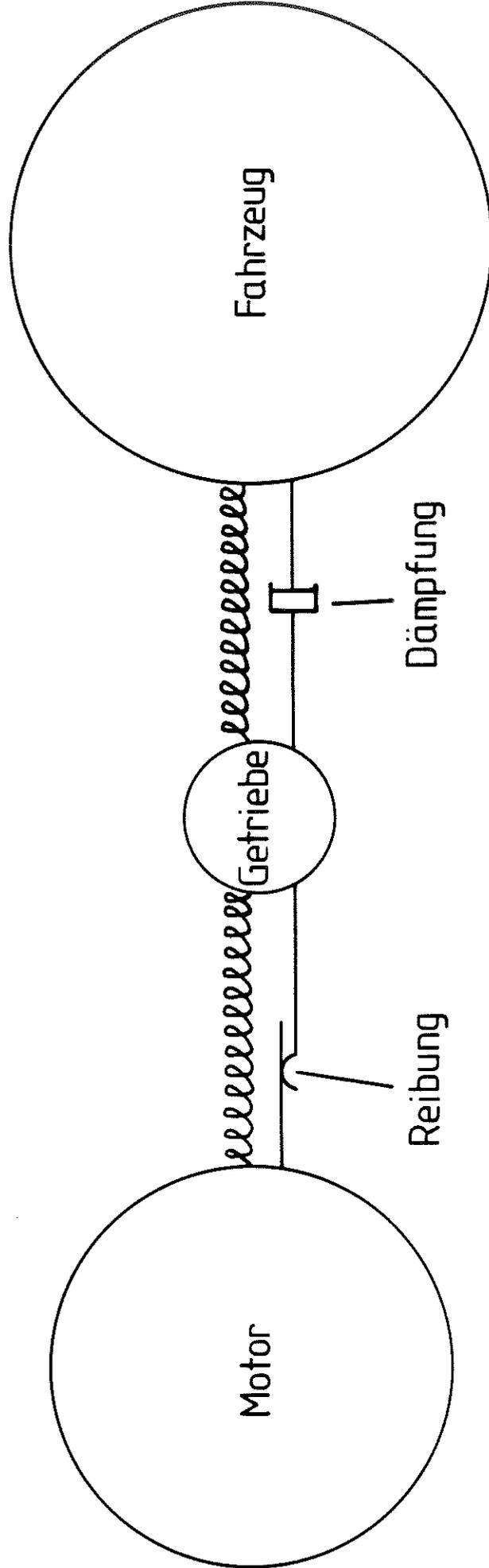


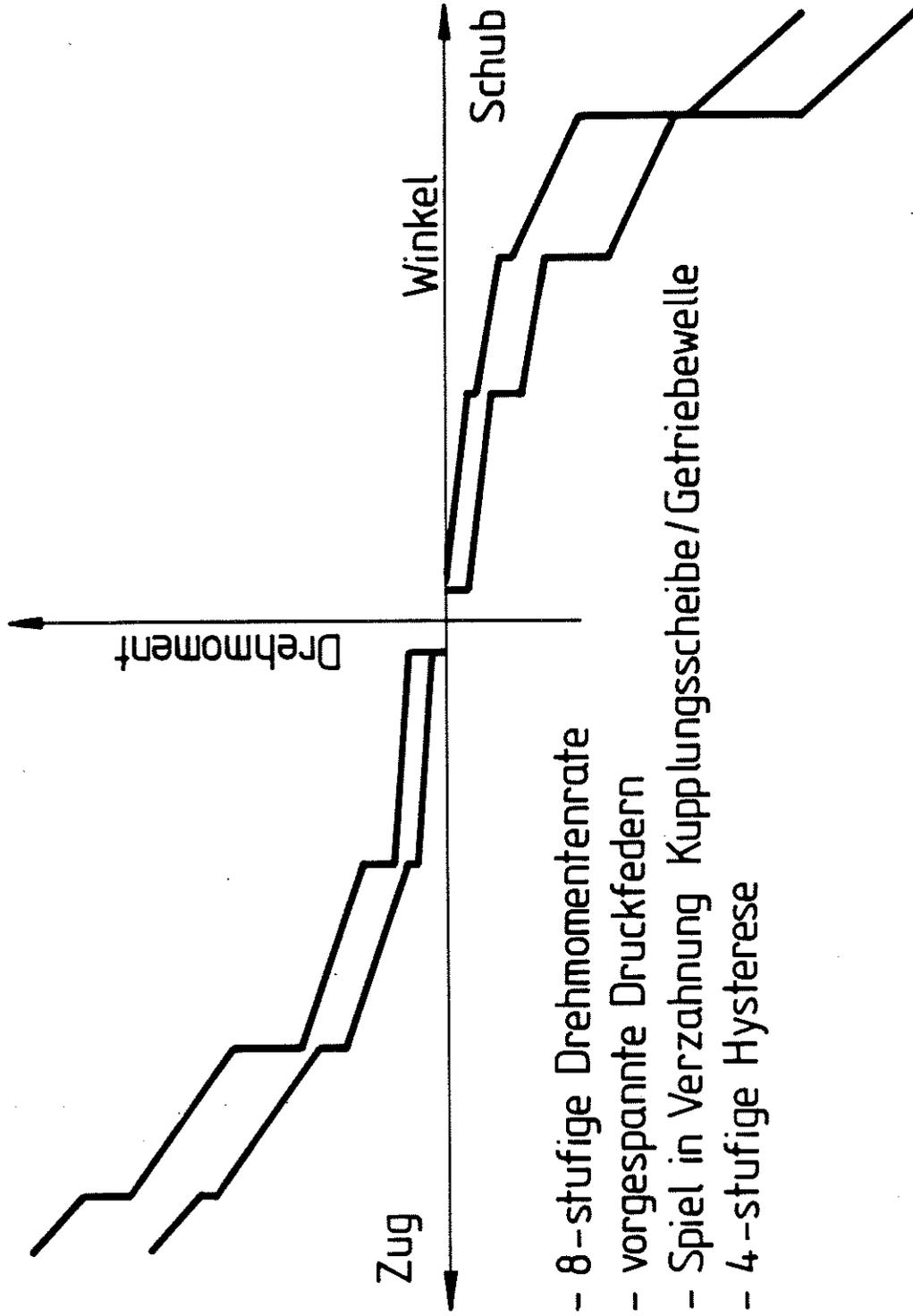
04 0186

Einfluß der Drehzahlswankung auf die Geräuschbewertung









- 8-stufige Drehmomentenrate
- vorgespannte Druckfedern
- Spiel in Verzahnung Kupplungsscheibe / Getriebewelle
- 4-stufige Hysterese

07 01 86

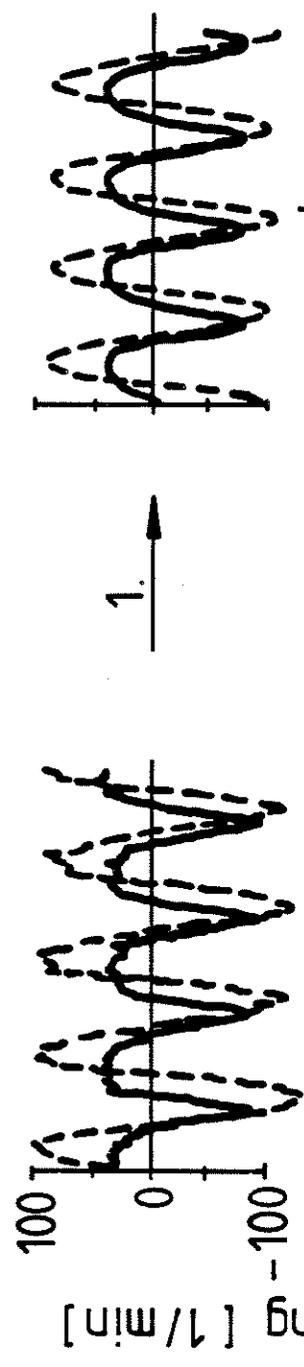
Torsionsdämpferkennlinie

— Motor
 --- Getriebe

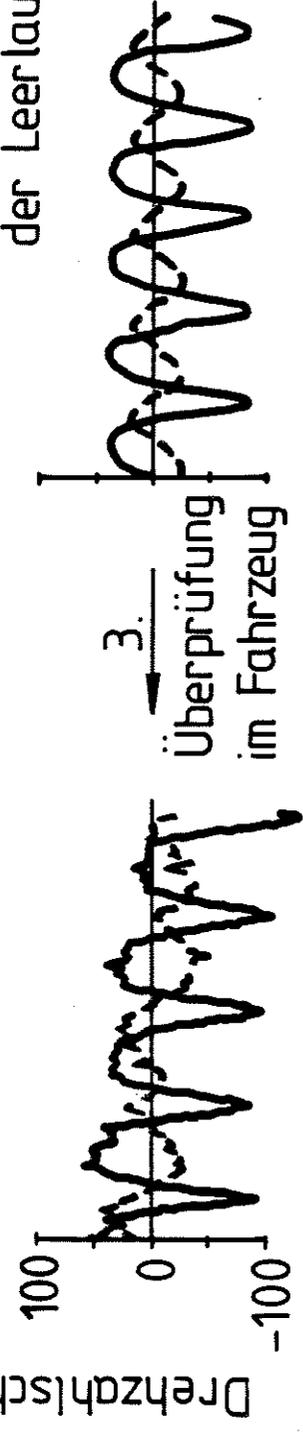
Leerlaufabstimmung

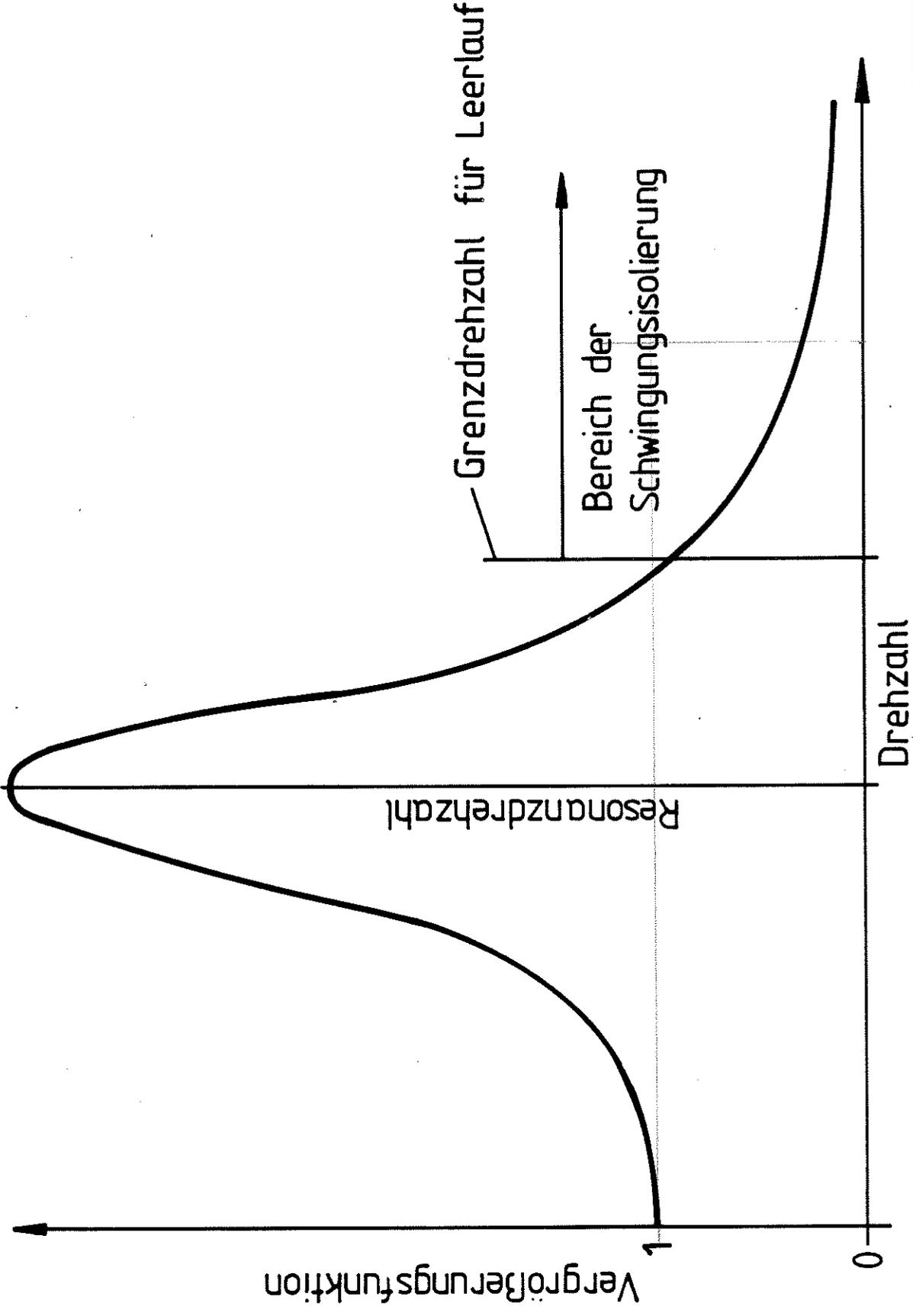
Messung

Berechnung

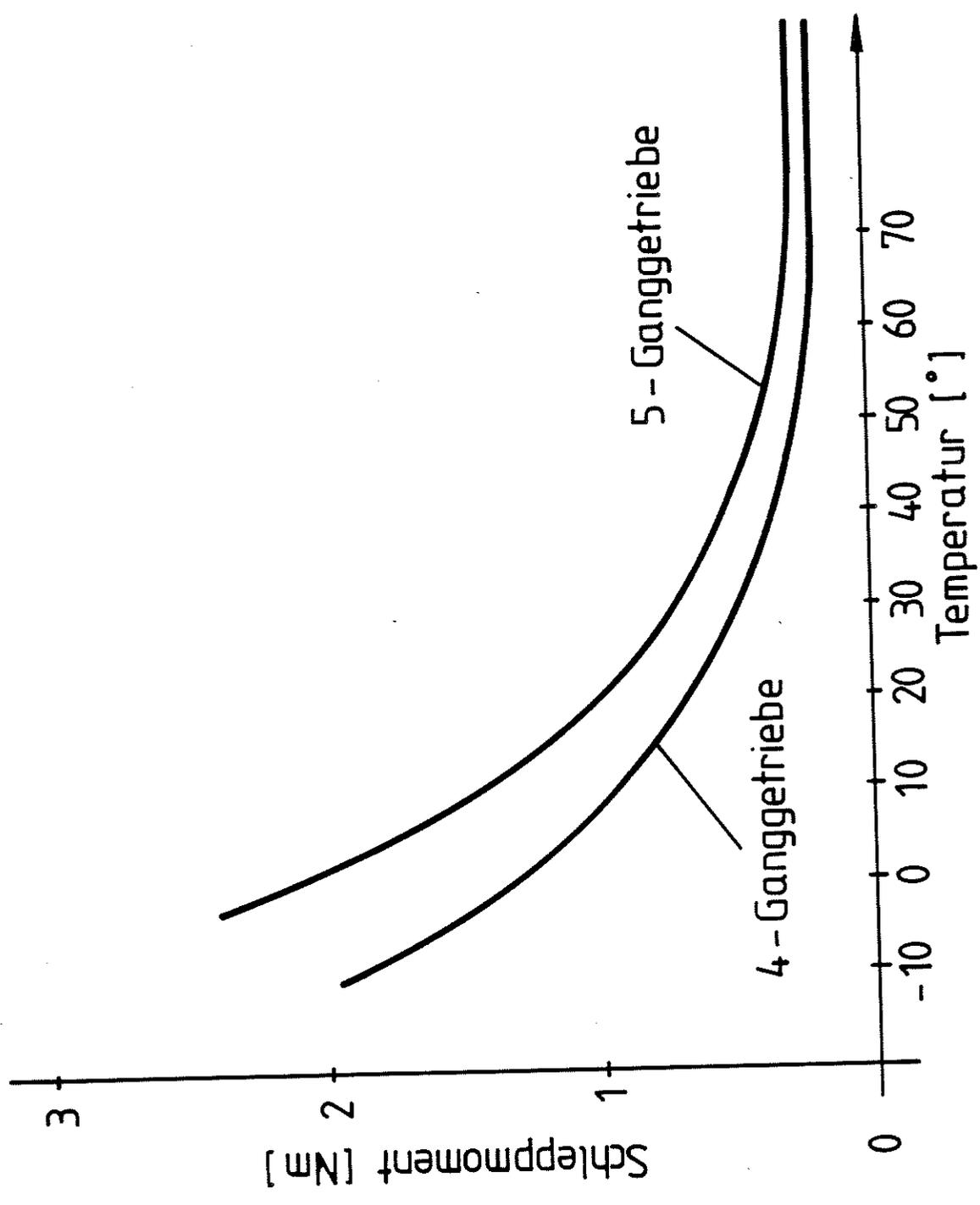


2. rechn. Variation
 der Leerlaufkennlinie

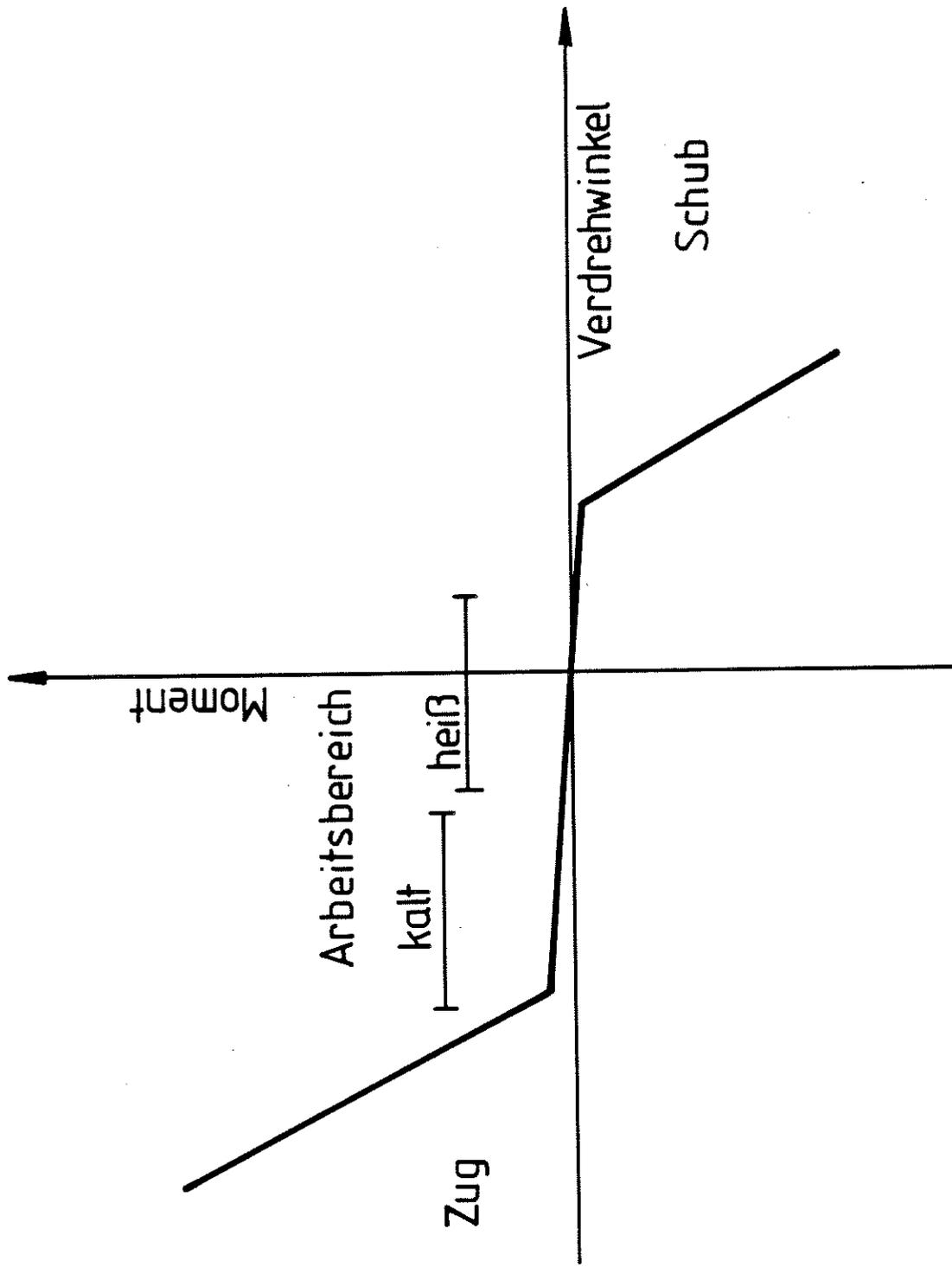




Resonanzkurve



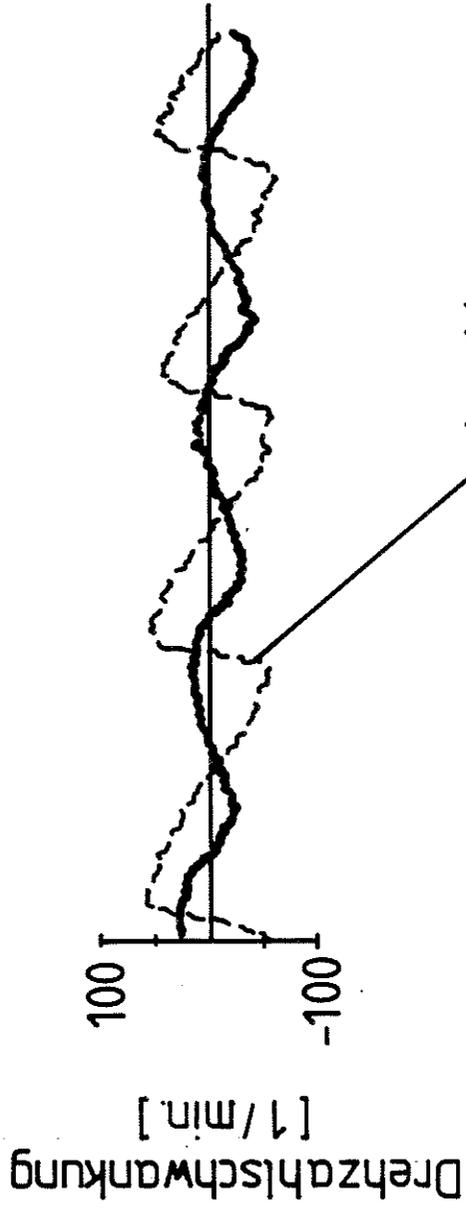
Temperaturabhängigkeit des Schleppmomentes



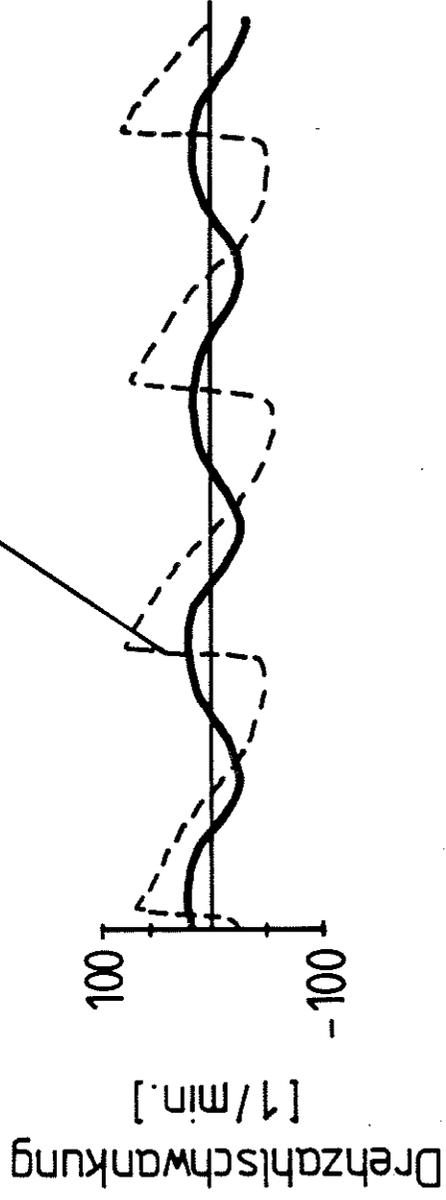
11 01 86

Arbeitsbereich des Torsionsdämpfers bei kaltem und heißem Getriebeöl

— Motor
- - - Getriebe

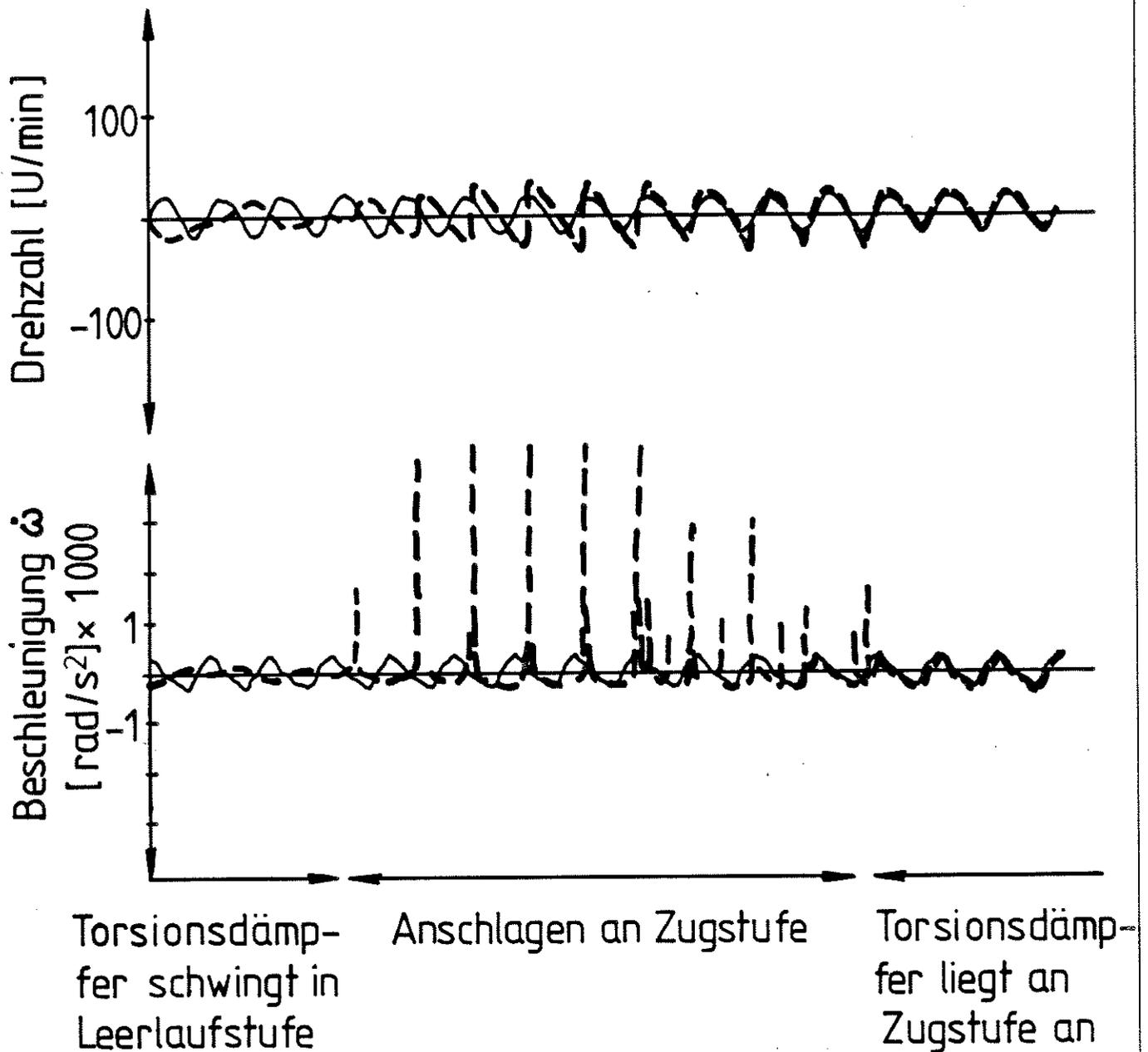


Anschlagen an Hauptstufe



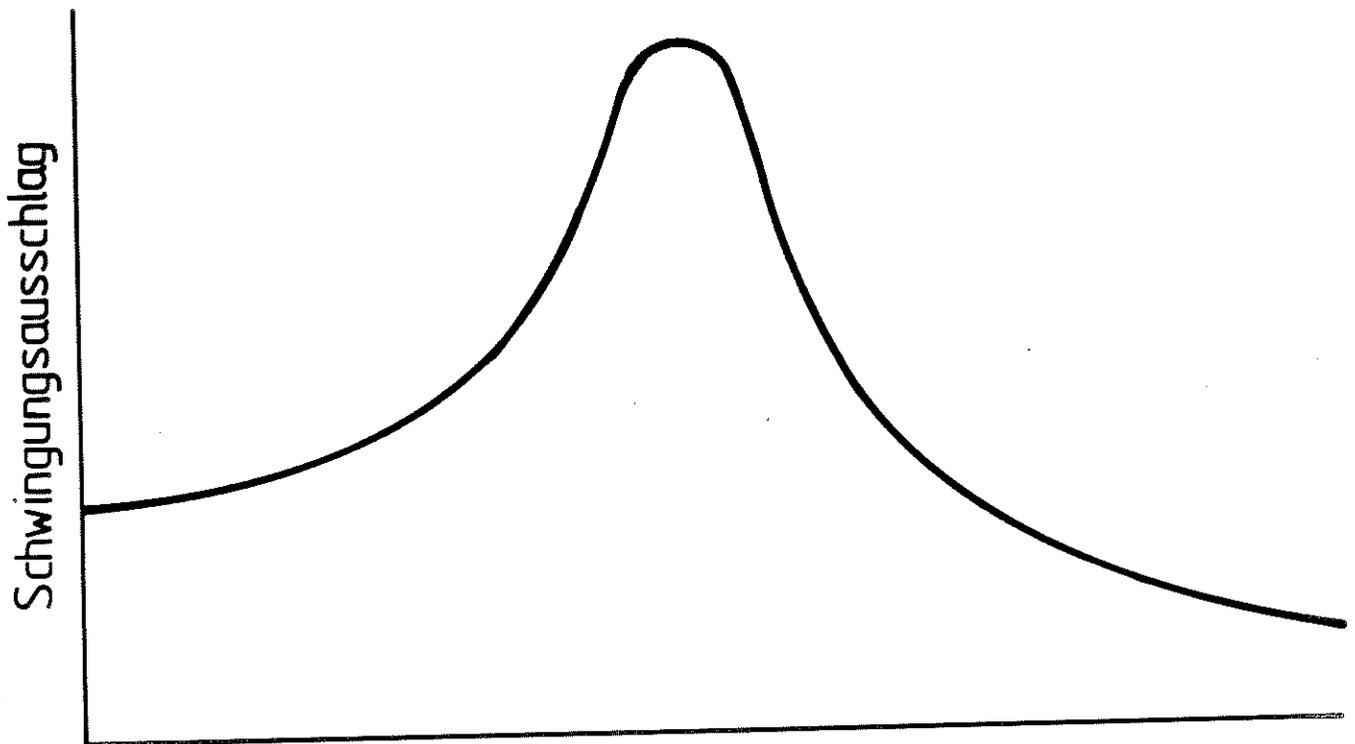
kleines
Schleppmoment
heißes Getriebe

großes
Schleppmoment
kaltes Getriebe

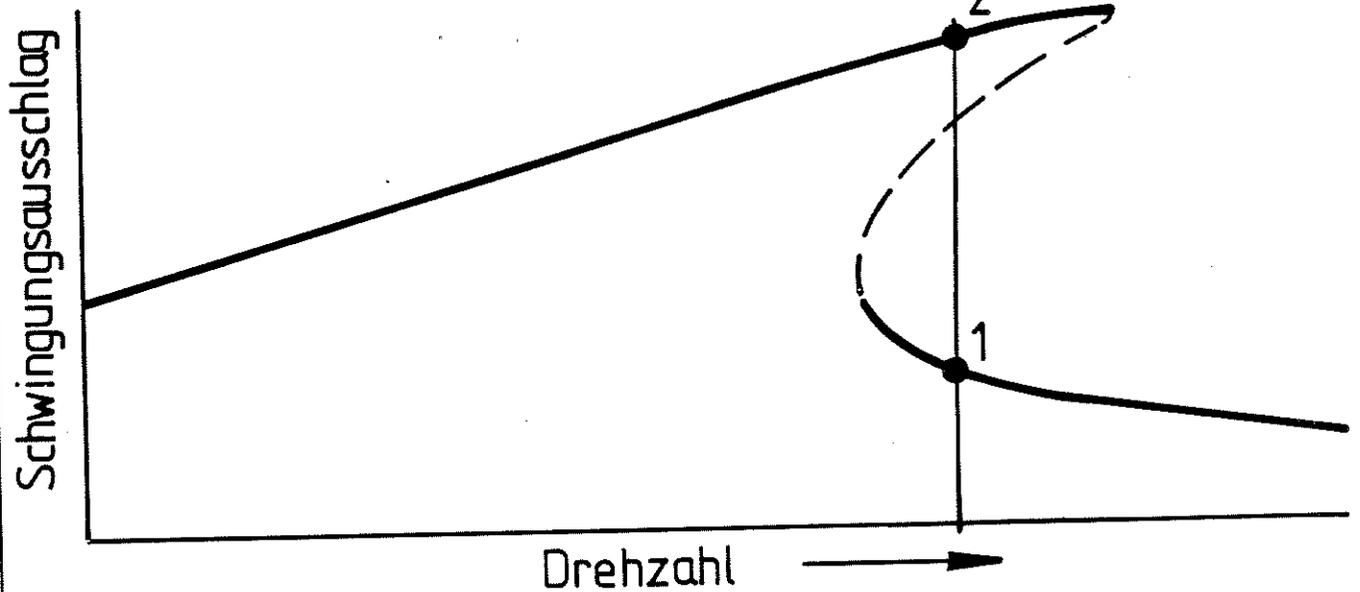


— Motor
- - - Getriebe

mit linearer Kennlinie



mit nicht linearer Kennlinie



14 01 86

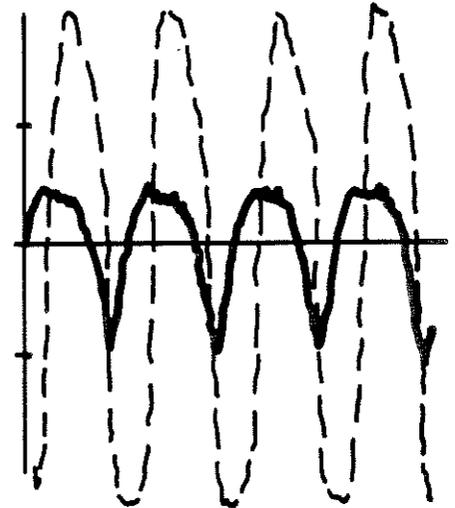
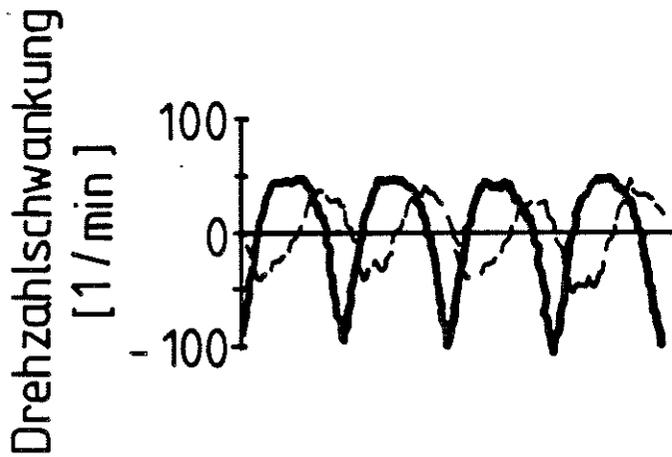
Resonanzkurve der linearen und nicht
linearen Kennlinie

LUK

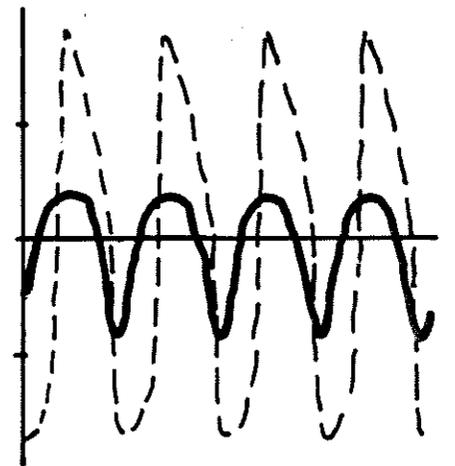
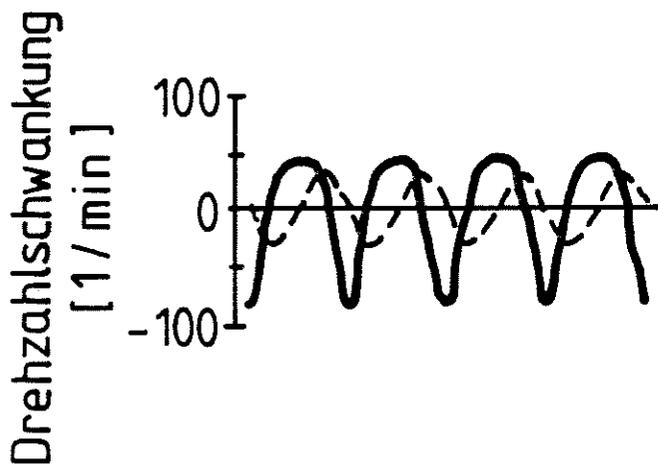
langsames
Einkuppeln
(Punkt 1)

schlagartiges
Einkuppeln
(Punkt 2)

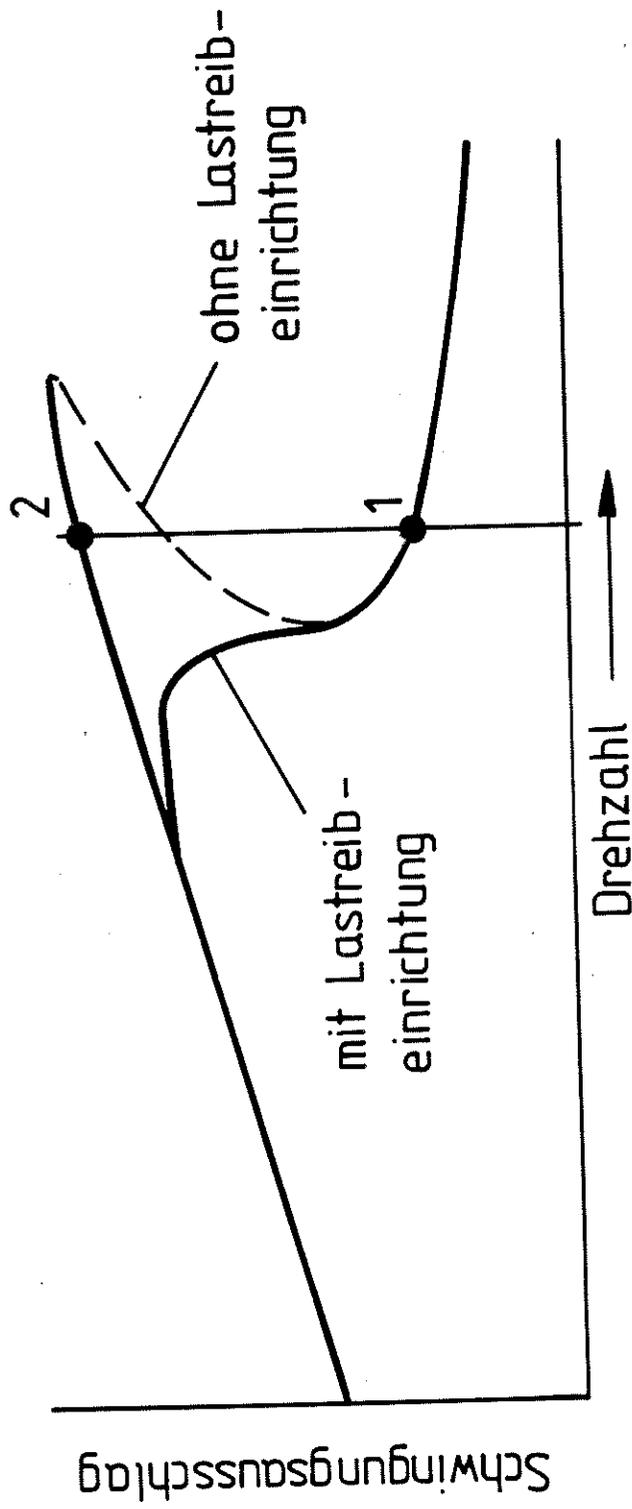
Messung :



Rechnung :

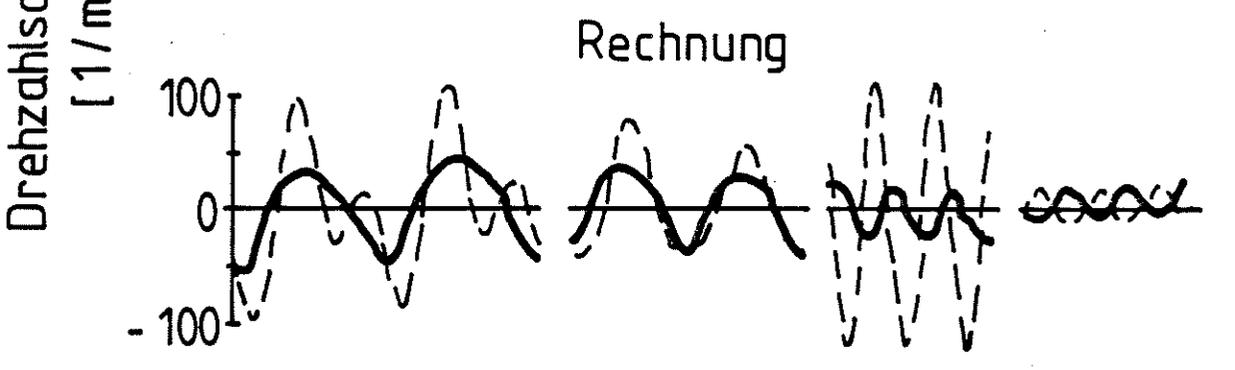
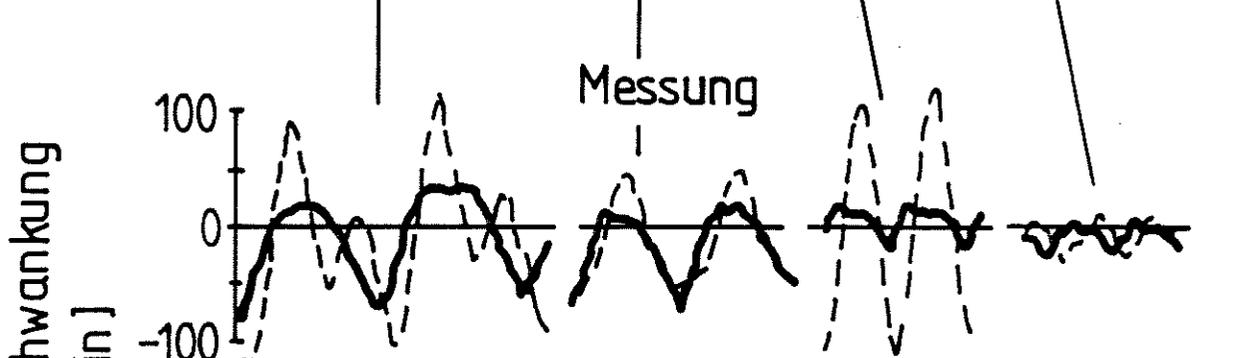
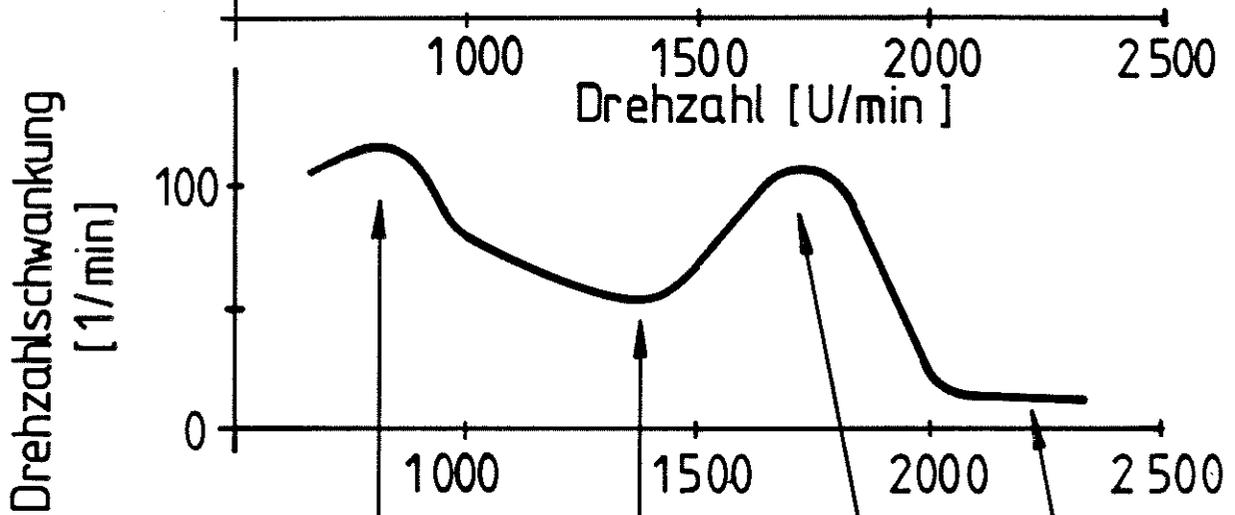
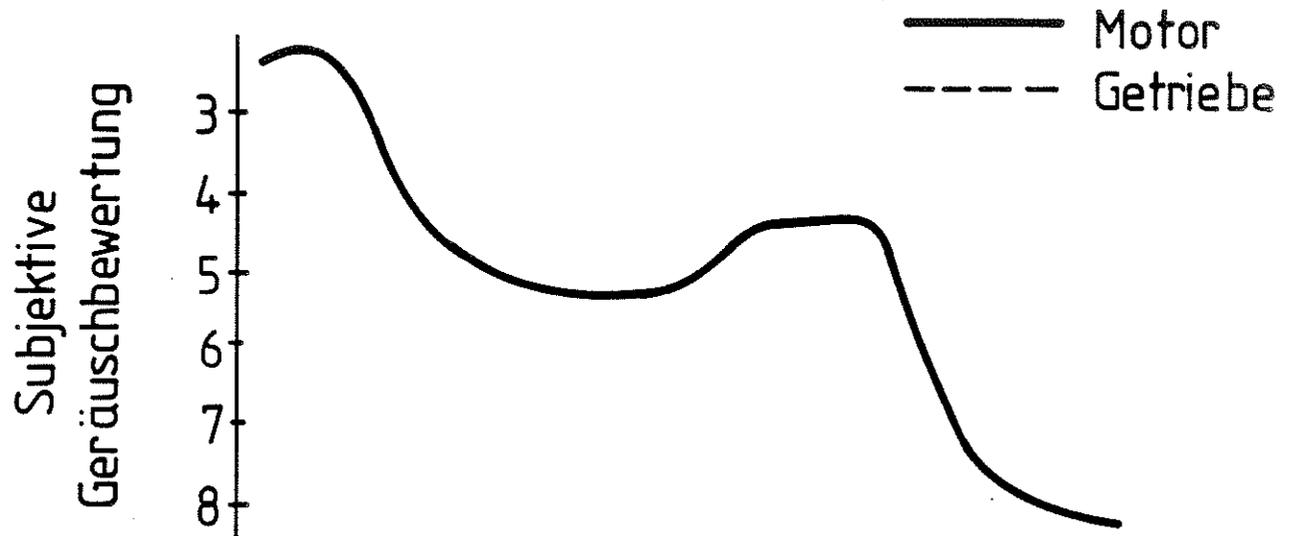


— Motor
- - - Getriebe



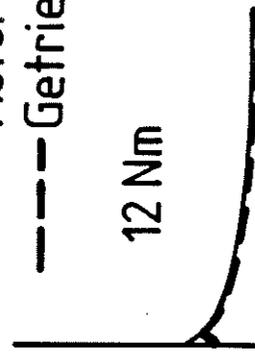
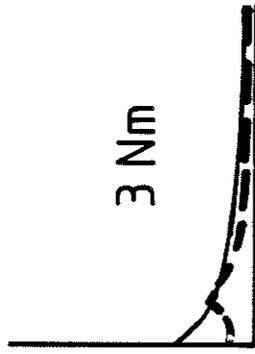
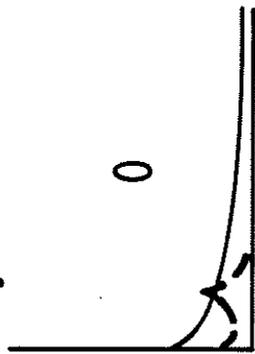
Resonanzkurve mit und ohne Lastreibscheibe

16 01 86



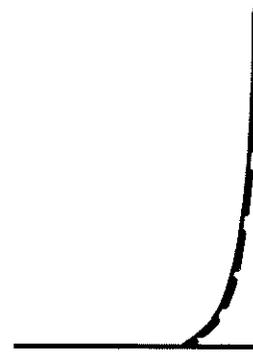
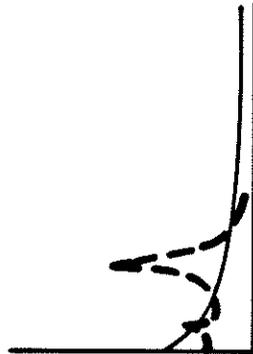
Hysteresis

Drehmomenten -
rate des
Torsionsdämpfers
1 Nm / °

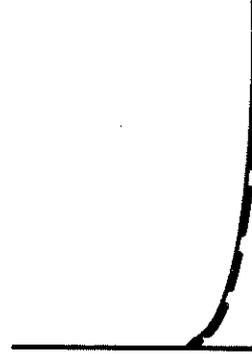
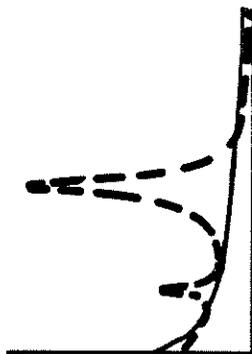


Drehzahlschwankung

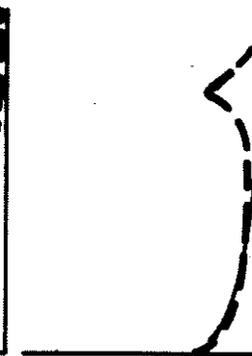
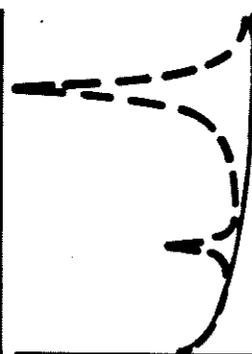
5 Nm / °



20 Nm / °



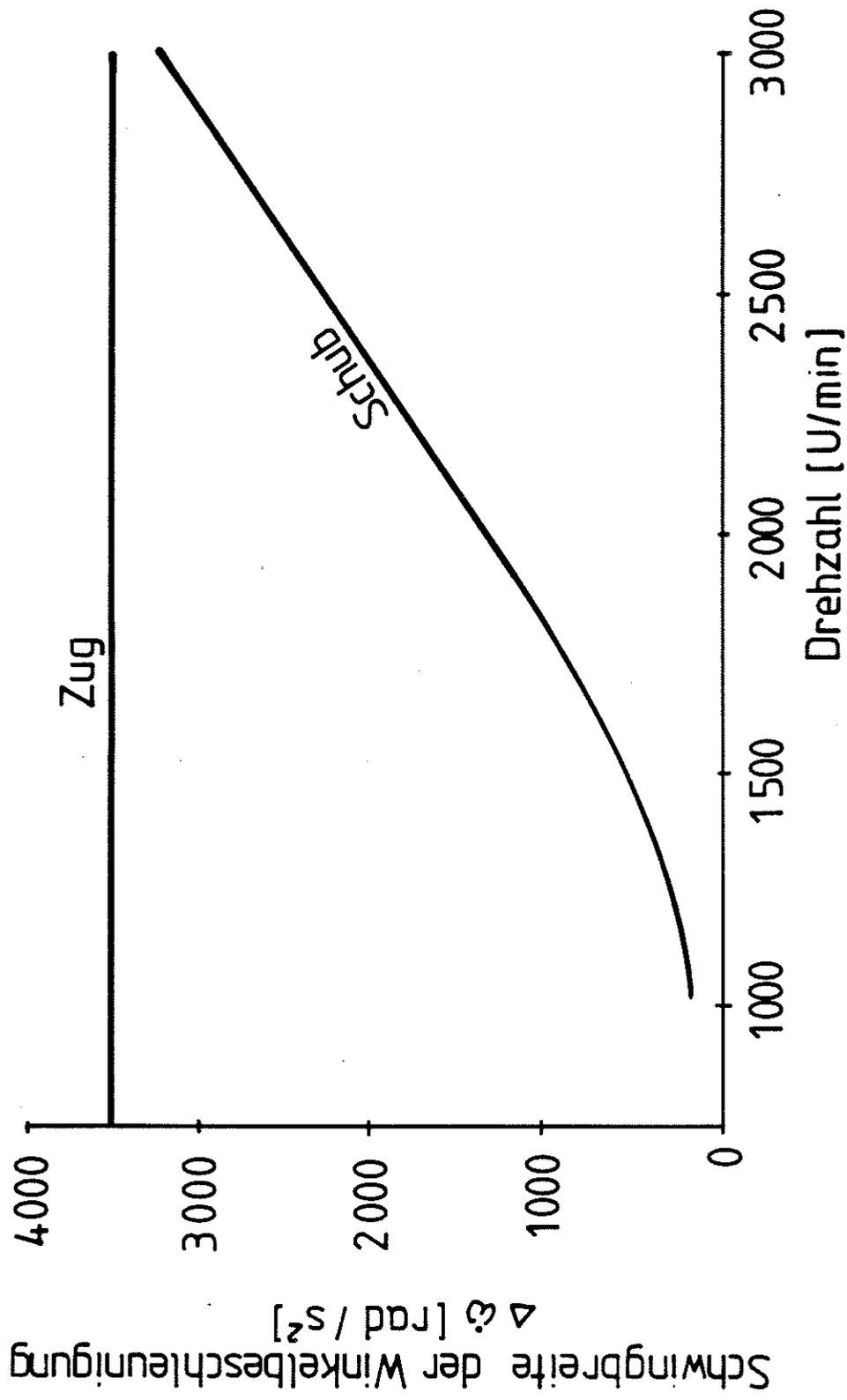
50 Nm / °



18 01 86

Drehzahlschwankung in Abhängigkeit von Drehmomentenrate,
Hysteresis und Drehzahl

LUK





Kupplungen
Clutches
Embrayages
Embragues

DAS ZWEIMASSENSCHWUNGRAD

DR.-ING. L.F. SCHULTE

APRIL 1986

DAS ZWEIMASSENSCHWUNGRAD

INHALTSANGABE

- Einleitung
- Resonanzverschiebung durch Zusatzmasse am Getriebe
- Schematischer Aufbau eines Zweimassenschwungrads
- Grundregeln für die Auslegung eines Zweimassenschwungrads
- Schwingungsisolierung mit Zweimassenschwungrad
- Resonanzdurchgang
- Konstruktion des Zweimassenschwungrads
- Torsionskennlinie des Zweimassenschwungrads
- Zusammenfassung
Vor- und Nachteile des Zweimassenschwungrads

DAS ZWEIMASSENSCHWUNGRAD

EINLEITUNG

Wie im vorausgehenden Beitrag gezeigt, ist es mit richtig abgestimmter Kupplungsscheibe fast immer möglich, das Getrieberasseln im Leerlauf und im Schubetrieb zu beseitigen. Im Leerlauf gelingt es, durch eine sehr flache Kennlinie die Resonanzdrehzahl unterhalb der Leerlaufdrehzahl zu halten. Die schwache Schwingungserregung im Schub kann im allgemeinen weggedämpft werden.

Anders liegen die Dinge bei der starken Erregung im Zug, wo der konventionelle Dämpfer oft nicht genügt, die Schwingungen ausreichend zu dämpfen oder die Resonanzdrehzahl unter die Betriebsdrehzahl zu senken.

Theoretisch würde eine Torsionsdämpfersteifigkeit von weniger als 1 Nm/° die Resonanzdrehzahl aus dem Betriebsdrehzahlbereich des Fahrzeugs schieben. Praktisch ist dies jedoch undurchführbar, weil der Bauraum in der Kupplung für die dazu notwendige Dämpfergröße nicht ausreicht. Außerdem würde das Massenträgheitsmoment dieses Torsionsdämpfers auf der Getriebewelle die Synchronisierung des Getriebes erschweren.

Es muß also ein anderer Weg gesucht werden, um die Resonanzdrehzahl des Getriebes unter die Betriebsdrehzahl des Fahrzeugs abzusenken.

Resonanzverschiebung durch Zusatzmasse am Getriebe

In Bild 1 oben ist ein vereinfachtes Schwingungsmodell dargestellt. Dieses besteht aus:

- J_1 Massenträgheitsmoment des Motors mit Schwungrad und Kupplung
- J_2 Massenträgheitsmoment der rotierenden Teile des Getriebes
- J_3 Massenträgheitsmoment des Fahrzeugs
- C_1 Steifigkeit des Torsionsdämpfers
- C_2 Steifigkeit des restlichen Antriebsstrangs

Die Größe der Kreise entspricht den Massenträgheitsmomenten, wodurch die außerordentlich kleine Masse des Getriebes optisch sofort deutlich wird.

Ohne auf den genauen formelmäßigen Zusammenhang für die Resonanz einzugehen, genügt die Grundsatzbeziehung $\omega = \sqrt{C/J}$ des Einmassenschwingers um zu erkennen, daß die Vergrößerung des Massenträgheitsmoments J die Resonanzfrequenz zusätzlich senkt, wenn die Federrate C nicht mehr verkleinert werden kann.

Wenn es also gelänge, das wirksame, sehr kleine Massenträgheitsmoment des Getriebes J_2 durch eine Zusatzmasse ausreichend zu vergrößern, ohne diese Masse beim Schalten synchronisieren zu müssen, wäre man der Lösung des Problems näher (siehe Bild 1 unten).

Für einen praxisnahen Fall werden in Bild 2 die Auswirkungen der Vergrößerung des Massenträgheitsmoments J_2 des Getriebes gezeigt. Es werden die Drehzahlschwankungen des Motors

(ausgezogene Linie) und des Getriebeeingangs (gestrichelte Linie) über der Drehzahl wiedergegeben.

Man erkennt, daß ein Massenträgheitsmoment von J_2 ca. $0,3 \text{ kg m}^2$ die Resonanz bis zu einer Drehzahl von 500 U/min absenkt, obgleich die Amplitude der Resonanz deutlich steigt. Dies stört im allgemeinen nicht, weil die Resonanz unterhalb der Betriebsdrehzahl liegt. Der Weg erscheint also gangbar.

Bild 3 zeigt nochmals, wie die Resonanzdrehzahl bei verschiedenen Torsionsdämpfersteifigkeiten mit zunehmendem Massenträgheitsmoment fällt. Demnach wäre mit einer Federrate von $C_1 = 15 \text{ Nm/}^\circ$ und $J_2 = 0,1 \text{ kg m}^2$ ein resonanzfreier Betrieb oberhalb etwa 600 U/min möglich. Das Massenträgheitsmoment des Getriebes J_2 muß dazu um etwa das 20- bis 30-fache gegenüber einer konventionellen Lösung erhöht werden.

Schematischer Aufbau eines Zweimassenschwungrads

In Bild 4 ist dem konventionellen Aufbau eines Kupplungssystems mit Zusatzmasse (Bild oben) ein neuartiger Aufbau gegenübergestellt, der die oben gewonnenen Erkenntnisse berücksichtigt und damit zum Zweimassenschwungrad führt.

Das Schwungrad ist geteilt. Auf dem Primärschwungrad der Kurbelwelle ist ein kugelgelagertes Sekundärschwungrad montiert, das über einen Schwingungsdämpfer vom Primärschwungrad entkoppelt ist. Die Kupplung wird auf das Sekundärschwungrad wie üblich montiert. Weil der Schwingungsdämpfer zwischen den Schwungrädern liegt, reicht

zur Kraftübertragung eine starre Kupplungsscheibe aus. Durch diesen Aufbau muß die Zusatzmasse nicht synchronisiert werden.

Mit dem Zweimassenschwungrad (ZMS) ist die theoretische Forderung, nämlich Masse auf die Getriebeeingangswelle zu bringen, ohne die Synchronisation zu verschlechtern, in idealer Weise erfüllt. Die Synchronisation wird wegen des geringeren Massenträgheitsmoments der Kupplungsscheibe sogar erheblich verbessert, weil der Torsionsschwingungsdämpfer aus der Kupplungsscheibe in das geteilte Schwungrad verlagert wurde.

Grundregeln für die Auslegung eines Zweimassenschwungrads

Zunächst wird die naheliegende Forderung gestellt, daß die Summe der Trägheitsmomente beider Schwungmassen gleich dem Trägheitsmoment der ursprünglichen Schwungmasse ist.

Wie unter dieser Bedingung theoretisch die optimale Massenverteilung sein müßte, geht aus Bild 5 hervor. Hier wird die Resonanzdrehzahl in Abhängigkeit von dem Verhältnis des Massenträgheitsmoments J_1 Primärschwungrad + Motor und J_2 Sekundärschwungrad + Kupplung + Kupplungsscheibe + rotierende Teile des Getriebes gezeigt.

Die Gangstufen werden variiert, da sich die Parameter des Schwingungssystems durch die unterschiedlichen Übersetzungen ändern.

Die kleinsten Resonanzdrehzahlen ergeben sich für ein Massenverhältnis zwischen 0,5 und 1, d.h., der Motor mit dem Primärschwungrad sollte möglichst ein kleineres Massenträgheitsmoment haben als das Sekundärschwungrad + Kupplung + Kupplungsscheibe + Getriebe.

Durch die kleinere Masse des Primärschwungrads wird die Ungleichförmigkeit des Motors höher, da sie nur von den direkt mit der Kurbelwelle verbundenen Massen begrenzt wird. Dies ist zwar für das Zweimassenschwungrad fast ohne Bedeutung, könnte jedoch an der Kurbelwelle oder an den Nebenabtriebsaggregaten zu Schäden führen. Deshalb muß gelegentlich von dem optimalen Verhältnis J_1/J_2 nach oben abgewichen werden.

Aus diesem Bild geht auch deutlich hervor, wie stark die 5. Gangstufe die Resonanzdrehzahl erhöht. Dies erklärt auch, warum die Rasselprobleme mit allgemeiner Einführung der 5-Gang-Getriebe so stark zunahmen.

Aus Bild 6 lassen sich für eine Resonanzdrehzahl von 500 U/min und ein Massenverhältnis $J_1/J_2 = 1$ die erforderlichen Gesamtmassenträgheitsmomente und Drehmomentraten des Torsionsdämpfers ablesen.

Bei gleichen Drehmomentraten benötigt der 4-Zyl. Motor das größte und der 8-Zyl. Motor das kleinste Massenträgheitsmoment. Der 8- und auch noch der 6-Zyl. Motor sind relativ gut zu beherrschen. Der 4-Zyl. Motor hingegen erfordert sehr geringe Federraten und/oder große Massen, um eine ebenso günstige Schwingungsisolierung wie ein 6-Zyl. Motor aufzuweisen. Damit sind bei einem 4-Zyl. Motor größere konstruktive Probleme zu erwarten. Im Gegensatz dazu kann das

Massenträgheitsmoment eines Zweimassenschwungrads für einen 8-Zyl. Motor geringer als bei einer konventionellen Lösung sein.

Schwingungsisolaton mit Zweimassenschwungrad

Bild 7 zeigt für einen 6-Zyl. Motor Schwingungsmessungen im Zug mit Vollast bei 800 U/min. Verglichen wurde ein gut abgestimmter konventioneller Torsionsdämpfer (oberes Teilbild) mit einem Zweimassenschwungrad (unteres Teilbild). Während mit dem konventionellen Torsionsdämpfer die Torsionsschwingungen von Kurbelwelle (durchgezogene Linie) und Getriebeeingang (gestrichelte Linie) fast identisch sind, zeigt das Zweimassenschwungrad eine ausgezeichnete Schwingungsisolaton, weil die Resonanzdrehzahl deutlich unter der Betriebsdrehzahl liegt.

Die Motorungleichförmigkeit mit Zweimassenschwungrad ist größer, weil das Massenträgheitsmoment der primären Schwungmasse, wie schon früher erläutert, kleiner ist als das des konventionellen Schwungrads einschl. Kupplung.

Beim Zweimassenschwungrad wird die Ungleichförmigkeit des Motors nur von der primären Schwungmasse beeinflusst. Die sekundäre Schwungmasse wirkt wegen der guten Schwingungsisolaton nicht stabilisierend auf die Drehzahlschwankungen des Motors. Die für den Motor und seine Nebenabtriebe maximal zulässige Ungleichförmigkeit bestimmt die Größe der primären Schwungmasse.

Mit konventionellen Torsionsdämpfern wurde häufig das Massenträgheitsmoment des Schwungrads weit über den für den

Motor erforderlichen Mindestwert erhöht, um über die Reduzierung der Ungleichförmigkeit des Motors die Getriebe-geräusche in einigermaßen akzeptablen Grenzen zu halten. Dies ist beim Zweimassenschwungrad nicht erforderlich, so daß mit der vorher gemachten Einschränkung die Primär-schwungmasse kleiner gewählt werden kann als die Schwung-masse eines konventionellen Schwungrads.

Für ein weiteres Fahrzeug zeigt Bild 8 den Vergleich von Rechnung und Messung eines Zweimassenschwungrads im Leerlauf. Oben ist die Schwingungsberechnung, unten die Schwingungsmessung dargestellt. In beiden Bildern ist der Motor durch die durchgezogene und die Getriebeeingangswelle durch die gestrichelte Linie wiedergegeben. Messung und Rechnung stimmen gut überein und zeigen erneut die hervor-ragende Schwingungsisolationsfähigkeit eines Zweimassenschwungrads; die auch im Leerlauf vorherrscht.

Resonanzdurchgang

Obwohl beim Zweimassenschwungrad (Bild 9) die Resonanz-drehzahl durch entsprechende Wahl der Massenträgheitsmomente und der Federrate des Torsionsdämpfers unter der normalen Betriebsdrehzahl liegt, wird beim An- und Abstellen des Motors die Resonanz durchlaufen. Auch bei extrem unter-tourigem Fahren kann sie erreicht werden.

Die Resonanzüberhöhung und die damit verbundenen Momenten-spitzen sind umso höher, je größer die Massenträgheits-momente der schwingenden Masse sind. Beim Zweimassen-schwungrad wird sich also eine Resonanz beim An- und Abstellen des Motors wesentlich stärker ausbilden als bei

einem konventionellen Torsionsdämpfer. Es sind deshalb Vorkehrungen zu treffen, damit sich diese Resonanz nicht schädlich auswirkt.

Dazu wird, wie Sie aus Bild 10 sehen, dem eigentlichen Torsionsdämpfer - im folgenden wegen der konstruktiven Anordnung Innendämpfer genannt - eine weitere Dämpfungseinrichtung in Reihe geschaltet, die bei großen Momentenspitzen viel Schwingungsenergie durch Reibung vernichten kann. Diese Dämpfungseinrichtung kann entweder ein zusätzlicher Torsionsdämpfer mit hoher Reibungsdämpfung, im folgenden als Außendämpfer bezeichnet, oder eine fliehkraftabhängige Rutschkupplung sein.

Der Motor mit dem Primärschwungrad gibt die Schwingungsanregung an den äußeren Torsionsdämpfer bzw. an die fliehkraftabhängige Rutschkupplung weiter. Diese bleiben aufgrund ihrer hohen Hysterese bei normaler Beanspruchung starr, d.h. die Schwingungen erreichen den inneren Dämpfer unverändert. Nur bei besonders hohen Momentenspitzen, z.B. beim Resonanzdurchgang, wird auch der äußere Torsionsdämpfer bzw. die fliehkraftabhängige Rutschkupplung wirksam.

Beim Außendämpfer liegt die optimale Reibung etwa zwischen 100 Nm und 300 Nm. Bei der fliehkraftabhängigen Rutschkupplung muß das Reibmoment selbstverständlich stets sicher über dem Motormoment liegen.

Bild 11 zeigt den Verlauf des Rutschmoments über der Drehzahl. Mit eingezeichnet ist der Verlauf des Motordrehmoments. Man erkennt, daß durch die Fliehkraftabhängigkeit einerseits für hohe Drehzahlen, bei denen das maximale Motormoment auftritt, gute Übertragungssicherheit gewähr-

leistet ist. Andererseits erfolgt bei sehr niedrigen Drehzahlen bereits bei verhältnismäßig kleinen Momentenspitzen kurzzeitiges Rutschen und damit ideale Resonanzunterdrückung.

Eine Rutschkupplung mit einem über der Drehzahl konstanten Rutschmoment, welches stets über dem maximalen Motormoment liegen muß, wäre gegen Resonanz wesentlich weniger wirksam. Dieser Nachteil ist umso gravierender, als Reibmomente im praktischen Betrieb stark streuen und deshalb das Rutschmoment aus Sicherheitsgründen weit über dem Motormoment liegen muß.

Bild 12 oben zeigt Messungen des Schwingungsverhaltens eines Zweimassenschwungrads ohne Außendämpfer bei einer Drehzahl von 400 U/min, d.h. knapp über der Abwürgedrehzahl des Motors. Die primär- und vor allem die sekundärseitige Schwungmasse führen sehr große Schwingungsamplituden aus, die aus verschiedenen Gründen nicht akzeptiert werden können.

Durch einen gut abgestimmten Außendämpfer lassen sich die übergroßen Ausschläge auf ein erträgliches Maß reduzieren (Bild 12 unten). Die Schwingungsamplituden von Motor und insbesondere diejenigen des Getriebes wurden beträchtlich verkleinert.

In Bild 13 ist die Messung eines Anlaßvorgangs gezeigt. Dabei tritt ohne Außendämpfer (oberes Teilbild) Resonanz, verbunden mit großen Amplituden und starken Geräuschen, auf. Mit Außendämpfer (unteres Teilbild) ist die Resonanz weitgehend unterdrückt, und das Geräuschniveau entspricht dem eines Anlaßvorgangs mit konventionellem Schwungrad.

Bild 14 zeigt oben einen Abstellvorgang mit kurzem Rasselintervall. Der Abstellvorgang des Motors ist ein etwas schwieriger zu lösendes Problem, weil im Gegensatz zum Anlassen praktisch keine Nebengeräusche auftreten. Bereits bei Schwingungsamplituden, deren Momentenspitzen kleiner sind als die Ansprechschwelle eines Außendämpfers oder einer fliehkraftabhängigen Rutschkupplung, kann im Getriebe ein kurzes Rasselgeräusch auftreten.

Um die verhältnismäßig kleinen Schwingungsamplituden noch weiter zu reduzieren, kann eine zusätzliche drehzahlabhängige Reibeinrichtung parallel zum inneren Torsionsdämpfer geschaltet werden. Diese zusätzliche Reibung darf beim Abstellen erst unterhalb der Leerlaufdrehzahl wirksam werden. Das untere Teilbild zeigt den damit gemessenen Schwingungsverlauf, der deutlich reduzierte Schwingungsamplituden aufweist und damit Getrieberasseln beim Motorabstellen weitgehend vermeidet.

Konstruktion des Zweimassenschwungrads

Im folgenden werden die konstruktiven Maßnahmen erläutert, mit denen die theoretische Zielsetzung verwirklicht wird.

Dargestellt ist zunächst die prinzipielle Konstruktion eines Zweimassenschwungrads (Bild 15).

Die wichtigsten Baugruppen dieses Schwungrads sind:

- eine erste Schwungmasse (Primärschwungrad), die direkt mit der Kurbelwelle verschraubt ist. Diese Schwungmasse trägt auch den Starterzahnkranz.

- eine Zusatzmasse (Sekundärschwungrad), die über ein Kugellager direkt auf dem Primärschwungrad gelagert ist. Die konventionelle Kupplung ist mit dem Sekundärschwungrad verschraubt.
- ein Torsionsdämpfersystem, das Primär- und Sekundärschwungrad drehelastisch miteinander verbindet.

Das Motormoment wird, wie Bild 16 zeigt, von der Kurbelwelle auf das Primärschwungrad und von dort über Abstandsbolzen auf die Seitenbleche des äußeren Dämpfers übertragen.

Über Reibeinrichtung und Druckfedern des äußeren Torsionsdämpfers wird das Moment an den Flansch weitergegeben, der zwischen den Seitenblechen angeordnet ist. Von diesem geht das Moment über Druckfedern und Reibeinrichtung des inneren Dämpfers an die inneren Seitenbleche und von dort über Abstandsbolzen zum Sekundärschwungrad. Von der sekundären Schwungmasse wird das Moment in bekannter Weise auf Kupplung, Kupplungsscheibe und Getriebeeingangswelle übertragen.

Der Aufbau eines von LuK serienmäßig produzierten Zweimassenschwungrads ist in Bild 17 dargestellt.

Für die Verbindung des Primärschwungrads mit der Kurbelwelle wurde das bestehende Verschraubungsbild beibehalten. Das Primärschwungrad ist wegen der durch den engen Einbauraum erforderlichen schlanken Querschnitte aus GGG50 gefertigt. Eine speziell entwickelte Lagereinheit ermöglicht die direkte Lagerung des Sekundärschwungrads auf dem Primär-

schwungrad. Das Lager arbeitet trotz des ungünstigen Belastungsfalls ('nicht umlaufende Bewegung') problemlos. Auch die von der Reibarbeit der Kupplung verursachte hohe Umgebungstemperatur wird von der Lagereinheit bei richtiger Ausführung verkraftet.

Wichtig für die einwandfreie Funktion des Lagers sind:

- ausreichende Kühlung und/oder thermische Isolation
- ein temperaturstabiles Lagerfett sowie
- exakt abgestimmte Toleranzpaarungen

Die elastische Verbindung der Primärschwungmasse mit der Sekundärschwungmasse erfolgt hier über zwei hintereinandergeschaltete Torsionsdämpfer.

Beide Torsionsdämpfer sind ähnlich wie die Dämpfer konventioneller Kupplungsscheiben aufgebaut.

Die Druckfedern werden durch Fenster in Seitenblechen und Flansch geführt.

Da der Dämpfer ständig in Funktion ist, d.h. kleine Relativbewegungen ausführt, muß diese Führung besonders sorgfältig konstruiert werden, um frühzeitigen Verschleiß an Druckfedern und Blechteilen zu vermeiden.

Die einsatzgehärteten Seitenbleche des äußeren Dämpfers sind über Abstandsbolzen mit dem Primärschwungrad verbunden. Der Verdrehwinkel des Flanschs gegenüber den Seitenblechen wird durch den Anschlag von Abstandsbolzen in den Flanschfenstern begrenzt.

Für die Reibungsdämpfung des äußeren Torsionsdämpfers werden auf den Flansch Reibsegmente aufgeklebt. Mittels einer Ringtellerfeder wird der Flansch zwischen den äußeren Seitenblechen verspannt.

Die ebenfalls einseitig gehärteten Seitenbleche des inneren Dämpfers sind über Abstandsbolzen mit dem Sekundärschwungrad verbunden.

Die gehärteten Seitenbleche und der vergütete Flansch müssen plan ausgeführt sein, um die Druckfedern einwandfrei zu führen und um Fremdreibung in dem engen Einbauraum zu vermeiden.

Zur Erzeugung der niedrigen Grundreibung werden Kappen aus einem besonders temperaturbeständigen Kunststoff durch Spezialtellerfedern gegen die Stirnflächen des Lagerinnenringes gepreßt.

Eine zusätzliche Reibscheibe wird in Abhängigkeit vom übertragenen Drehmoment zugeschaltet. Diese sogenannte Lastreibscheibe soll große Schwingungsamplituden dämpfen. Die Lastreibscheibe wird nach Überbrückung eines vorgegebenen Freiwinkels vom Schließkopf des sekundärseitigen Abstandsbolzens gesteuert. Damit keine Anschlaggeräusche entstehen, ist die Lastreibscheibe aus Kunststoff gefertigt.

Das Sekundärschwungrad ist ebenfalls aus Sphäroguß hergestellt, um der aus Bauraumgründen erforderlichen schlanken Bauweise zu genügen. Dieses trägt eine konventionelle, besonders flach konstruierte Kupplung.

Die zugehörige Kupplungsscheibe besitzt keinen Torsionsdämpfer.

Zur Vernichtung von Energie beim Resonanzdurchgang kann, wie bereits erläutert, anstelle des äußeren Torsionsdämpfers auch eine fliehkraftabhängig wirkende Rutschkupplung eingesetzt werden.

Bild 18 zeigt das Prinzip eines solchen Zweimassenschwungrads. Das Motormoment wird vom Primärschwungrad über die fliehkraftabhängige Rutschkupplung auf den Flansch übertragen. Dieser leitet das Moment in den Innendämpfer weiter, der genau wie beim Reihendämpfer die eigentliche Schwingungsisololation übernimmt. Das Rutschmoment dieser Kupplung wird durch eine Tellerfeder erzeugt, deren Zungen fliehkraftabhängig eine quadratisch zur Drehzahl steigende Anpreßkafterhöhung bewirken. Damit kann man trotz der großen Reibwertstreuung das Rutschmoment im interessierenden Bereich dichter an das Motormoment heranführen.

Torsionskennlinien des Zweimassenschwungrads

Die Gesamtkennlinie des vorgestellten Zweimassenschwungrads ist wegen der zwei hintereinandergeschalteten Dämpfer relativ kompliziert.

Es werden daher zunächst die Einzelkennlinien diskutiert. In Bild 19 ist eine typische Kennlinie für einen Innendämpfer mit Leerlauf- und Hauptstufe, jedoch ohne Lastreibung gezeigt.

Da die Schwingungsisololation eines Dämpfers umso besser ist, je weiter die Resonanzdrehzahl unter der Betriebsdrehzahl liegt, wird häufig durch eine möglichst flache Leerlaufstufe die Resonanzdrehzahl weit unter die Leerlaufdrehzahl abgesenkt.

Notwendig sind hierfür Drehmomentsteigungen von ca. 1 Nm/° bis ca. 6 Nm/°. Eine konventionelle Kupplungsscheibe hat in der Regel eine Drehmomentrate von etwa 0,2 Nm/°.

Damit können beim Zweimassenschwungrad etwa zehnmal so hohe Drehmomentraten und somit entsprechend kürzere Verdrehwinkel verwirklicht werden wie bei Leerlaufdämpfern von Kupplungs-scheiben.

Das Lastwechselverhalten kann daher beim Einsatz des Zweimassenschwungrads besser sein als mit Vordämpfer-kupplungsscheibe. Die Grundreibung des inneren Torsions-dämpfers ist, wie bereits beschrieben, relativ niedrig. Sie ist über den gesamten Verdrehwinkel des inneren Dämpfers konstant.

Die Kennlinie des äußeren Torsionsdämpfers ist in Bild 20 dargestellt. Die hohe Reibung bewirkt, daß der Dämpfer nur bei großen Momentenamplituden betätigt wird, wie sie z.B. beim Anlassen eines Motors auftreten.

Um möglichst viel Energie zu vernichten, greifen die Druckfedern erst nach großem Verdrehwinkel zwischen Flansch und Seitenblechen ein. Die Federsteigung ist so abgestimmt, daß beim Resonanzdurchgang hohe Drehmomentspitzen vermieden werden.

Die überlagerte Gesamtkennlinie des Zweimassenschwungrads ist in Bild 21 gezeigt. Zur besseren Unterscheidung wurden unterschiedliche Stricharten für die Teilkennlinien gewählt.

Bei kleinen Drehmomentschwankungen arbeitet nur der Innen-dämpfer entsprechend der strichpunktiierten Kennlinie. Bei plötzlichen, starken Drehmomentveränderungen bzw. beim Durchfahren der Resonanz bei Start und Stopp des Motors wirkt dann der äußere Dämpfer (gestrichelte Linie). Die Kapazität beider Dämpfer liegt oberhalb des Motormoments.

Die durchgezogene Linie stellt die Gesamtkennlinie dar, die nur bei extremen Momentenspitzen, z.B. beim Anlassen des Motors, ganz durchfahren wird.

ZUSAMMENFASSUNG

Vor- und Nachteile des Zweimassenschwungrads

Ausgehend vom konventionellen Aufbau eines Kupplungs-scheibendämpfers wurde erläutert, wie durch das Zweimassenschwungrad wesentliche Verbesserungen im Geräuschverhalten des Getriebes möglich sind.

Es wurden die theoretischen Einflußgrößen diskutiert und Optimierungsüberlegungen angestellt, die bei der Auslegung des Zweimassenschwungrads zu beachten sind.

Anhand von ausgeführten Konstruktionen wurden Auslegungsgesichtspunkte sowie die Wirkungsweise des Zweimassenschwungrads vorgestellt. Insbesondere wurde auf das Resonanzproblem beim An- und Abstellen des Motors hingewiesen. Es wurden Lösungsmöglichkeiten für diese besondere Problematik aufgezeigt.

Aufgrund mehrjähriger Erfahrung kann - trotz notwendiger Optimierung in der konstruktiven Ausführung - die Überzeugung vertreten werden, daß durch die Einführung des Zweimassenschwungrads heute noch bestehende Getrieberasselprobleme behoben werden können.

Diese Verbesserungen sind z.B. im Gegensatz zur Flüssigkeitskupplung ohne wesentliche Wirkungsgradverluste möglich. Es zeichnet sich vielmehr ab, daß der Benzinverbrauch reduziert wird, da nun bei niedrigeren Drehzahlen komfortabler gefahren werden kann.

Unsere Erfahrungen zeigen außerdem, daß auch andere Geräuschprobleme beseitigt werden können, so z.B. im Karosseriebereich das Dröhnen bei niederen Drehzahlen, das durch Torsionsschwingungen angeregt wird.

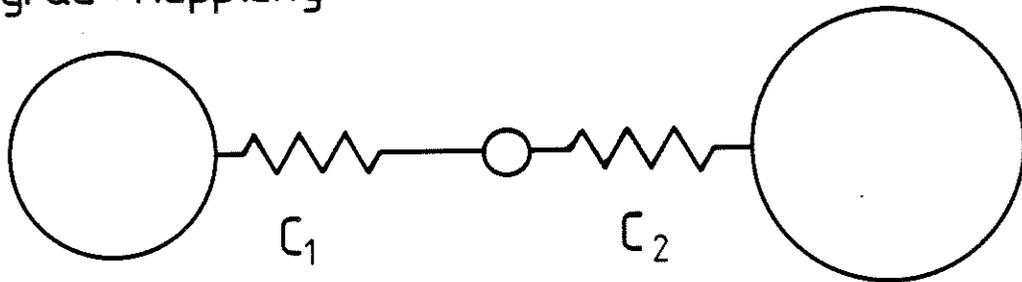
Diese Vorzüge müssen z.Zt. noch durch relativ hohe Kosten und zusätzlichen Raumbedarf erkaufte werden.

Erste Erkenntnisse lassen außerdem erwarten, daß mit der Einführung des Zweimassenschwungrads auch die Getriebe entfeinert, Schaltschwierigkeiten vermieden und die Getriebelebensdauer erhöht werden können.

J_1
Motor +
Schwungrad + Kupplung

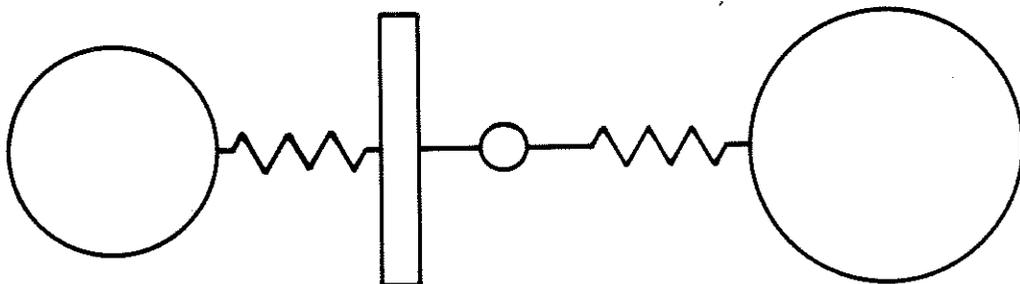
J_2
Getriebe

J_3
Fahrzeug



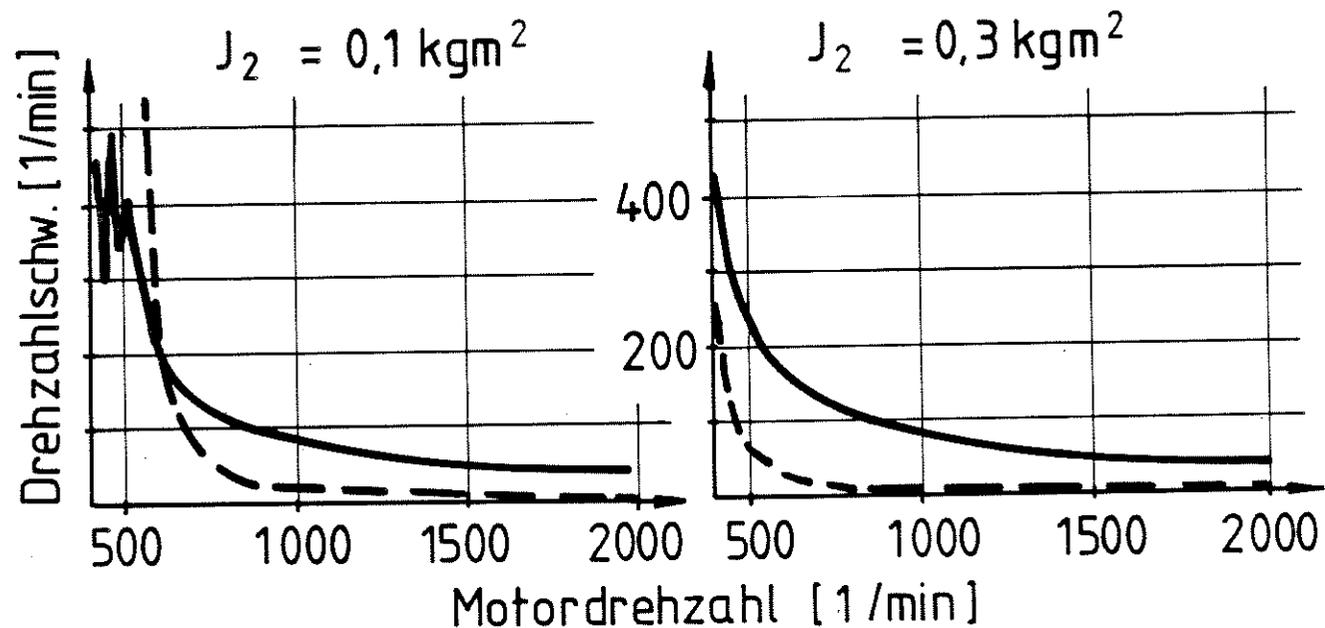
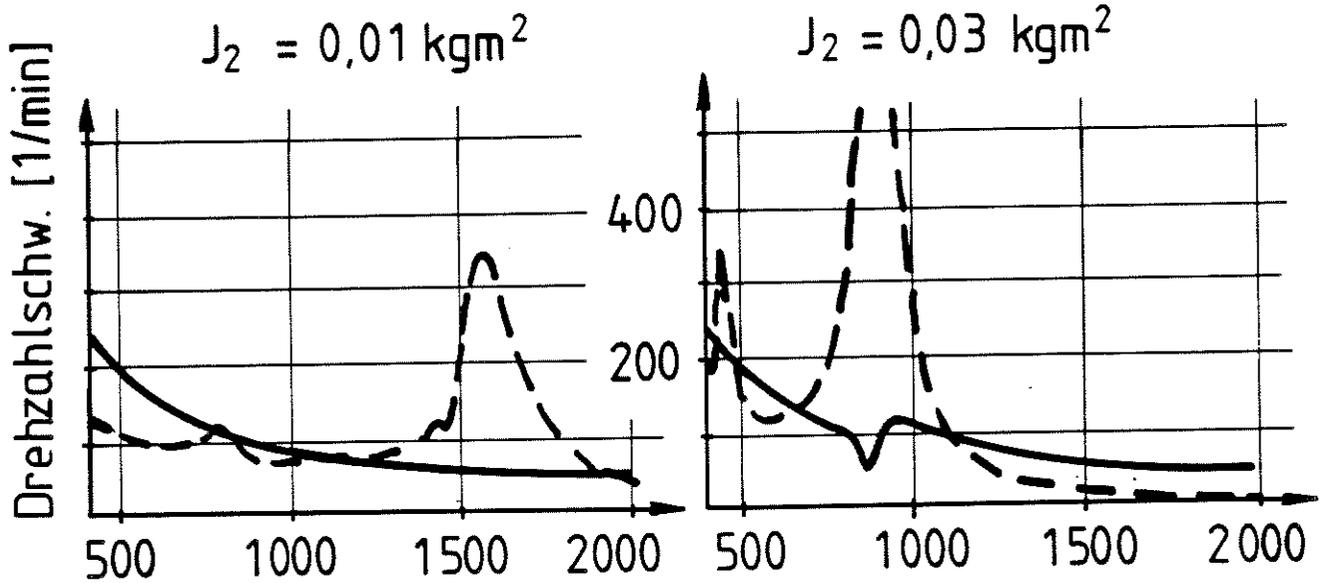
Torsions-
dämpfer

restlicher
Antriebsstrang



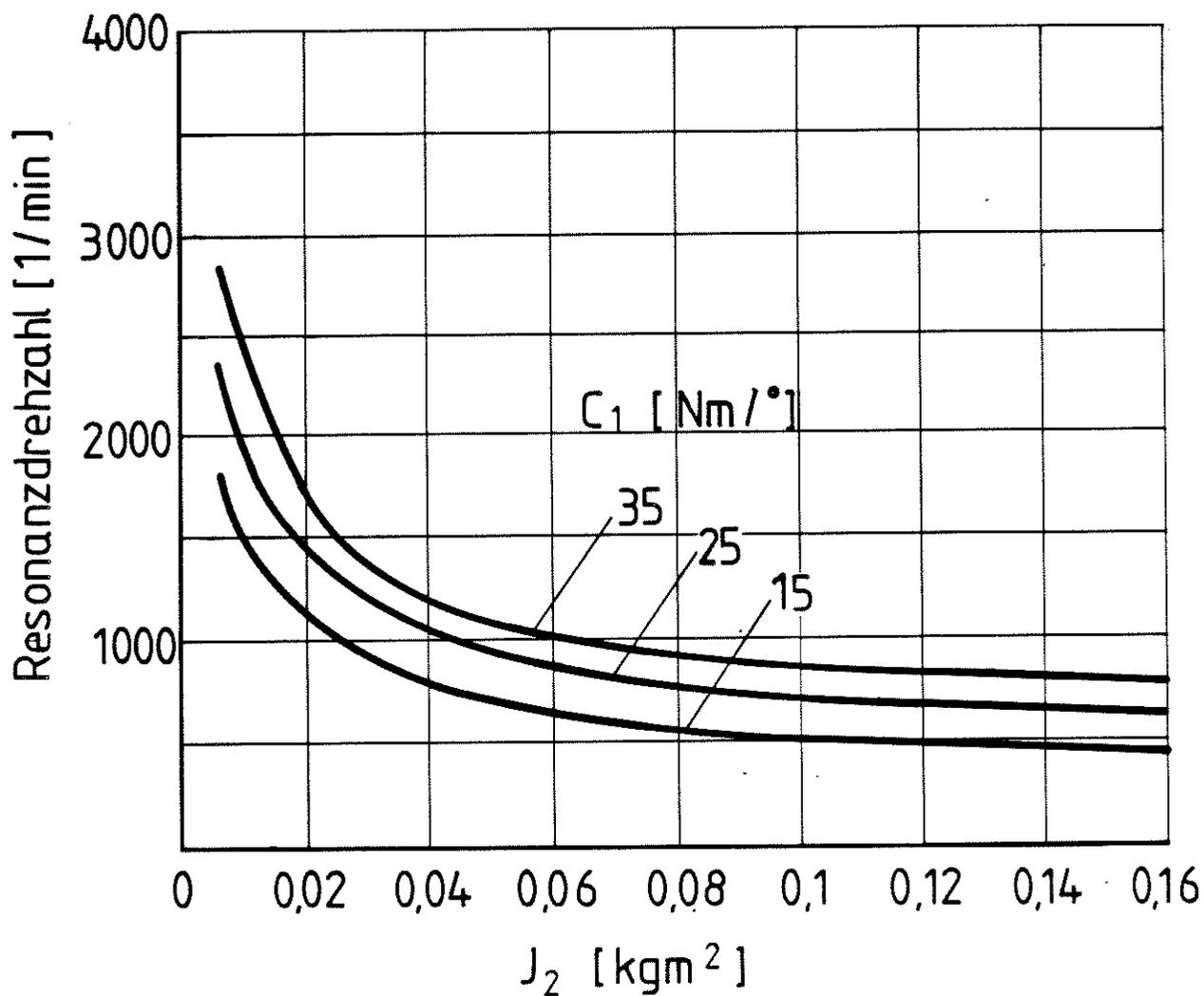
Zusatzmasse
am Getriebe

elementare Beziehung für die
Resonanzdrehzahl $\omega = \sqrt{\frac{C}{J}}$



$J_2 =$ Massenträgheitsmoment des Getriebes
+ Zusatzmasse

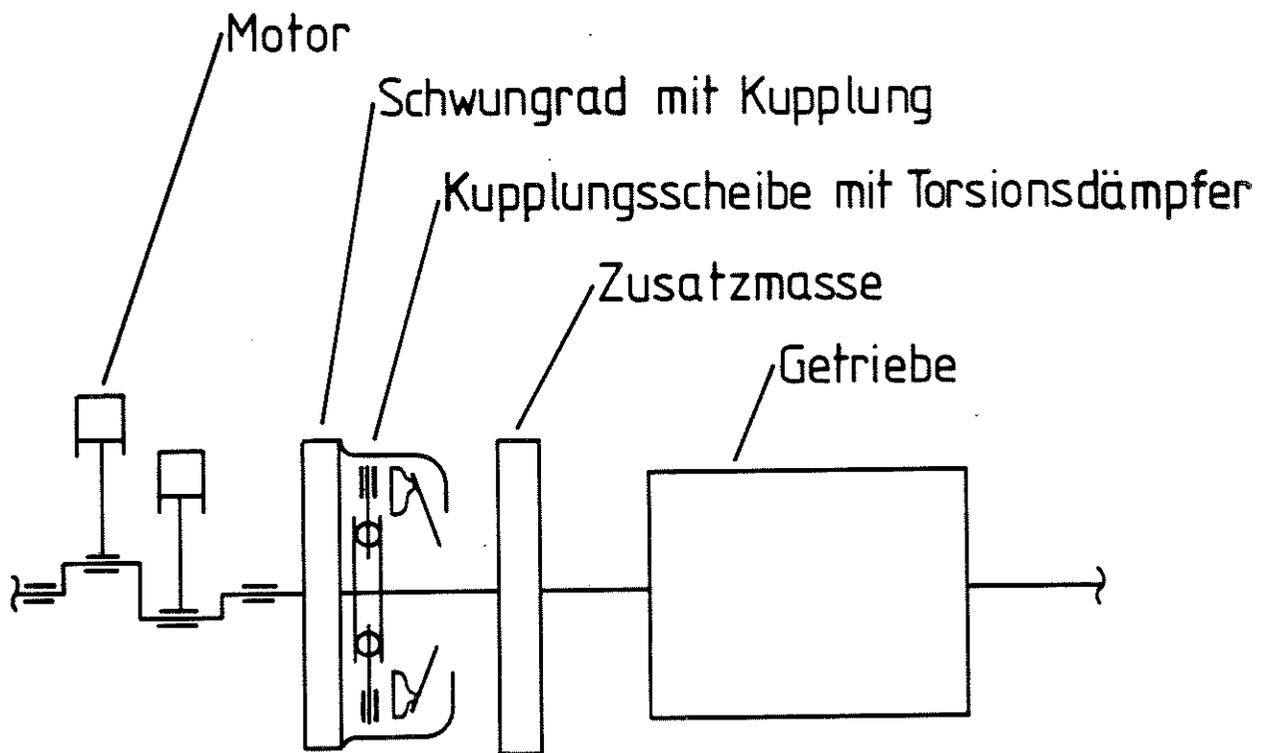
— Motor
- - - Getriebe



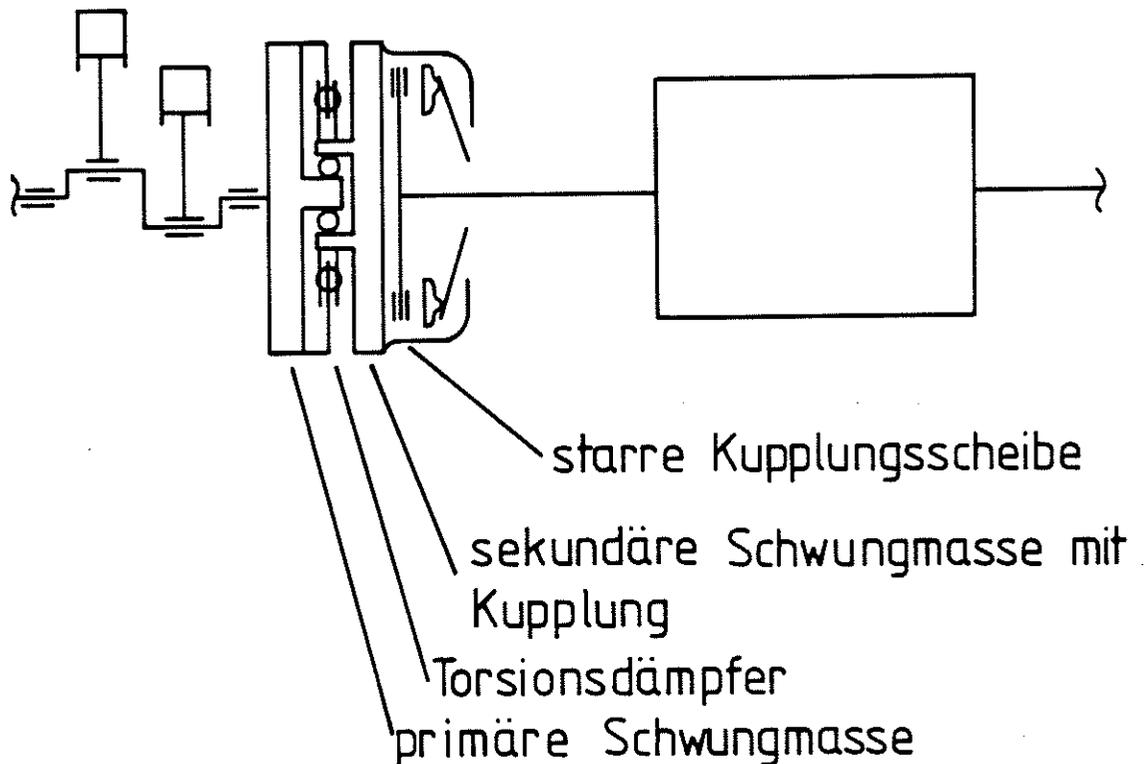
C_1 = Federrate des Torsionsdämpfers

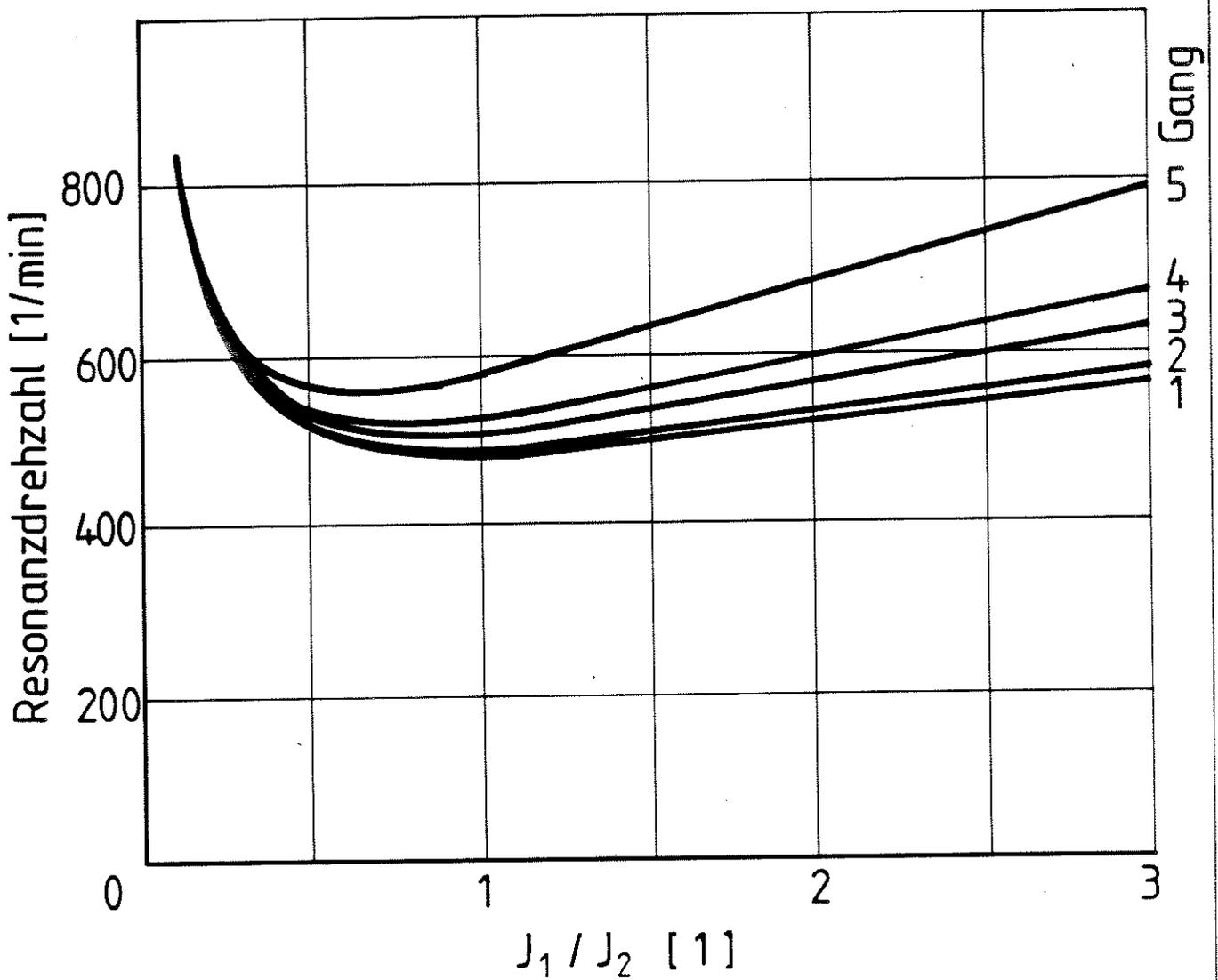
J_2 = Massenträgheitsmoment Getriebe + Zusatzmasse

Zusatzmasse auf Getriebeeingangswelle



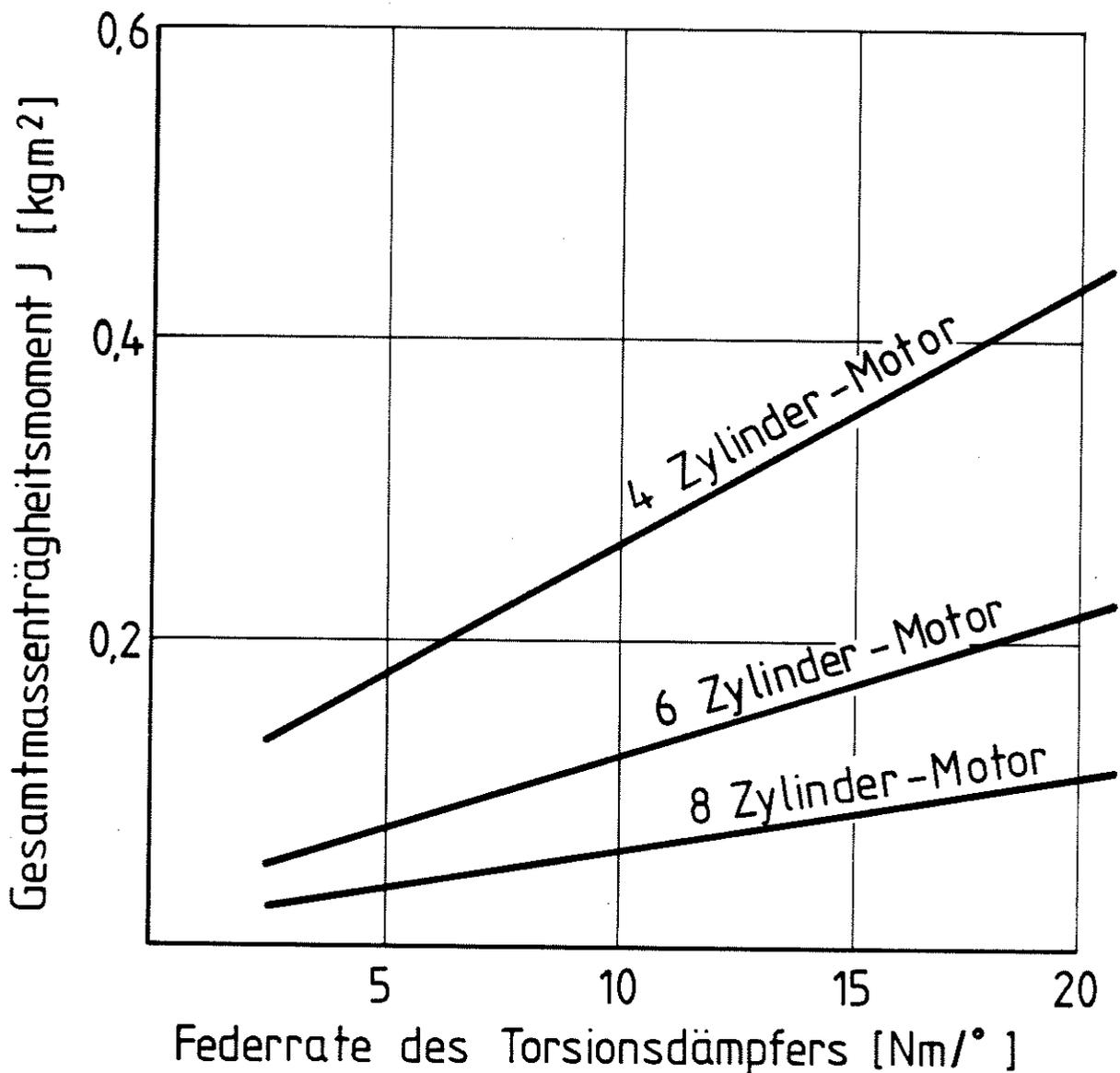
Zweimassenschwungrad



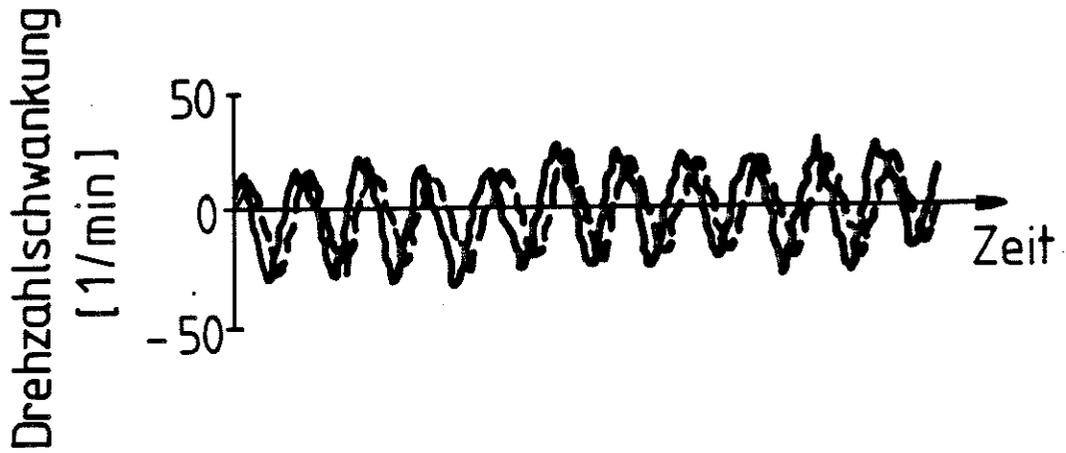


J_1 = Massenträgheitsmoment der Teile vor dem Torsionsdämpfer
 J_2 = Massenträgheitsmoment des Getriebes + Zusatzmasse
 $J_1 + J_2 = \text{konstant}$

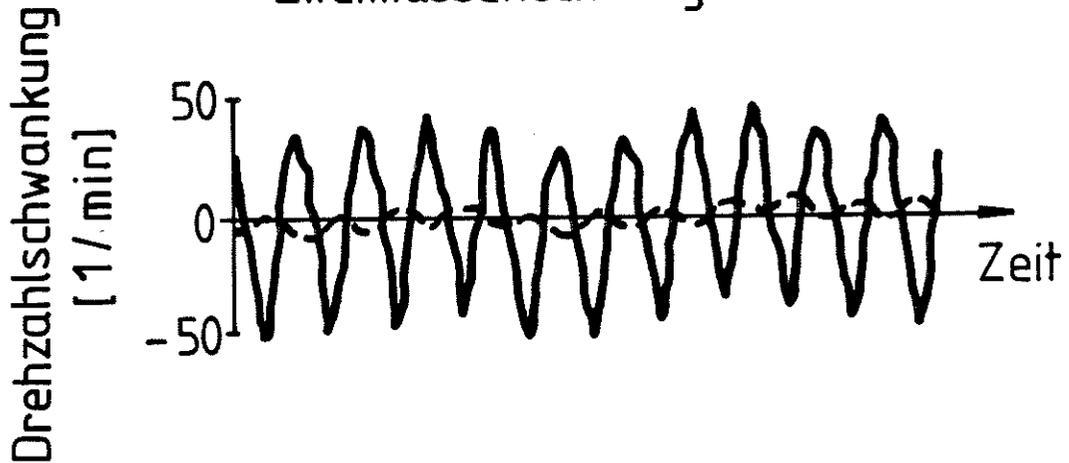
Erforderliches Gesamtmassenträgheitsmoment $J = J_1 + J_2$
 für Resonanzdrehzahl 500 1/min mit $J_1 / J_2 = 1$
 (4. Gang mit Antriebssteifigkeit $C_2 = 10 \text{ Nm/}^\circ$)



konventionelle Kupplungsscheibe

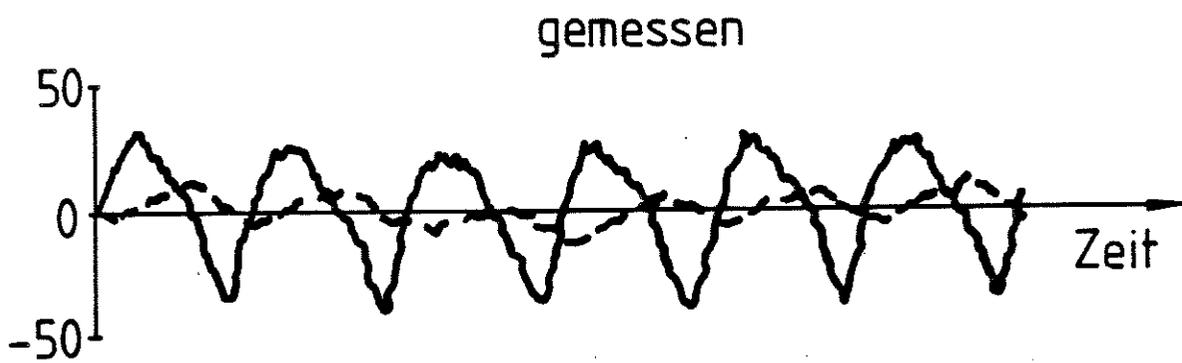
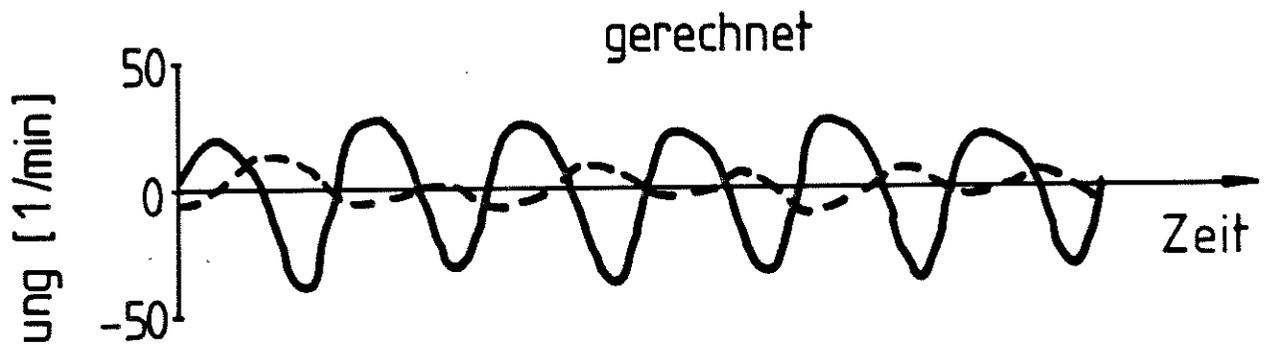


Zweimassenschwungrad



Motordrehzahl 800 1/min

— Motor
- - - Getriebe



$$J_1 = 0,140 \text{ kgm}^2$$

$$J_2 = 0,120 \text{ kgm}^2$$

$$C_1 = 3,3 \text{ Nm/}^\circ$$

$$H_y = 10 \text{ Nm}$$

— Motor

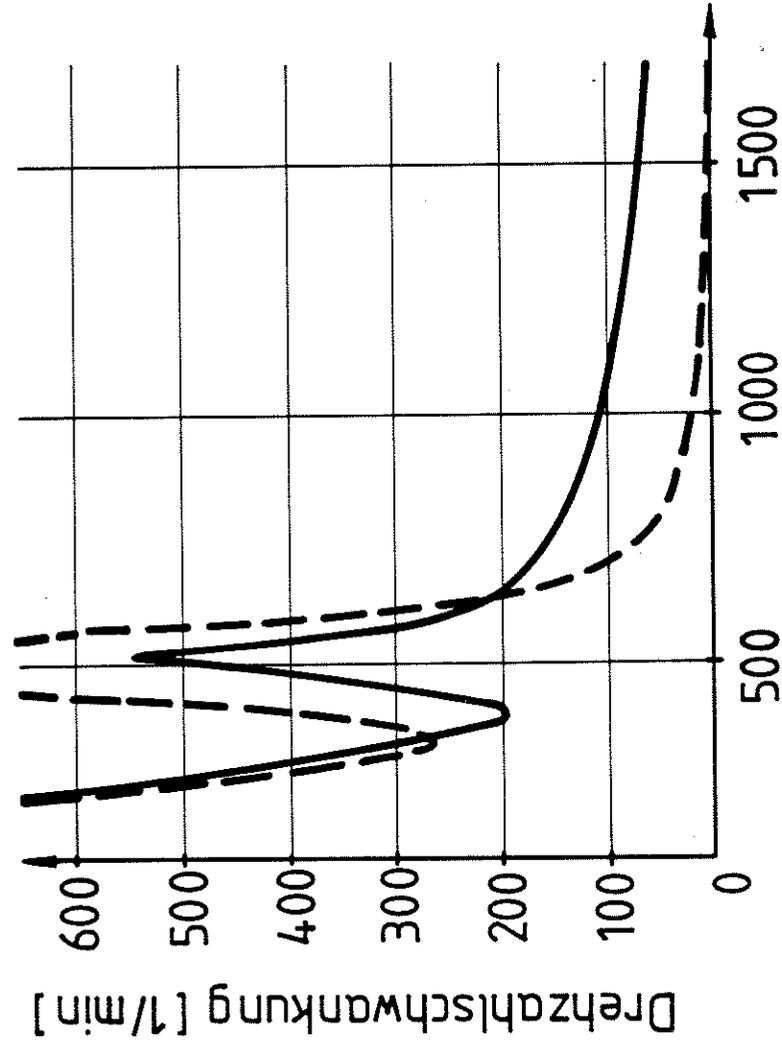
- - - Getriebe

08 02 86

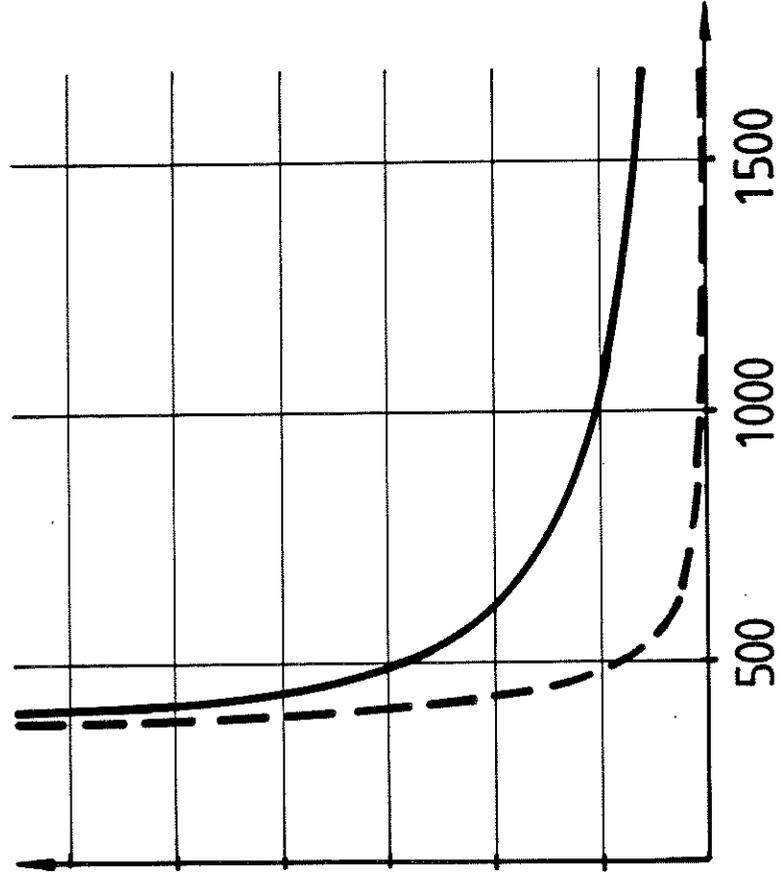
Vergleich des gerechneten und gemessenen
Schwungsverlaufs im Leerlauf

LUK

$J_2 = 0,1 \text{ kgm}^2$

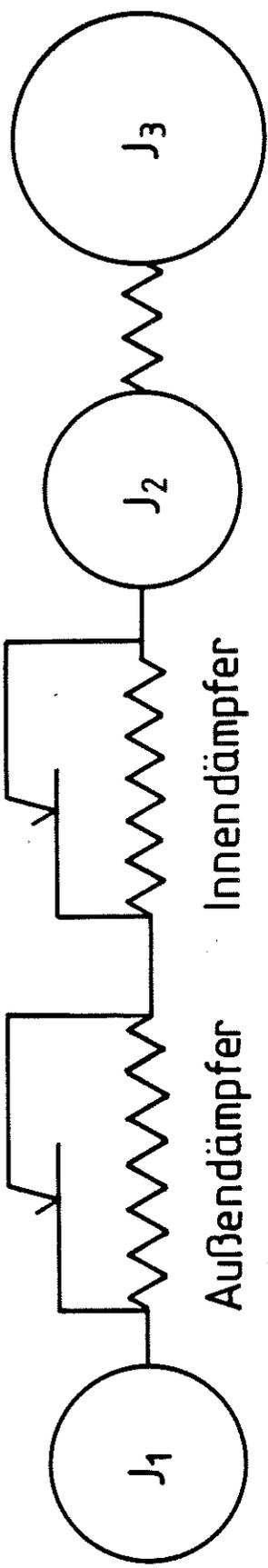


$J_2 = 0,3 \text{ kgm}^2$



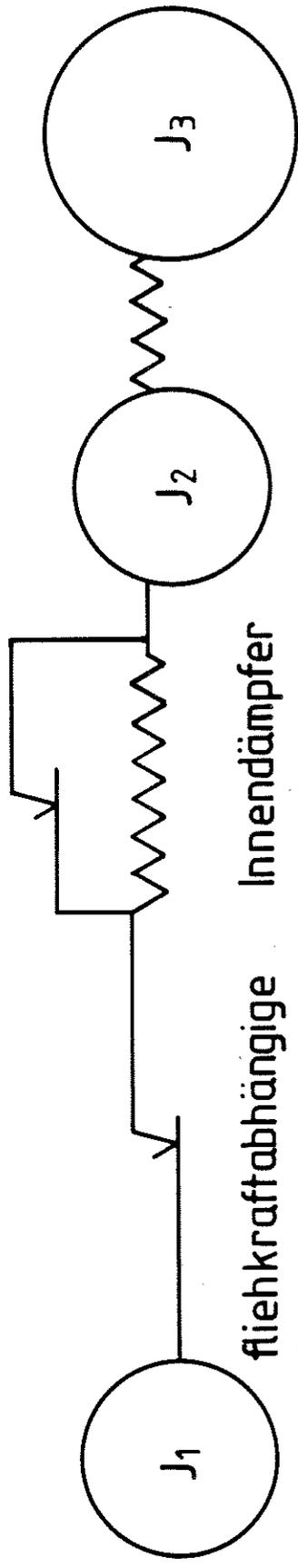
J_2 = Massenträgheitsmoment des Getriebes
+ Zusatzmasse

— Motor
- - - Getriebe



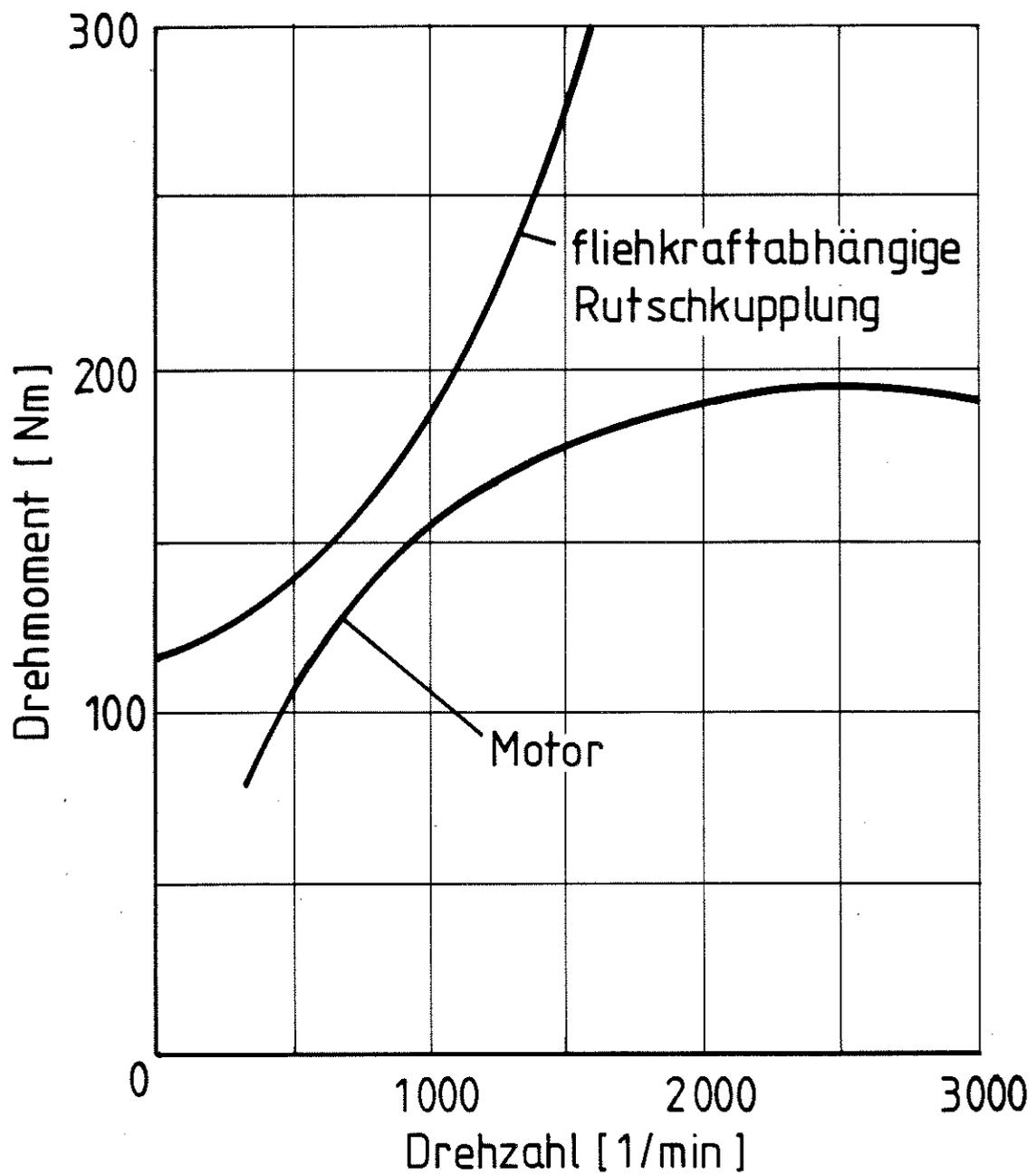
Außendämpfer

Innendämpfer

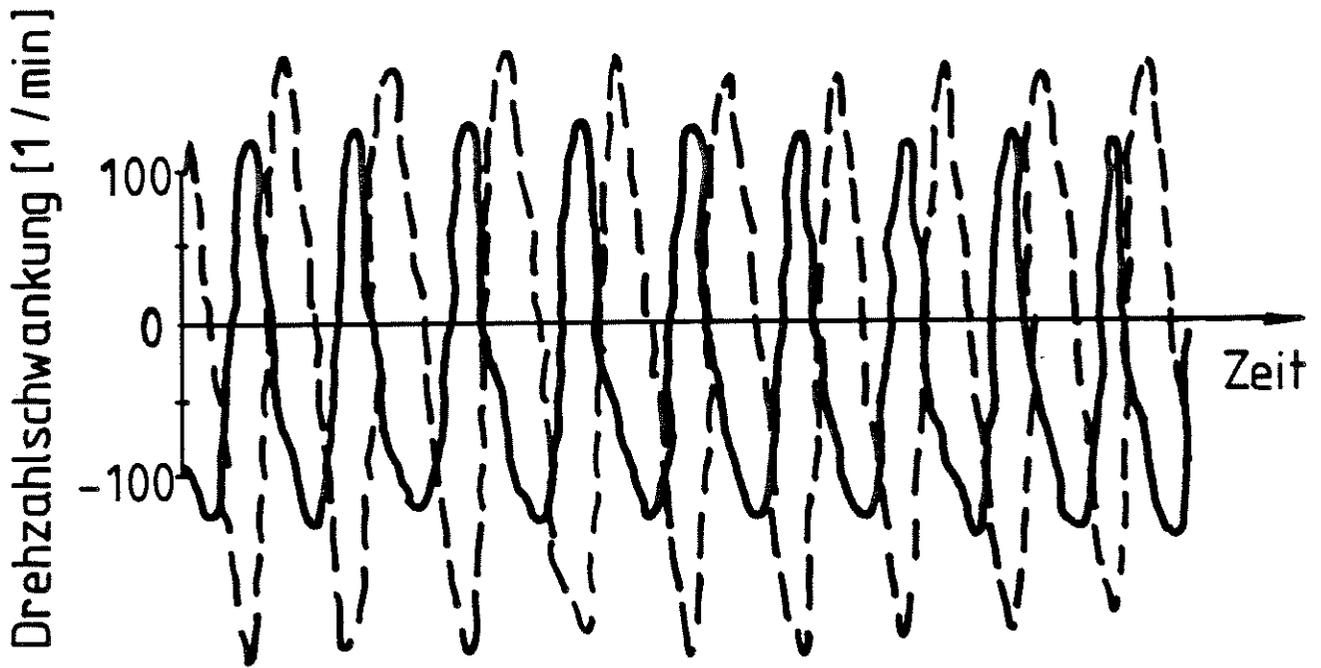


fliehkraftabhängige
Rutschkupplung

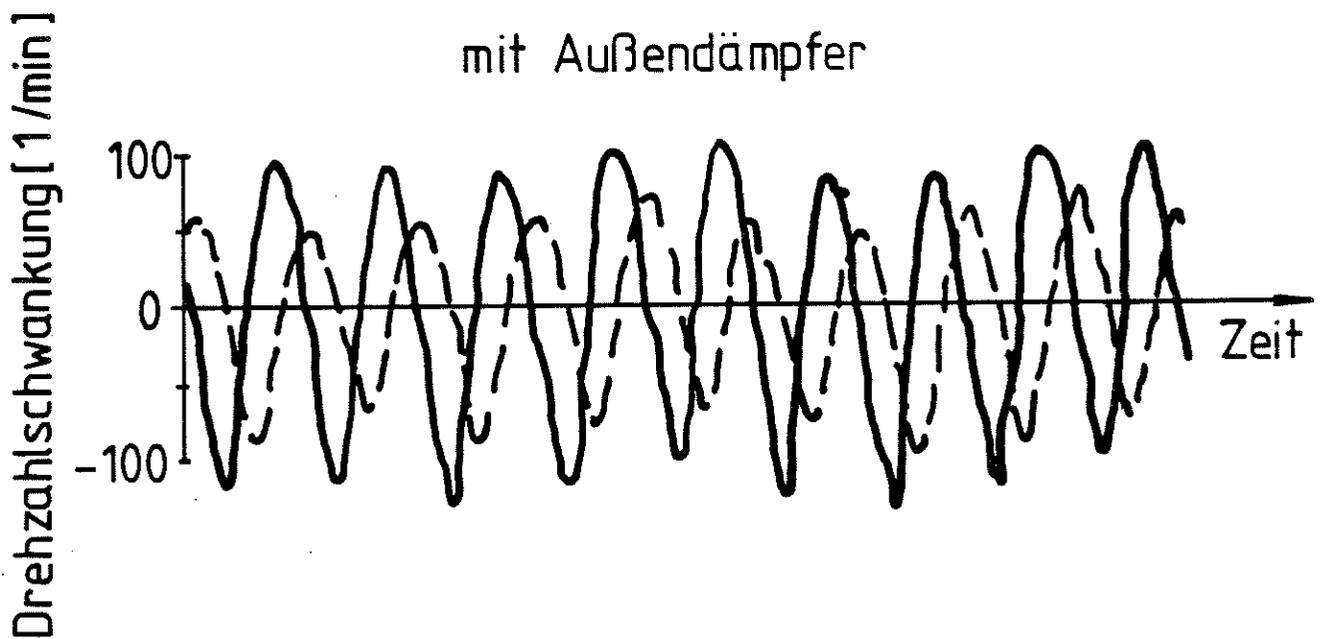
Innendämpfer



ohne Außendämpfer



mit Außendämpfer



Motordrehzahl 400 U/min

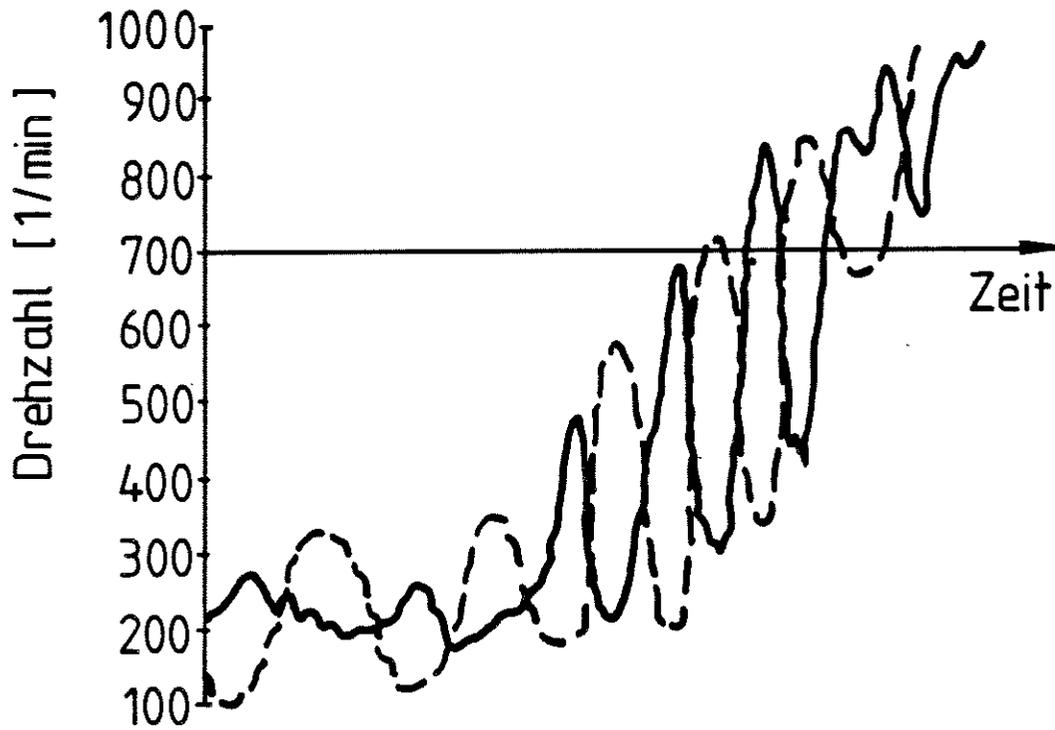
— Motor
- - - Getriebe

12 02 86

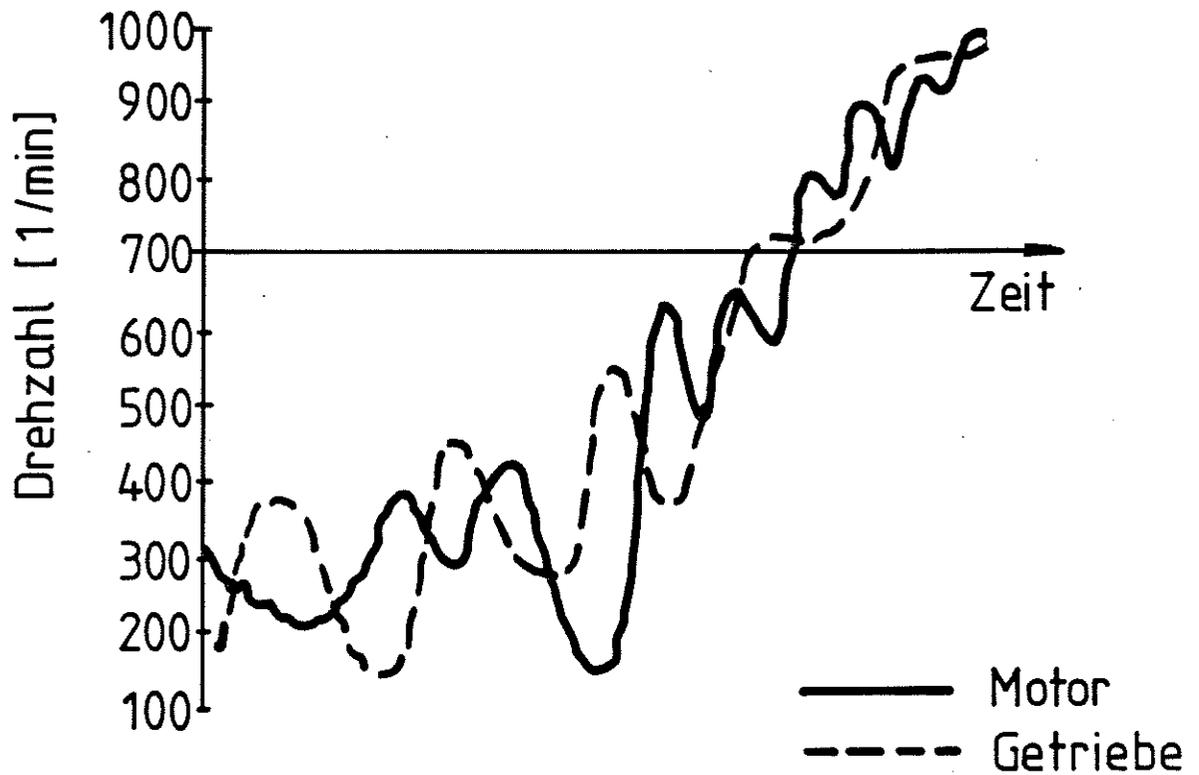
Messung einer Resonanzschwingung
mit Zweimassenschwungrad

LUK

ohne Außendämpfer



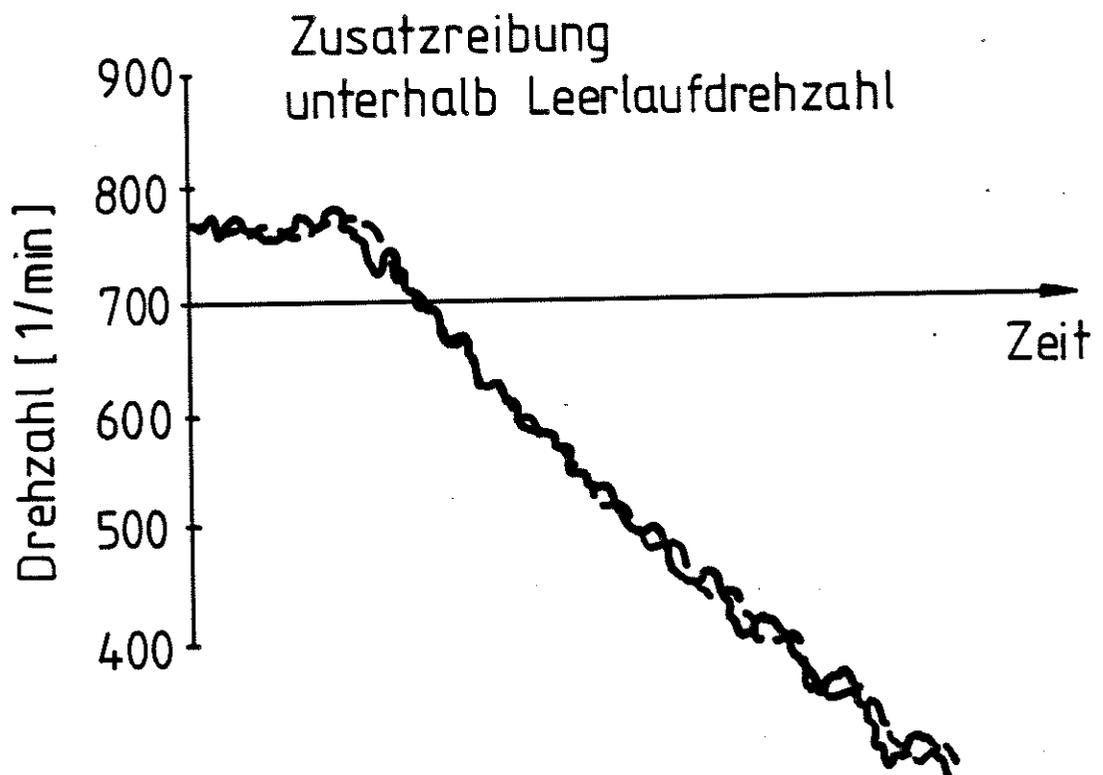
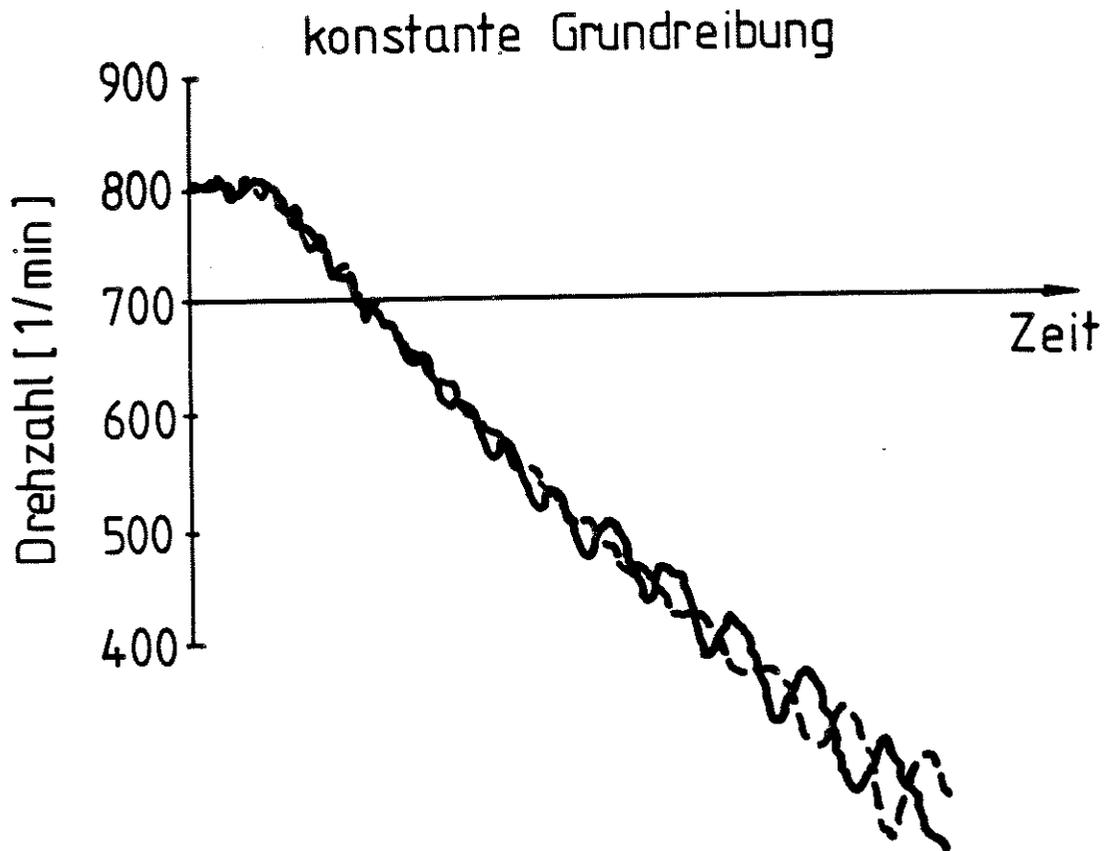
mit Außendämpfer



13 02 86

Messung eines Anlaßvorganges
mit Zweimassenschwungrad

LUK

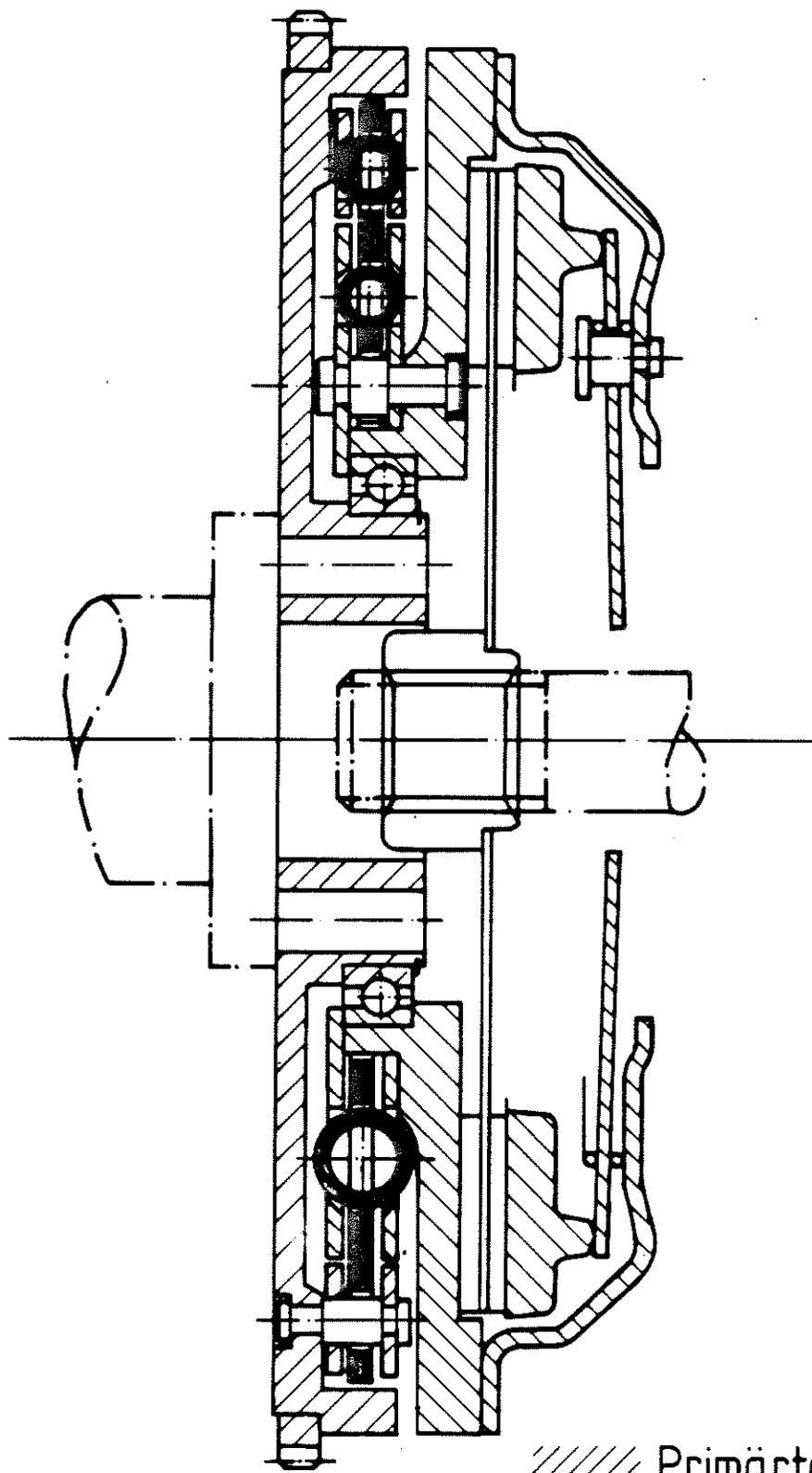


— Motor
- - - Getriebe

14 02 86

Messung eines Abstellvorganges
mit Zweimassenschwungrad

LUK

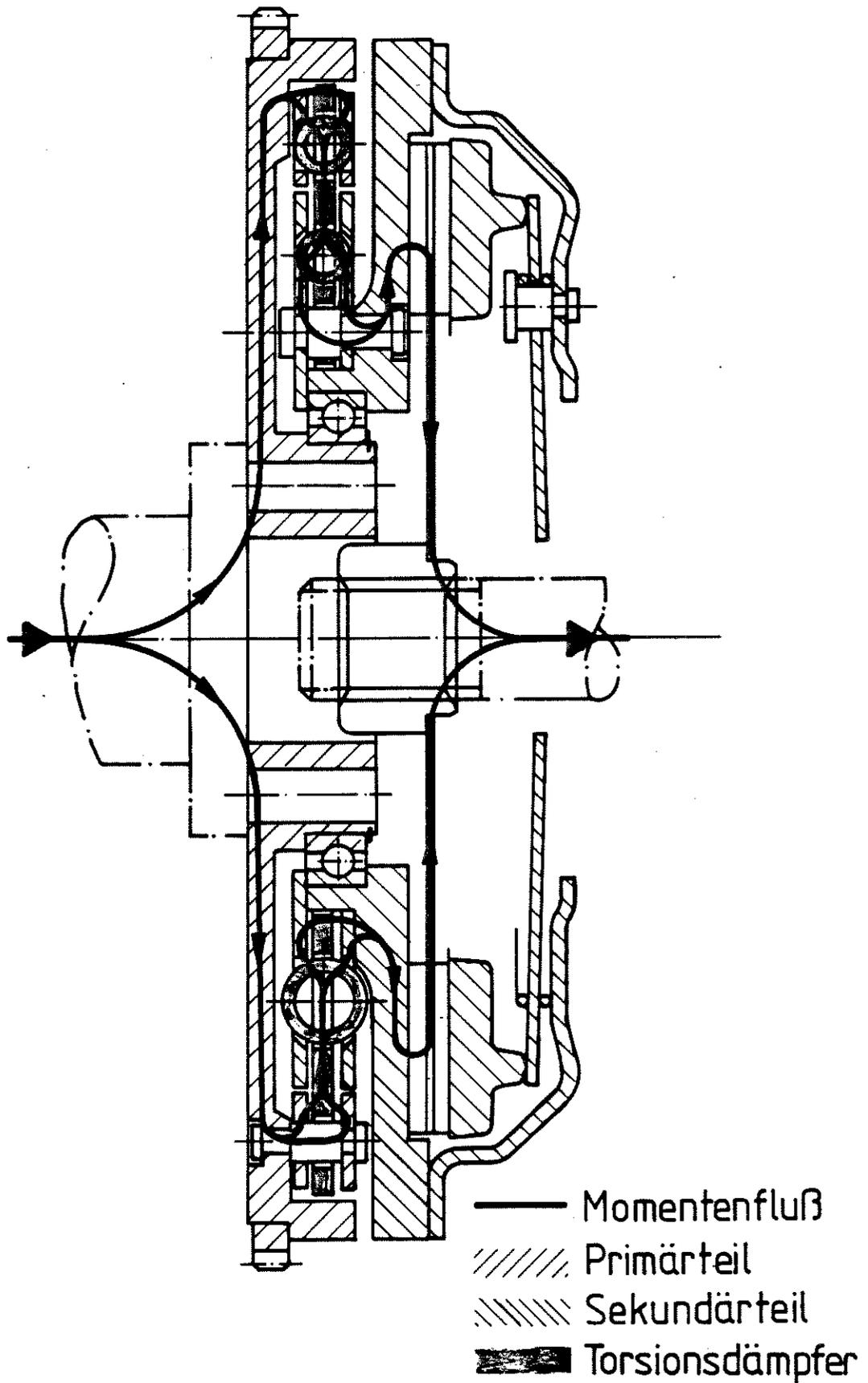


//// Primärteil
// Sekundärteil
■ Torsionsdämpfer

15 02 86

Prinzip Zweimassenschwungrad





16 02 86

Momentenfluß Zweimassenschwungrad

LUK

Außendämpfer

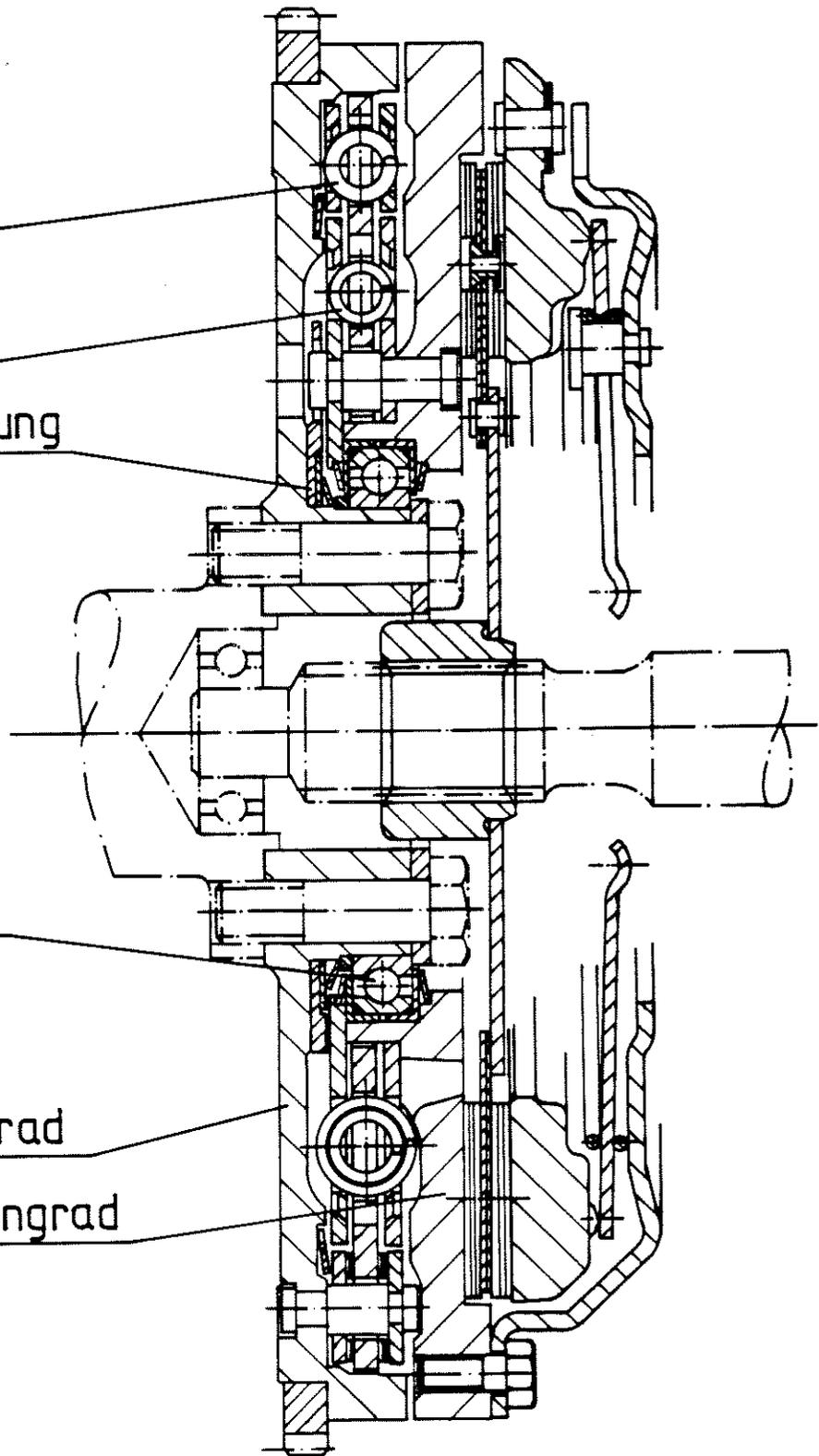
Innendämpfer

Lastreibeinrichtung

Lager mit
Grundreib-
einrichtung

Primärschwungrad

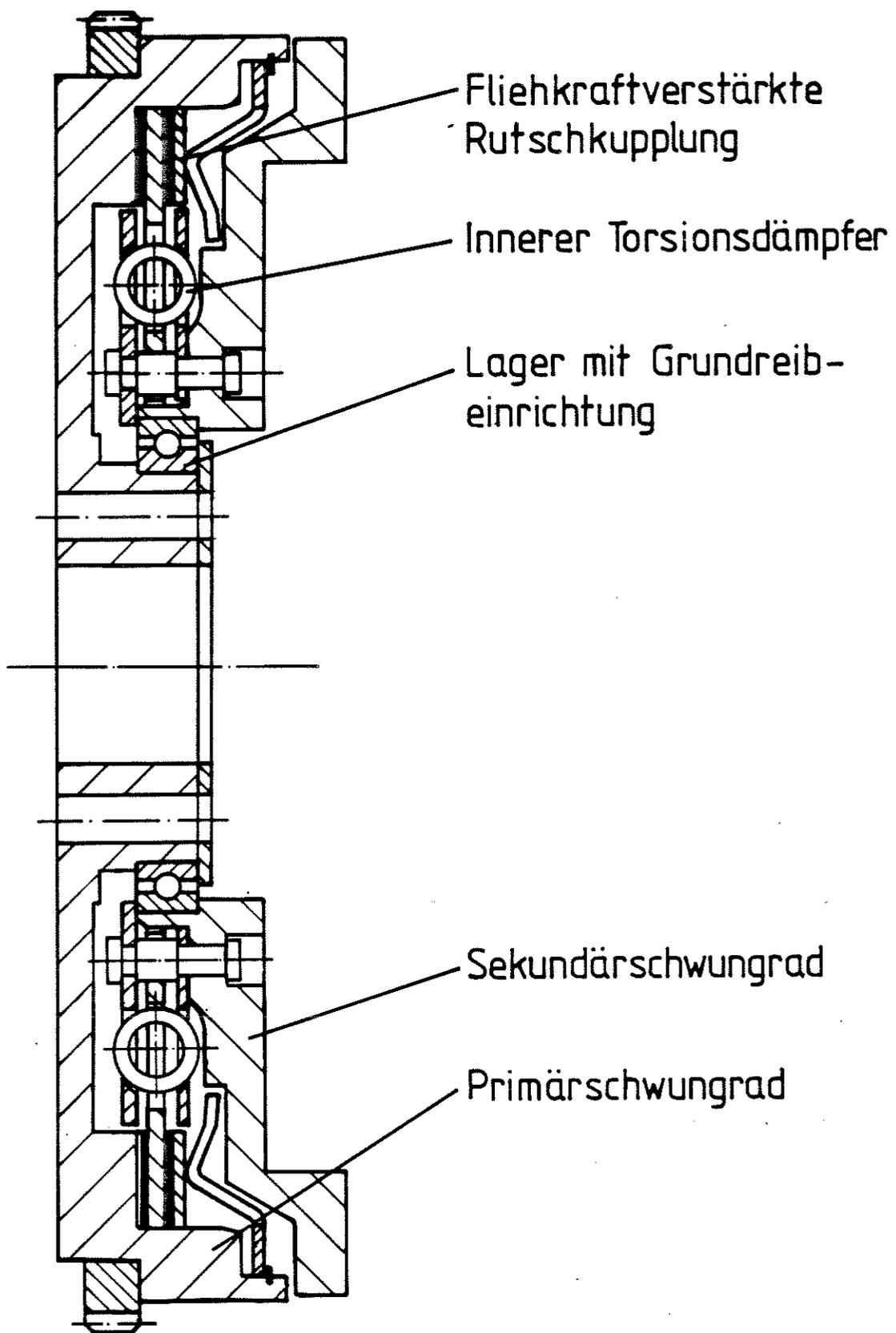
Sekundärschwungrad



17 02 86

Zweimassenschwungrad
mit Reihendämpfer

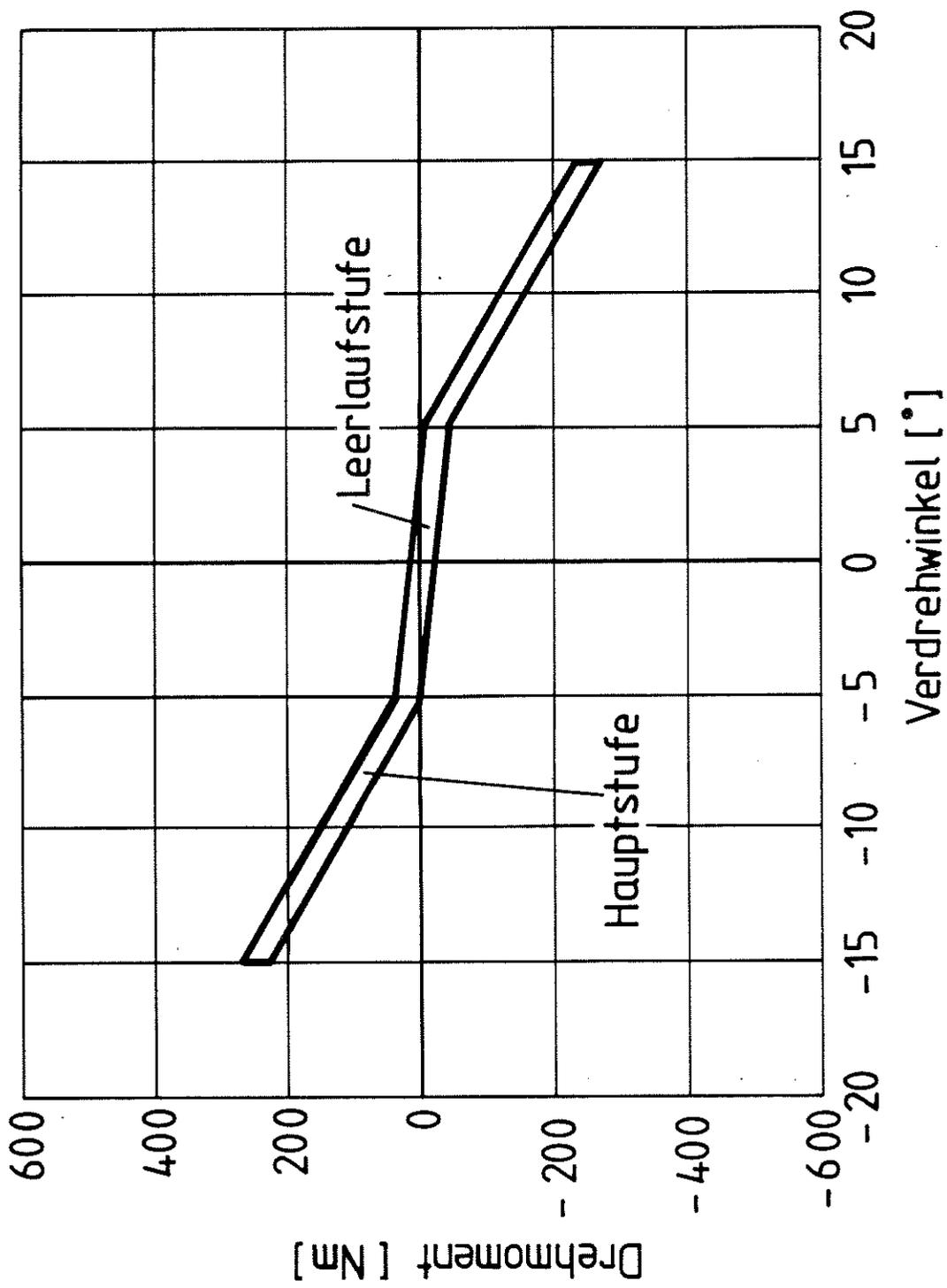
LUK

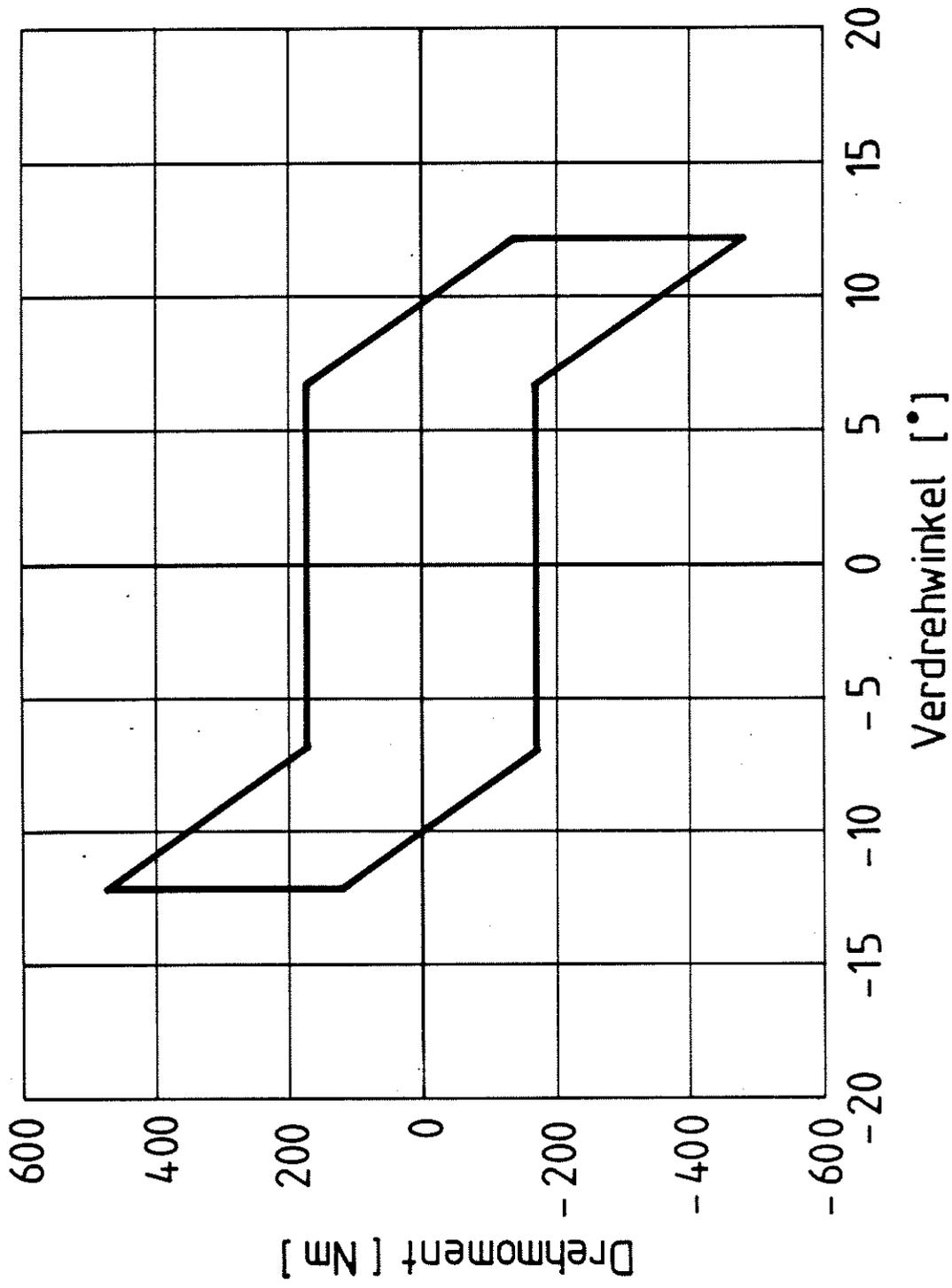


18 02 86

Zweimassenschwungrad mit
fliehkraftverstärkter Rutschkupplung

LUK

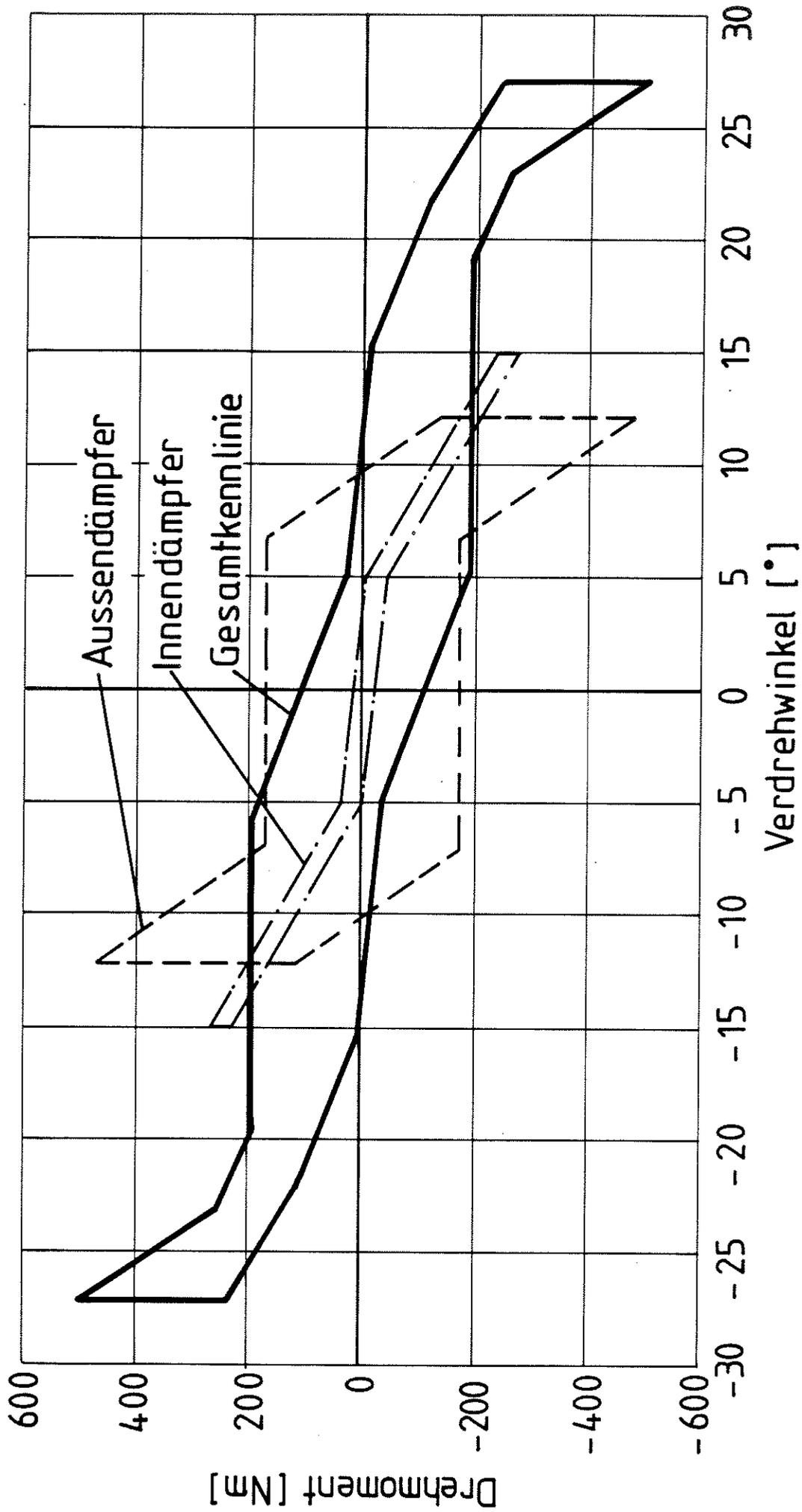




20 02 86

Kennlinie des Außendämpfers

LUK



Gesamtkennlinie

Zweimassenschwungrad mit Reihendämpfer

2102 86

LUK



Kupplungen
Clutches
Embrayages
Embragues

ZUVERLÄSSIGKEIT UND LEBENSDAUER
VON SCHLEPPERKUPPLUNGEN

DIPL.-ING. KARL KECK

APRIL 1986

ZUVERLÄSSIGKEIT UND LEBENSDAUER VON SCHLEPPERKUPPLUNGEN

INHALTSANGABE

1. Einleitung
2. Funktionen der Kupplung, Ausfallarten
 - 2.1 Funktion 'zwei Wellen trennen'
 - 2.2 Funktion 'zwei Wellen verbinden'
3. Einsatzbedingungen
 - 3.1 Häufigkeit der Betätigungen
 - 3.2 Reibarbeit, Temperaturen
 - 3.3 Drehmomente
 - 3.4 Einbauverhältnisse
 - 3.5 Betätigungssystem
4. Zielwert für die Zuverlässigkeit, Vorgabe von definierten Belastungen
 - 4.1 Zielwert für die Zuverlässigkeit
 - 4.2 Vorgabe einer definierten Belastung
5. Erforderliche Dimensionierung für den genannten Zuverlässigkeits-Zielwert
 - 5.1 Beläge
 - 5.2 Erforderliche Dimensionierungskennwerte Motorleistung/Reibfläche und Verschleißreserve
 - 5.3 Wärmekapazität der Druckplatte
 - 5.4 Rutschsicherheit, Pedalkraft
 - 5.5 Massenträgheitsmoment der Kupplungsscheibe
6. Zusammenfassung

- Bild 1 : Definition der Zuverlässigkeit
- Bild 2 : Funktionen der Kupplung
- Bild 3 : Torsionskennlinie für Schlepper mit 4- und 6-Zyl. Motoren
- Bild 4 : Beispiel zur Zuverlässigkeit einer Schlepperkupplung aufgrund von Belagverschleiß
- Bild 5 : Beispiel zur Zuverlässigkeit einer Pkw-Kupplung aufgrund von Belagverschleiß

- Bild 6 : Belastungen der Schlepperkupplungen
- Bild 7 : Temperatur der Reibfläche in Abhängigkeit von der mittleren spezifischen Reibleistung in geschlossener Glocke
- Bild 8 : Zielwert für Zuverlässigkeit
- Bild 9 : Angenommenes Lastkollektiv für Mindestlebensdauer
- Bild 10: Angenommene Verteilung der Belastung für ein Schlepperkollektiv
- Bild 11: Zuverlässigkeit aufgrund von Belagverschleiß; Rechenbeispiel
- Bild 12: Verschleißrate in Abhängigkeit von Belagart und Temperatur
- Bild 13: Erforderliche Dimensionierungskennwerte für das genannte Zuverlässigkeitsziel
- Bild 14: Einsatzgrenzen der verschiedenen Kupplungsgrößen
- Bild 15: Druckplattendicke in Abhängigkeit von Dimensionierungskennwerten
- Bild 16: Pedalkraft in Abhängigkeit von der Motorleistung und der Belagart
- Bild 17: Massenträgheitsmoment der Kupplungsscheibe in Abhängigkeit von der Motorleistung und der Belagart

ZUVERLÄSSIGKEIT UND LEBENSDAUER VON SCHLEPPERKUPPLUNGEN

1. Einleitung

Zuverlässigkeit ist die Fähigkeit eines Produktes, die geforderten Funktionen während einer bestimmten Zeitdauer unter festgelegten Bedingungen zu erfüllen.

Dieser Vortrag beschäftigt sich mit der **Zuverlässigkeit** einer Komponente des Schleppers, nämlich der Hauptkupplung für den Fahrtrieb.

Außer der **Zuverlässigkeit** sind dabei für das Gesamtfahrzeug andere konkurrierende Eigenschaften zu beachten. Dies sind neben dem allgegenwärtigen Problem der Herstellkosten vor allem

- Bedienbarkeit
- Einhaltung bestimmter Baumaße
- universelle Verwendbarkeit des Fahrzeuges.

Die letztgenannte Eigenschaft 'universelle Verwendbarkeit' erschwert die Angabe von Zielwerten für die Entwicklung, da die daraus entstehenden Belastungen der Kupplung und ihre zeitliche Verteilung nicht ausreichend bekannt sind.

Die Zuverlässigkeit kann jedoch erst dann genannt werden, wenn die Streuung der Belastungen im praktischen Einsatz bekannt ist.

Dieser Vortrag bezieht sich, soweit von Zuverlässigkeit die Rede ist, auf die 'trocken laufende Kupplung, die in Europa fast ausschließlich eingesetzt wird, und nennt notwendige und mögliche Verbesserungen.

Unabhängig vom Kupplungstyp sind dagegen die Ausführungen zu Funktionen und Belastung. Diese gelten allgemein auch für die Entwicklung andersartiger Kupplungsaggregate, falls die Konzeption des Gesamtfahrzeuges es nicht ermöglicht, die erforderliche Zuverlässigkeit mit einer trocken laufenden Kupplung zu erreichen.

2. Funktionen der Kupplung, Ausfallarten

Folgende drei Funktionen werden von der Kupplung gefordert und führen bei Nichterfüllung zum Ausbau:

- Zwei Wellen mechanisch verbinden, um das Motordrehmoment auf das Fahrzeug zu übertragen
- Zwei Wellen mechanisch trennen, um die Schaltung der Getriebegänge zu ermöglichen
- Zwei Wellen im schwingungstechnischen Sinne trennen, um Getriebegeräusche zu vermeiden

Häufigkeit der Ausbauten und Lebensdauer bis zu diesem Zeitpunkt ergeben die Zuverlässigkeit, die zum Beispiel nach dem Weibull-Verfahren angegeben werden kann.

'Nichterfüllen' der Funktionen oder Versagen ist dabei nur in einem Teil der Fälle ein objektives, durch Messungen der Funktionskennwerte belegbares Kriterium, z.B. durch Verschleiß von Reibbelägen, durch Brüche oder Setzen von Federelementen, durch Brüche von Betätigungselementen, etc. In einem anderen Teil der Fälle, besonders in der Garanzzeit, erfolgt der Ausbau jedoch aufgrund von subjektiven Kriterien, d.h., der Benutzer lehnt entweder von vornherein die gewählten Funktionskennwerte ab oder er beanstandet durch Messungen an der Kupplung nicht feststellbare Veränderungen.

Im folgenden werden die o.g. drei Funktionen der Kupplung und die damit verbundenen Ausfallarten näher beschrieben.

2.1 Zwei Wellen trennen

Die Funktion 'Trennen', sowohl mechanisch als auch schwingungstechnisch, scheint bei richtiger Auslegung der Kupplung das untergeordnete Problem zu sein. Bei dem mechanischen Trennen ist allgemein zu fordern, daß das Rutschmoment M_R eine eindeutig definierte Funktion des Pedalweges ist mit der Randbedingung $M_R = 0$, d.h., daß durch die Erzeugung eines ausreichend großen Lüftspaltes die Kupplungsscheibe freiläuft. Die dazu notwendigen mechanisch-geometrischen Verhältnisse dürfen sich unter dem Einfluß von Temperatur, Korrosion, Verschmutzung und durch die Anwesenheit des Kühlmediums nicht wesentlich verändern.

Das mechanische Trennen ist längst nicht immer zufriedenstellend gelöst, wie Beanstandungen bis 1000 Betriebsstunden

beweisen. Etwa 50 % der Ausbauten sind auf diesen Problemkreis zurückzuführen. Beanstandet wird dabei nicht nur das unvollständige Trennen selbst, sondern auch die Größe der zum Trennvorgang erforderlichen Betätigungskraft sowie Schäden an Teilen des Ausrücksystems.

Das Trennen im schwingungstechnischen Sinne dagegen ist bei Schleppern von den Beanstandungen her gesehen tatsächlich ein untergeordnetes Problem. Dies hat nichts damit zu tun, daß Schlepperfahrer ein weniger empfindliches Ohr haben als Pkw-Fahrer. Der Grund dafür ist vielmehr, daß die vom Fahrzeug her vorgegebenen Größen im Regelfall die Lösung des Problems mit Hilfe einer relativ einfachen Torsionskennlinie erlauben. Bild 3 zeigt eine derartige 2stufige Kennlinie mit $+ 4^\circ$ Verdrehwinkel in der Vorstufe und einem gesamten Verdrehwinkel von 18° , die für 4- und 6-Zyl. Motoren fast immer geeignet ist. Wesentlich scheint dabei zu sein, daß die Vorstufe wegen des hohen Trägheitsmomentes der Getriebeteile relativ steif ausgeführt werden kann. Dadurch werden neben den Leerlaufgeräuschen auch die bei Schleppern typischen Zuggeräusche beim niedertourigen Fahren in den höheren Gängen beseitigt.

Weiterhin steht bei Schlepperkupplungen im Regelfall auch der für eine solide Dämpferkonstruktion erforderliche Bauraum zur Verfügung, denn mit Rücksicht auf den Belagverschleiß und die Beherrschung der Temperaturen ist im Vergleich zu Pkw bei gleichem Motordrehmoment eine wesentlich größere Kupplung erforderlich.

2.2 Zwei Wellen verbinden

Die Funktion 'zwei Wellen verbinden' wird durch den totalen Verschleiß der Reibbeläge beendet. Dieser Verschleiß ist bei Trockenkupplungen eine unvermeidbare Folge der geleisteten Reibarbeit, die während des unter Last und bei differierenden An- und Abtriebsdrehzahlen erfolgenden Einkuppelvorganges entsteht.

Während der Betriebszeit bis zum totalen Verschleiß muß unter allen Betriebsbedingungen das übertragbare Reibmoment größer sein als das zu übertragende Motormoment; bei Schlepperkupplungen schätzungsweise um den Faktor 1,4. Den dominierenden Einfluß auf das Reibmoment üben dabei die Temperaturen aus, die zu Streuungen des Reibwertes um den Faktor 3 führen.

Bei der Funktion 'zwei Wellen verbinden' ist damit zwischen zwei grundsätzlich verschiedenen Ausfallarten zu unterscheiden. Trägt man die Ausfälle durch vollständigen Verschleiß nach dem Weibull-Verfahren auf, so ergibt sich für die Kupplung wie auch für andere Verschleißteile eine nach rechts gekrümmte Linie. Bild 4 zeigt dies beispielhaft für eine Auswertung des Verschleißes von etwa 30 Doppelkupplungen \varnothing 310 im Leistungsbereich von 70 bis 110 PS mit dem Einsatzgebiet Mitteleuropa. Die Kupplungen waren alle wegen schwerer Schaltbarkeit des Getriebes beanstandet worden. Es könnte daher mit einer gewissen Wahrscheinlichkeit hinsichtlich der Beanspruchung eine zufällige Auswahl vorliegen. Die Kurve ergibt hier eine Mindestlebensdauer von etwa 1000 Stunden Betriebsstunden und eine mittlere Lebensdauer von etwa 3500 Betriebsstunden.

Die Linie der Ausfälle 'Rutschen durch Aufbrauch der Verschleißreserve' gibt die maximal zu erwartende Zuverlässigkeit der Kupplung an. Alle durch andere Ursachen hervorgerufenen Ausfälle überlagern sich dieser Kurve und verringern die Gesamtzuverlässigkeit, verschieben also die Kurve nach links.

Ausbauten der Kupplung wegen Rutschens, bevor die Verschleißreserve aufgebraucht ist, machen heute etwa 50 % der Beanstandungen bis 1000 Betriebsstunden aus, fast unabhängig vom Kupplungstyp und von der absoluten Höhe der Beanstandungsquote.

Durch unzureichende Übertragung des Drehmomentes entsteht allerdings eine beträchtliche Vergrößerung der Reibarbeit und ein entsprechend gesteigerter Verschleiß, so daß die eigentliche Ausfallursache nicht mehr eindeutig feststellbar ist.

Selbstverständlich würde die Ausfallart 'Rutschen durch Aufbrauch der Verschleißreserve' nicht besonders interessieren, wenn die Kurve zum größten Teil oder vollkommen aus ~~dem~~ Lebensdauerbereich des Fahrzeuges verschoben wäre, der aufgrund der Dimensionierung anderer Bauteile, z.B. des Motors, vorgegeben ist. Dies ist beim Schlepper mit einer Lebensdauer von etwa 10 000 Betriebsstunden nicht der Fall; es könnte aber zum Beispiel in Zukunft bei PKW bei Verwendung asbestfreier Beläge der Fall sein, wie Bild 5 zeigt. Hier wurden etwa 100 Kupplungen \varnothing 230 ausgewertet von einem Fahrzeug der oberen Mittelklasse mit aufgeladenem 2,5 l Dieselmotor. Die Kupplungen waren alle wegen Ruffens beanstandet worden. Es ist deshalb auch hier mit einer



Kupplungen
Clutches
Embrayages
Embragues

- 7 -

gewissen Wahrscheinlichkeit anzunehmen, daß eine zufällige Auswahl vorliegt. Die Zuverlässigkeitskurve zeigt wieder die für ein Verschleißteil typische Krümmung nach rechts, die Mindestlebensdauer beträgt etwa 70 000 Laufkilometer. Da für einen Pkw dieser Klasse die mittlere Lebensdauer mit etwa 120 000 Laufkilometern angesetzt werden kann, spielt die Ausfallart 'Rutschen durch Aufbrauch der Verschleißreserve' nur noch bei etwa 15 % der Fahrzeuge eine Rolle.

3. Einsatzbedingungen

Die Einsatzbedingungen eines Schleppers variieren sehr viel stärker als die eines Straßenfahrzeuges und dementsprechend auch die Belastung der Kupplung. Bereits ein einzelner Schlepper hat ein breites Belastungskollektiv aufgrund des Einsatzes mit einer Vielzahl von Arbeitsgeräten, veränderlicher Witterungsbedingungen und der Bedienung durch mehrere Personen. Dieses Belastungskollektiv des Einzelschleppers wird sich wiederum beträchtlich erweitern, wenn alle Schlepper dieses Typs betrachtet werden, da Schlepper heute weltweit verkauft werden und von Einsatzort zu Einsatzort sich Bodenverhältnisse, Feldgrößen und Umweltbedingungen sowie Art und Einsatzhäufigkeit der Arbeitsgeräte ändern. Nach unseren Erfahrungen ergeben sich etwa folgende Belastungen für die Kupplung, die wir unseren Auslegungsberechnungen zugrunde legen:

3.1 Häufigkeit der Betätigungen

Etwa 0,1 bis 8 pro Minute. Es handelt sich dabei weitgehend um Anfahrvorgänge.

3.2 Reibarbeit und Temperaturen

Wegen des ähnlichen Leistungsgewichtes - zumindest bei Standardschleppern - ist es sinnvoll, Reibarbeit und Reibleistung der Kupplung auf die installierte Leistung des Motors zu beziehen. Bild 6 zeigt Erfahrungswerte sowie die daraus resultierenden Temperaturen bei der heute üblichen Dimensionierung von Trockenkupplungen.

a) Normale Dauerbelastung, z.B. Pflügen

- mittlere Reibleistung entsprechend 0,3 bis 0,6 % der Motornennleistung
- Reibarbeit pro kW Motorleistung und Betriebsstunde
10 000 - 20 000 Joule
- Umlufttemperaturen in der Glocke: 70 bis 90° C
- Spitzentemperaturen an den Reibflächen: 130 bis 150° C

b) Extreme Dauerbelastung, z.B. Frontladereinsatz

- mittlere Reibleistung entsprechend 2,5 bis 5 % der Motornennleistung
- Reibarbeit pro kW Motorleistung und Betriebsstunde
90 000 - 180 000 Joule
- Umlufttemperaturen in der Glocke: 100 bis 160° C
- Spitzentemperaturen an den Reibflächen: 230 bis 350° C

c) Extreme Kurzzeitbelastung, z.B. Anfahrten bei hohem Zugwiderstand

- Rutschvorgänge in der Größenordnung von 10 sec bei voller Motorleistung

Die Angabe einer mittleren Reibleistung oder einer Reibarbeit pro kW Motorleistung und Betriebsstunde ist hier nicht sinnvoll, da diese Belastung eine Trockenkupplung bei der heute üblichen Kühlung nach kurzer Zeit zerstören würde. Es treten dabei Temperatursprünge an den Reibflächen von etwa 80° C auf, und etwa 2000 bis 5000 derartige Zyklen zehren die gesamte Verschleißreserve auf.

3.3 Drehmomente

Es ist mit Momentenspitzen bis zum 3-fachen des maximalen Motordrehmomentes zu rechnen.

3.4 Einbauverhältnisse

Die Kupplung ist im Normalfall in eine vollkommen geschlossene Glocke eingebaut, um Störungen durch eindringenden Schmutz zu vermeiden. Führungsflächen und Lager des Ausrückers sind in dieser Hinsicht noch stärker anfällig als die Kupplung selbst. Die geschlossene Glocke verhindert dabei die direkte Kühlung der Kupplung mittels Außenluft; die Kühlung erfolgt indirekt über die Luft in der Glocke, die ein wesentlich höheres Temperaturniveau hat. Da auch in Zukunft in der großen Mehrzahl der Fälle mit geschlossener

Glocke gerechnet werden muß, wird den nachstehenden Berechnungen der in Bild 7 gezeigte Temperaturverlauf zugrunde gelegt, d.h., die Reibflächentemperatur beträgt mindestens 70° C und steigt linear mit der mittleren spezifischen Reibleistung ' q_m ' an. In Abhängigkeit von der Gestaltung der Kupplung und der Größe der Kupplungsglocke können allerdings beträchtliche Streuungen auftreten, die im Bild durch den schraffierten Bereich angedeutet sind.

Die Größe der Glocke ist weiterhin in der Regel durch vorgegebene Baumaße des Schleppers begrenzt. Hier spielen Kriterien wie Radstand, Rahmenbreite, freier Einstieg in die Kabine, Verwendung standardisierter Fertigungseinrichtungen, etc. eine Rolle. Auch bei größeren Schleppern im Leistungsbereich von 80 bis 120 kW ist im Normalfall durch den Innen- \varnothing der Glocke die Kupplungsgröße auf max. \varnothing 330 bis 360 beschränkt.

3.5 Betätigungssystem

Mit Rücksicht auf die Anschaffungskosten wird heute fast ausschließlich eine Betätigung durch reine Muskelkraft verwendet. Die Pedalkraft sollte dabei erfahrungsgemäß auf max. 200 N am neuen Schlepper und max. 300 N während der gesamten Betriebszeit beschränkt sein. Der Pedalweg beträgt bei Kabinenschleppern 150 bis max. 200 mm, die Gesamtwirkungsgrade ausgeführter Betätigungssysteme liegen bei 40 bis 60 %.

4. Zielwert für die Zuverlässigkeit, Vorgabe von definierten Belastungen

Bei der Ausübung der geschilderten Funktionen erreicht die Kupplung in Abhängigkeit von den Einsatzbedingungen bestimmte Werte der Zuverlässigkeit. Diese Werte streuen bei den z.Zt. von LuK ausgerüsteten Schleppertypen beträchtlich - in erster Linie aufgrund der ebenfalls stark streuenden Auslegungskennwerte. Der schraffierte Bereich in Bild 8 zeigt die heute erreichte Gesamtzuverlässigkeit, wie sie sich aufsummiert aus den eingangs geschilderten Ausfallarten ergibt:

- mittlere Lebensdauer von 2000 bis 6000 Betriebsstunden;
- Ausfallrate bei 1000 Betriebsstunden von 1 bis 20 %.

Dementsprechend wird die heutige Situation auch als mehr oder weniger zufriedenstellend beurteilt.

Konkrete Zielwerte für die Zuverlässigkeit der Kupplung liegen von den Schlepperherstellern kaum vor. Außerdem sind auch die Belastungskollektive nicht in ausreichendem Maße bekannt. Da beide Angaben jedoch für eine sinnvolle Entwicklungsarbeit vorgegeben werden müssen, möchte ich dazu folgende Hypothesen zur Diskussion stellen:

4.1 Zielwert für die Zuverlässigkeit

Der o.g. Bereich der Gesamtzuverlässigkeit der heutigen Kupplungen ist in Bild 8 schraffiert angegeben. Da die auf der rechten Seite des Bereiches liegenden Kupplungen als

ausgezeichnet beurteilt werden und die Kunden im allgemeinen jegliche Kostenerhöhung zur weiteren Verbesserung solcher Kupplungen ablehnen, wird vorgeschlagen, die rechte, dick ausgezogene Randlinie als ausreichenden Zielwert der Zuverlässigkeit für Kupplungen der nächsten Schleppergeneration zu verwenden. Es wird dabei angenommen, daß dieser Zielwert der Gesamtzuverlässigkeit nur dann erreicht wird, wenn Ausfälle durch Aufbrauch der Verschleißreserve die strichpunktierte Linie nicht überschreiten, die durch folgende Punkte gekennzeichnet ist:

- Mindestlebensdauer von 1000 Betriebsstunden
- Zuverlässigkeit von 80 % bei 4000 Betriebsstunden

Die Zuordnung der beiden Kurven, also der Zuverlässigkeit der Komponente Belag zur Gesamtzuverlässigkeit, entspricht den z.Zt. bei LuK vorliegenden Erfahrungen.

4.2 Vorgabe einer definierten Belastung

Den bisherigen Lebensdauerberechnungen von LuK wurden bestimmte Belastungen zugrunde gelegt, die jedem kW installierte Motorleistung pro Betriebsstunde einen bestimmten Betrag an Reibarbeit zuordnen:

- 100 000 Joule pro kW und Betriebsstunde als maximale Belastung, die die Mindestlebensdauer der Kupplung ergibt.
- 13 000 Joule pro kW und Betriebsstunde als minimale Belastung, die die Maximallebensdauer der Kupplung ergibt.

Die maximale Belastung ist in Bild 9 als Kollektiv über der relativen Reibleistung angenommen mit Anteilen, die bis zu einer Reibleistung von etwa 11 % der Motorleistung reichen, und entsprechend hohen Temperaturen.

Für die minimale Belastung hingegen ist die Annahme eines Kollektives überflüssig, da das relativ niedrige Temperaturniveau ohne Einfluß auf das Verschleißverhalten der Beläge ist. Diese Belastungsextreme, die ursprünglich aus Feldergebnissen zurückgerechnet wurden, beschreiben nach unserer Ansicht nach wie vor genügend genau die Grenzwerte der Einsatzbedingungen einer Schlepperkupplung; sie werden deshalb auch für die nachstehenden Berechnungen verwendet.

Von entscheidender Bedeutung für den Verlauf der Zuverlässigkeitskurve ist jedoch die Häufigkeit ihres Auftretens innerhalb eines Kollektives von Fahrzeugen. Die Häufigkeit hoher Belastungen ist bei den bisherigen Berechnungen offensichtlich unterschätzt worden. Es wird deshalb im folgenden von der im Bild 10 gezeigten Verteilung der Kupplungsbelastung ausgegangen, die einen der derzeitigen Erfahrung entsprechenden Verlauf der Zuverlässigkeitskurve ergibt. Die Extremwerte 100 000 bzw. 13 000 Joule pro kW und Betriebsstunde sind bei 0,1 bzw. 99,9 % Summenhäufigkeit eingezeichnet und durch eine Gerade verbunden. Die mittlere Belastung bei 50 % Summenhäufigkeit, die die mittlere Lebensdauer ergeben wird, liegt bei 22 000 Joule pro kW und Betriebsstunde; der vor allem interessierende Verlauf vom Höchstwert bis zu diesem Mittelwert entspricht in etwa einer logarithmischen Normalverteilung. Bild 11 zeigt als Beispiel das Ergebnis der Berechnung, das sich nach diesen Annahmen für den bisher von LuK genannten Auslegungsgrenzwert von

80 Watt/cm² bei Verwendung von Kerasinterbelägen und einer Verschleißreserve von 3 mm ergibt. Dies wäre z.B. eine Kupplung \varnothing 310 für einen Schlepper von 75 kW (102 PS). Das Rechenergebnis wird durch die ausgezogene Linie links im Bild wiedergegeben. Die Ausfallrate von knapp 4 % bei 1000 Betriebsstunden allein durch Verschleiß erscheint durchaus nicht unrealistisch. Zum Vergleich gibt die gestrichelte Linie rechts im Bild den vorhin genannten Zielwert an.

5. Erforderliche Dimensionierung für den genannten Zuverlässigkeits-Zielwert

5.1 Beläge

Neben den Belastungen und den daraus entstehenden Temperaturen ist für die Berechnung der Lebensdauerwerte die Kenntnis des Verschleißverhaltens der Beläge erforderlich. In Bild 12 ist die gemessene Verschleißrate folgender Belagarten als Funktion der Temperatur aufgetragen:

- Kerasinterbeläge - durchgezogene Linie
- organische asbestfreie Beläge - gestrichelte Linie
- organische asbesthaltige Beläge - strichpunktierte Linie

Entgegen früheren Erfahrungen ist nach dem heutigen Stand unserer Versuche der Verschleiß der besten asbestfreien organischen Beläge über dem gesamten interessierenden Temperaturbereich als geringer anzusehen als der asbesthaltiger organischer Beläge. Da die Verwendung asbesthaltiger Beläge bis zum Ende dieses Jahrzehnts voraussichtlich vom Gesetzgeber untersagt werden wird, ist im folgenden auch nur noch von der Verwendung von asbestfreien organischen oder von Kerasinterbelägen ausgegangen.

5.2 Erforderliche Dimensionierungskennwerte Motorleistung/ Reibfläche und Verschleißreserve

Die Rechnung unter den genannten Voraussetzungen ergibt, daß mit den in Bild 13 angegebenen Dimensionierungskennwerten Motorleistung/Reibfläche und Verschleißreserve das geforderte Zuverlässigkeitsziel etwa erreicht werden kann. Diese Werte sind in den Zeilen 1 und 2 angegeben. Die Verschleißreserve ist jeweils so gewählt, daß eine Mindestlebensdauer von 1000 Betriebsstunden entsteht. Aus Zeile 4 geht hervor, daß bei Verwendung von organischen asbestfreien Belägen wegen des flacheren Verlaufes der Zuverlässigkeitskurve die geforderte Lebensdauer bei 20 % Ausfallrate von 4000 Betriebsstunden um etwa 10 % überschritten, bei Verwendung von Kerasinterbelägen um etwa 10 % unterschritten wird.

Zu den gezeigten Ergebnissen ist weiterhin zu bemerken:

- Es ist eine relativ großzügige Kupplungsauslegung erforderlich; mit organischem asbestfreiem Belagmaterial sollte im Bereich von 50 bis 55 Watt/cm² dimensioniert werden, mit Kerasinterbelägen im Bereich von 60 bis 65 Watt/cm² oder - falls die angegebene Verschleißreserve von 5,6 mm erreicht werden kann - bis max. 70 Watt/cm².
- Gleichzeitig sind auch relativ hohe Verschleißreserven erforderlich. Werte über 4 - 4,5 mm können nur mit Tellerfederhebelkupplungen oder gezogen betätigten Tellerfederkupplungen erreicht werden. Werte über 6 mm sind für Tellerfederkupplungen unrealistisch.

Bild 14 zeigt, welche Bereiche der Motorleistung bei der genannten Auslegung mit den z.Zt. üblichen Kupplungsgrößen abgedeckt werden. Sollte auch in Zukunft kein Einbauraum für Kupplungen über dem Nenn- \varnothing 350 mm zur Verfügung stehen, so wäre es demnach vernünftig, für Leistungen über etwa 88 kW (120 PS) die Verwendung von Einscheiben-Trockenkupplungen aufzugeben und auf Zweischeibenkupplungen oder im Ölbad laufende Kupplungen auszuweichen.

5.3 Wärmekapazität der Druckplatte

Das Leistungsgewicht der Druckplatte liegt bei den z.Zt. von LuK gelieferten Schlepperkupplungen zwischen 5 und 11 kW/kg. Zur Vermeidung von Überhitzungen und Ausfällen durch grobe Fehlbedienungen erscheint es ratsam, in Zukunft Werte von 6 bis 7 kW/kg nicht zu überschreiten.

Aus Bild 15 geht hervor, welche mittlere Druckplattendicke dafür in Abhängigkeit vom Dimensionierungskennwert Motorleistung/ Reibfläche erforderlich ist. Ordnet man den Wert 6 kW/kg den organischen und 7 kW/kg den Kerasinterbelägen zu und dimensioniert mit 55 bzw. 65 Watt/cm², so ergibt sich jeweils eine mittlere Druckplattendicke von etwa 25 mm.

5.4 Rutschsicherheit, Pedalkraft

'Ungenügende Momentenübertragung' hat - wie bereits weiter oben geschildert - heute einen Anteil von etwa 50 % an den Beanstandungen. LuK empfiehlt deshalb, trotz der angestrebten großzügigen Dimensionierung auch weiterhin auf eine nominelle Rutschsicherheit von min. 2,2 auszulegen,

ausgehend von einem Reibwert von 0,27 für organische und 0,4 für Kerasinterbeläge.

Um von der Rutschsicherheit und den daraus folgenden Anpreßkräften auf die Pedalkraft zu kommen, sind folgende Annahmen getroffen:

- Motoren mit Nenndrehzahl von 2200 U/min und Momentenüberhöhung von 20 %.
- Pedalweg von 160 mm und Gesamtwirkungsgrad des Betätigungssystems des Schleppers von 60 %.
- Mechanischer Wirkungsgrad der Kupplung von 75 % bei einem Mindestabhub von 1,8 mm.

Bei einer Dimensionierung mit 55 Watt/cm² bei organischen und 65 Watt/cm² bei Kerasinterbelägen ergeben sich dann die in Bild 16 in Abhängigkeit von der Motorleistung gezeigten Pedalkräfte. Das Bild gilt für den Neuzustand von Kupplung und Betätigungssystem. Hier sollten 200 N Pedalkraft nicht überschritten werden, da über der Betriebszeit mit einem Anstieg von etwa 50 % zu rechnen ist aufgrund der Verringerung der Wirkungsgrade von Kupplung und Betätigungssystem sowie der Kraftüberhöhung der Tellerfeder. Beanstandungen beginnen erfahrungsgemäß ab etwa 300 N Pedalkraft.

Das Bild zeigt, daß bei Kerasinterbelägen der zugrunde gelegte Betätigungswirkungsgrad von 60 % über dem gesamten Leistungsbereich ausreichend ist, ausgenommen bei der Zweischeibenkupplung. Bei organischen Belägen sind dagegen

bereits ab etwa 50 kW Verbesserungen an Kupplung und Betätigungssystem notwendig, z.B. gesickte Tellerfederungen in der Kupplung oder Übertotpunktfedern im Ausrücksystem oder eine Servobetätigung.

5.5 Massenträgheitsmoment der Kupplungsscheibe

Erfahrungsgemäß ist es relativ schwierig, Beanstandungen wegen Nichttrennens der Kupplung und der damit verbundenen hohen Kräfte zum Schalten der Getriebegänge zu beseitigen. Es wird sich in dieser Beziehung auf jeden Fall positiv auswirken, daß durch eine großzügige Auslegung Temperatureinflüsse, die sicher eine Rolle spielen, reduziert werden. Es darf jedoch nicht übersehen werden, daß durch große Durchmesser und hohe Verschleißreserven Kupplungsscheiben mit hohen Massenträgheitsmomenten entstehen. Bild 17 zeigt, mit welchen Werten zu rechnen ist. Es ist dabei angenommen, daß organische Reibbeläge ein spezifisches Gewicht von 2 g/cm^3 haben und daß bei Verwendung von Kerasinterbelägen ein Drittel der Reibfläche durch Beläge bedeckt ist. Das Bild zeigt für beide Belagtypen jeweils die Massenträgheitsmomente, die mit oder ohne Torsionsdämpfer entstehen.

6. Zusammenfassung

Die Zuverlässigkeit der z.Zt. verwendeten trockenen Kupplungen für Schlepper wird zum Teil als unzureichend empfunden. Es wird vorgeschlagen, dem durch eine großzügigere Auslegung zu begegnen, die gleichzeitig das Verschleißvolumen der Beläge erhöht und die thermische Belastung herabsetzt. Durch die definierten Kennwerte wird die gewünschte Zuverlässigkeit hinsichtlich Verschleißverhalten der Beläge und Momentenübertragung erreicht werden. Ausfälle durch Ansteigen der Pedalkraft und der Kräfte zum Schalten des Getriebes können dagegen durch die Kupplung nur zum Teil oder überhaupt nicht gelöst werden. Hier sind gleichzeitig Verbesserungen an einwirkenden Komponenten des Schleppers notwendig, also am Betätigungssystem und an der Synchronisierung.

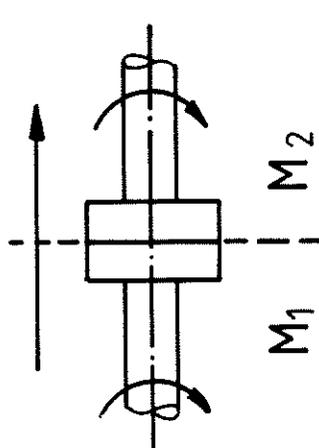
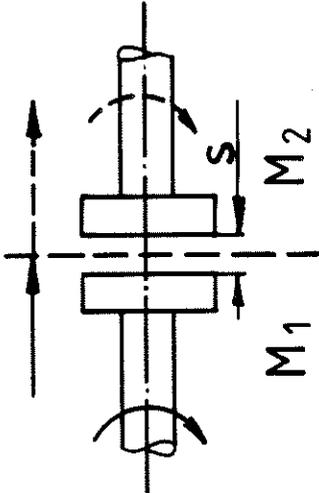
Der genannte Zielwert der Zuverlässigkeit definiert die trocken laufende Kupplung weiterhin als Verschleißteil, das bei der großen Mehrzahl der Schlepper während der Gesamtbetriebszeit von 10 000 h mindestens einmal ausgewechselt werden muß. Wird dies nicht akzeptiert oder kann der erforderliche Bauraum nicht zur Verfügung gestellt werden, so sollte ein anderer Kupplungstyp verwendet werden. Hier bietet sich die im Ölbad laufende Kupplung an. Sie kann prinzipiell so gestaltet werden, daß sie nicht mehr als Verschleißteil betrachtet werden muß. Es werden dann - selbstverständlich neben den Herstellkosten - andere Aspekte wie Überlastsicherheit und Trennverhalten in den Vordergrund treten. LuK ist jedoch der Meinung, daß die Möglichkeiten der Trockenkupplung noch nicht voll ausgeschöpft sind.

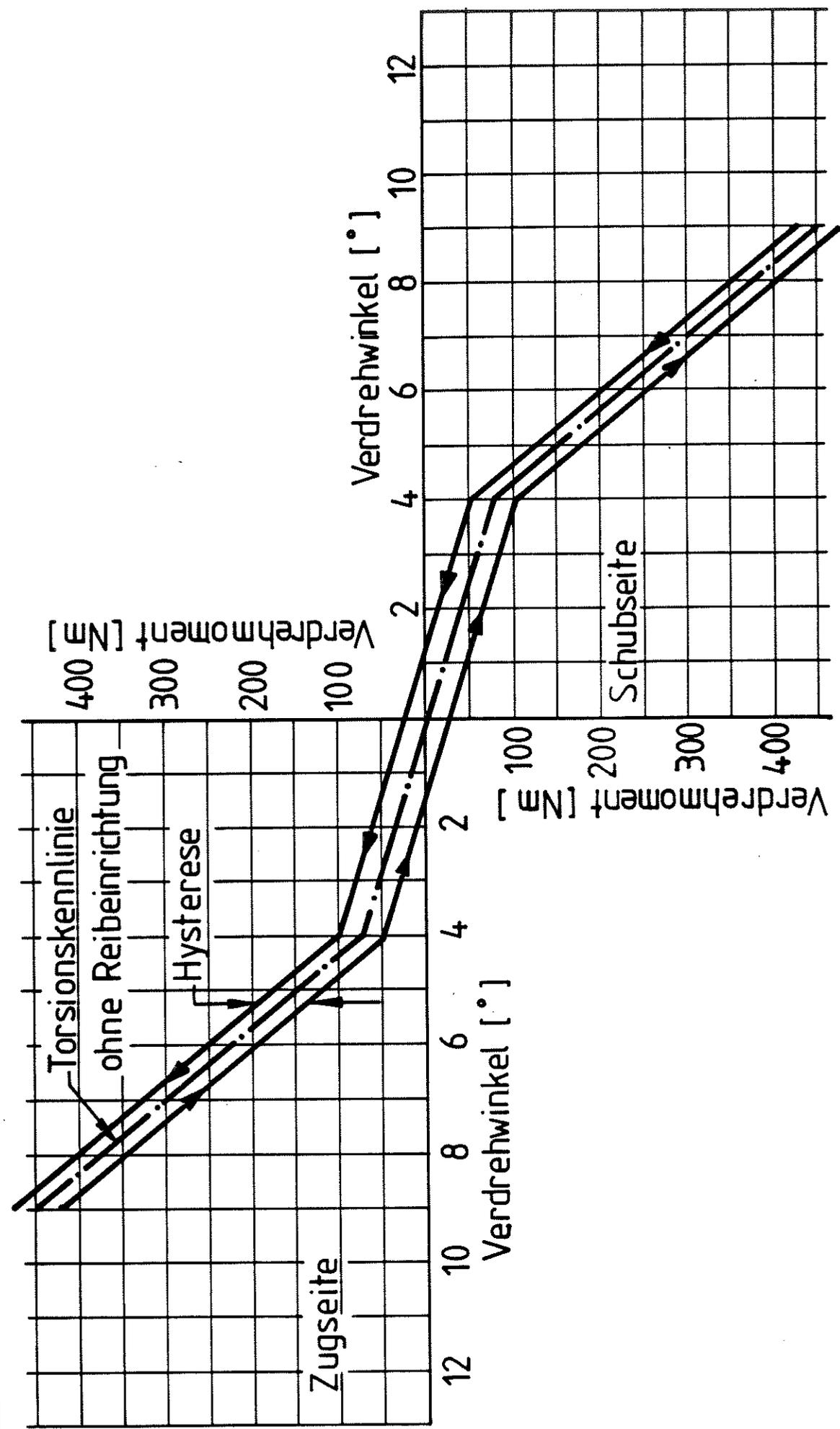
Zuverlässigkeit ist die Fähigkeit eines Produktes, die geforderten Funktionen während einer bestimmten Zeitdauer unter festgelegten Bedingungen zu erfüllen.

Affidabilità è la capacità di un prodotto di assolvere una funzione durante un tempo ben preciso in condizioni prestabilite.

Reliability is a product's ability to fulfill its required functions under specified conditions over a certain period of time.

La fiabilité est l'aptitude d'un produit à répondre aux fonctions exigées durant un temps déterminé pour des conditions fixées.

		Trennen	
		mechanisch	schwingungstechnisch
Verbinden	mechanisch	 <p>M_1 M_2</p>	 <p>M_1 M_2</p>
		$M_2 = M_1$ $M_R = K \times M_1$ $> M_1$	$M_2 \neq f(s)$ $M_2 \approx 0 (s = s_{max.})$



03 03 86

Torsionskennlinie für Schlepper mit 4- und 6-zyl. - Motoren

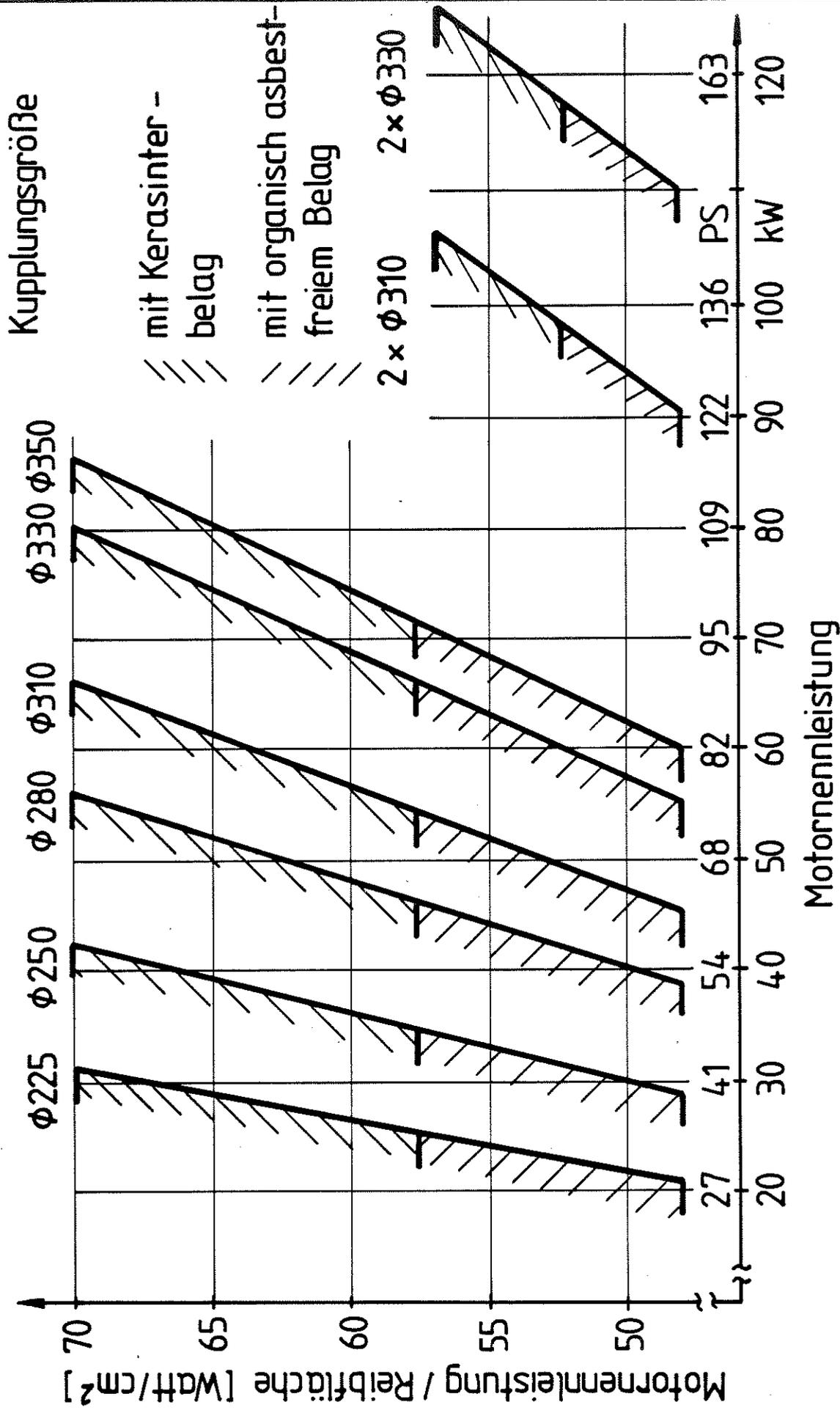


Belagart	organisch ,asbestfrei			Kerasinter			
	Dimensionierung [Watt/cm ²]	50	55	(60)	60	65	70
Verschleiß - reserve [mm]	3,3	4,7	(6,4)	4,5	5	5,6	2
Lebensdauer (h) bei Aust.-Summenhäuf.	0%	1000	(1000)	1000	1000	1000	3
	10%	3300	(3500)	3000	3000	3000	4
	20%	4200	(4600)	3700	3700	3700	5
	62,5%	6820	(7900)	5400	5400	5500	6



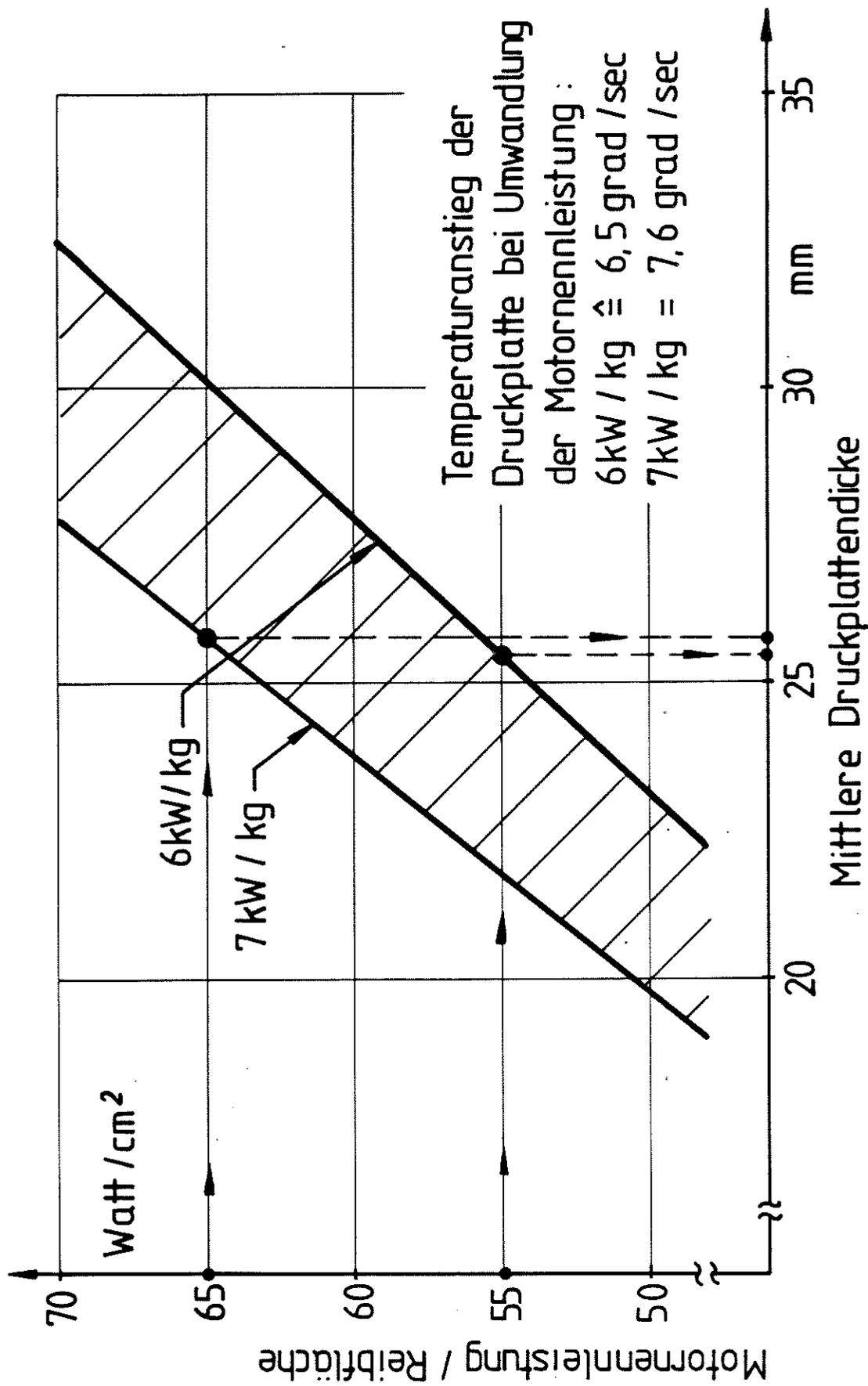
Erforderliche Dimensionierungskennwerte für das genannte
Zuverlässigkeitsziel

13 03 86



Einsatzgrenzen der verschiedenen Kupplungsgrößen für das genannte Zuverlässigkeitsziel

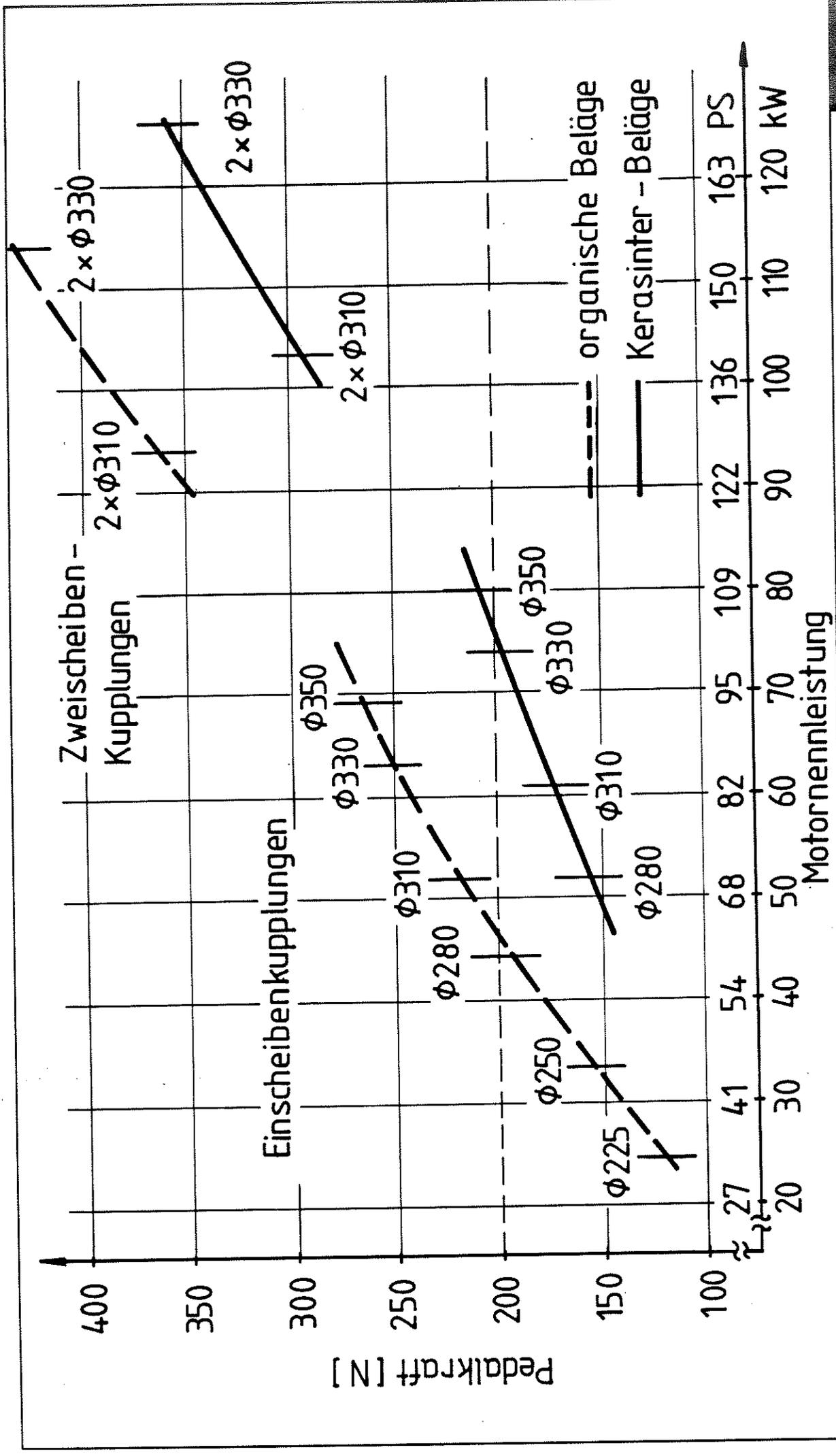




15 03 86

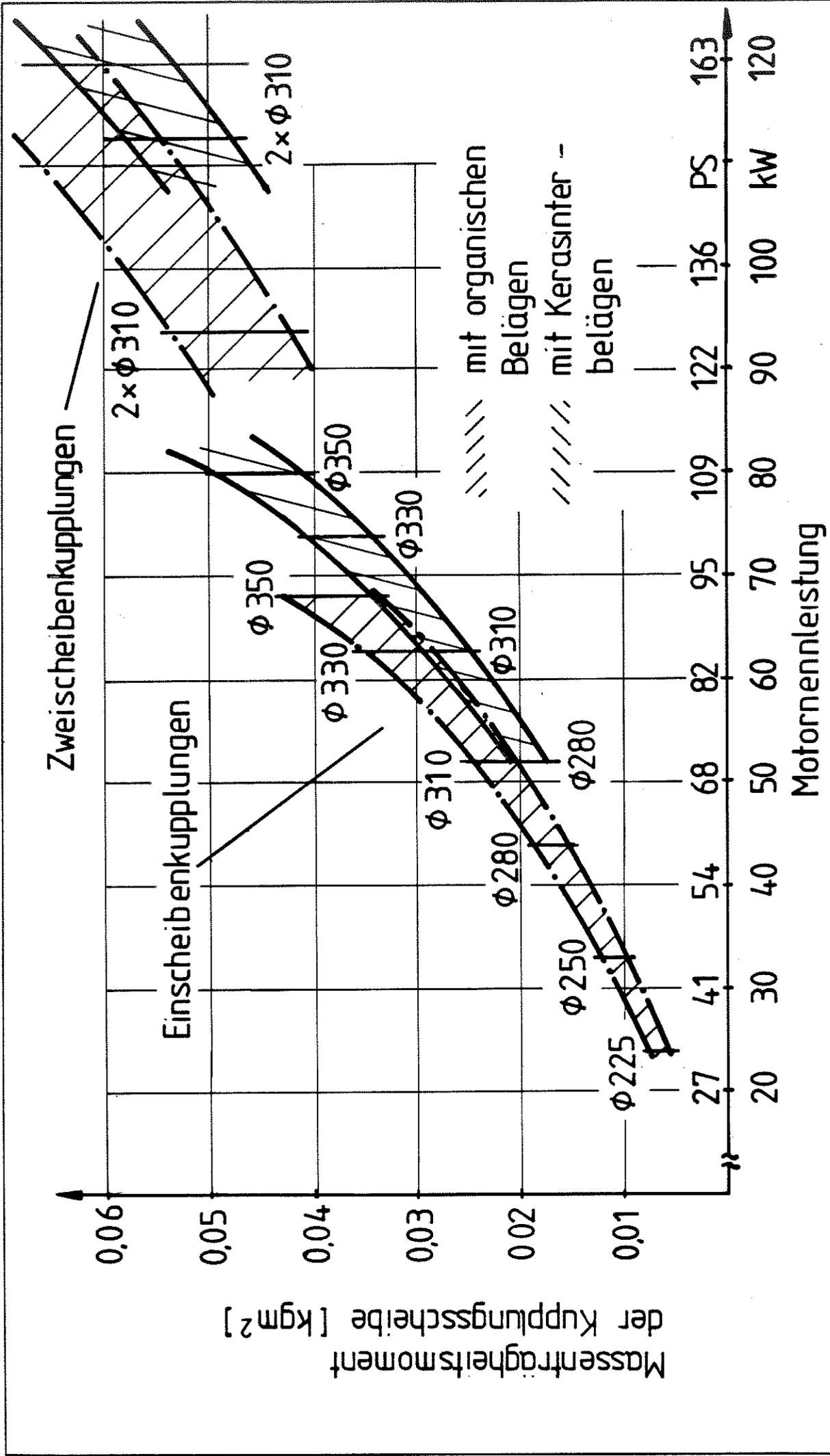
Druckplattendicke in Abhängigkeit von Dimensionierungskennwerten





Pedalkraft in Abhängigkeit von der Motornennleistung und der Belagart

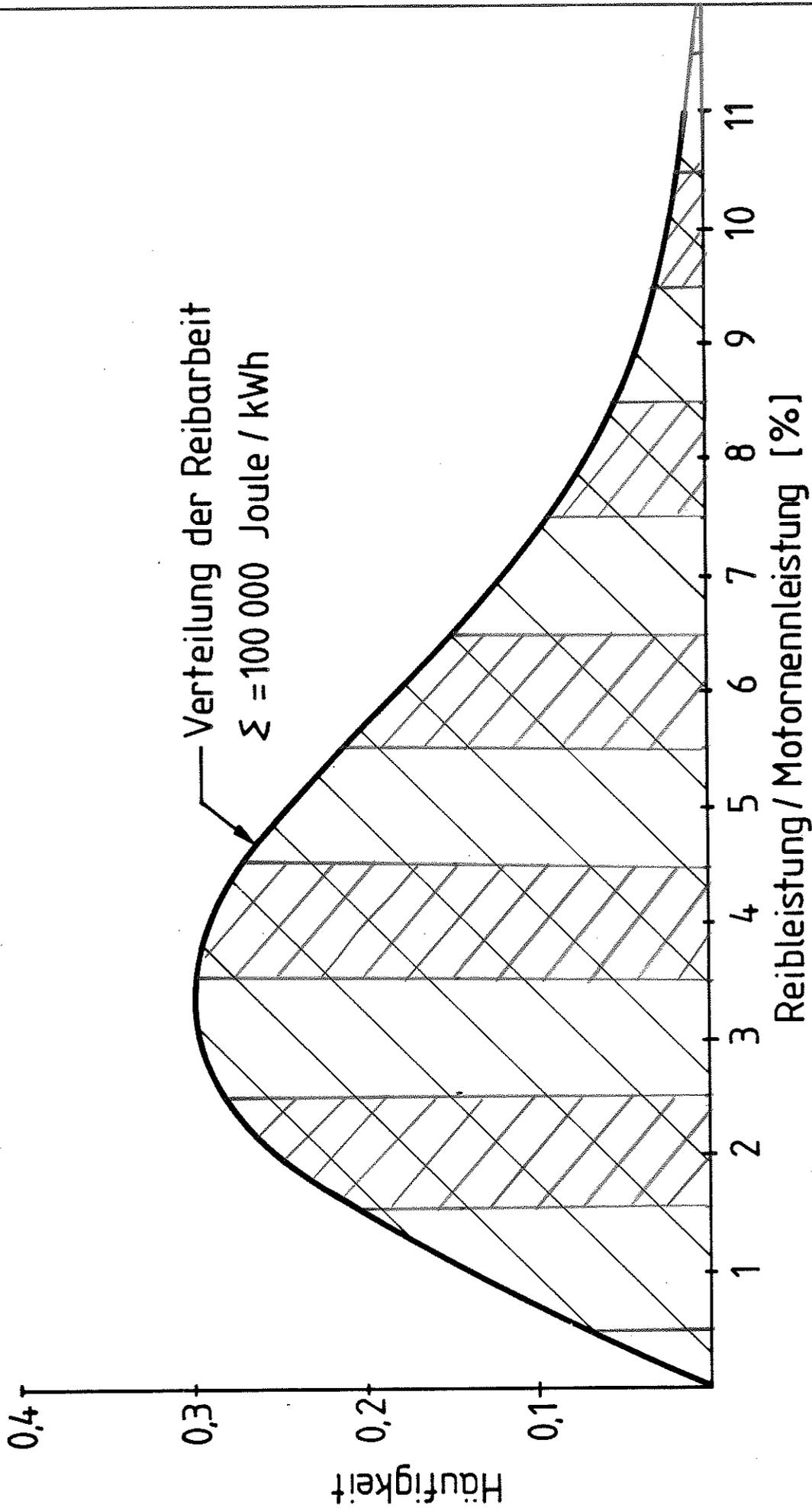
16 03 86

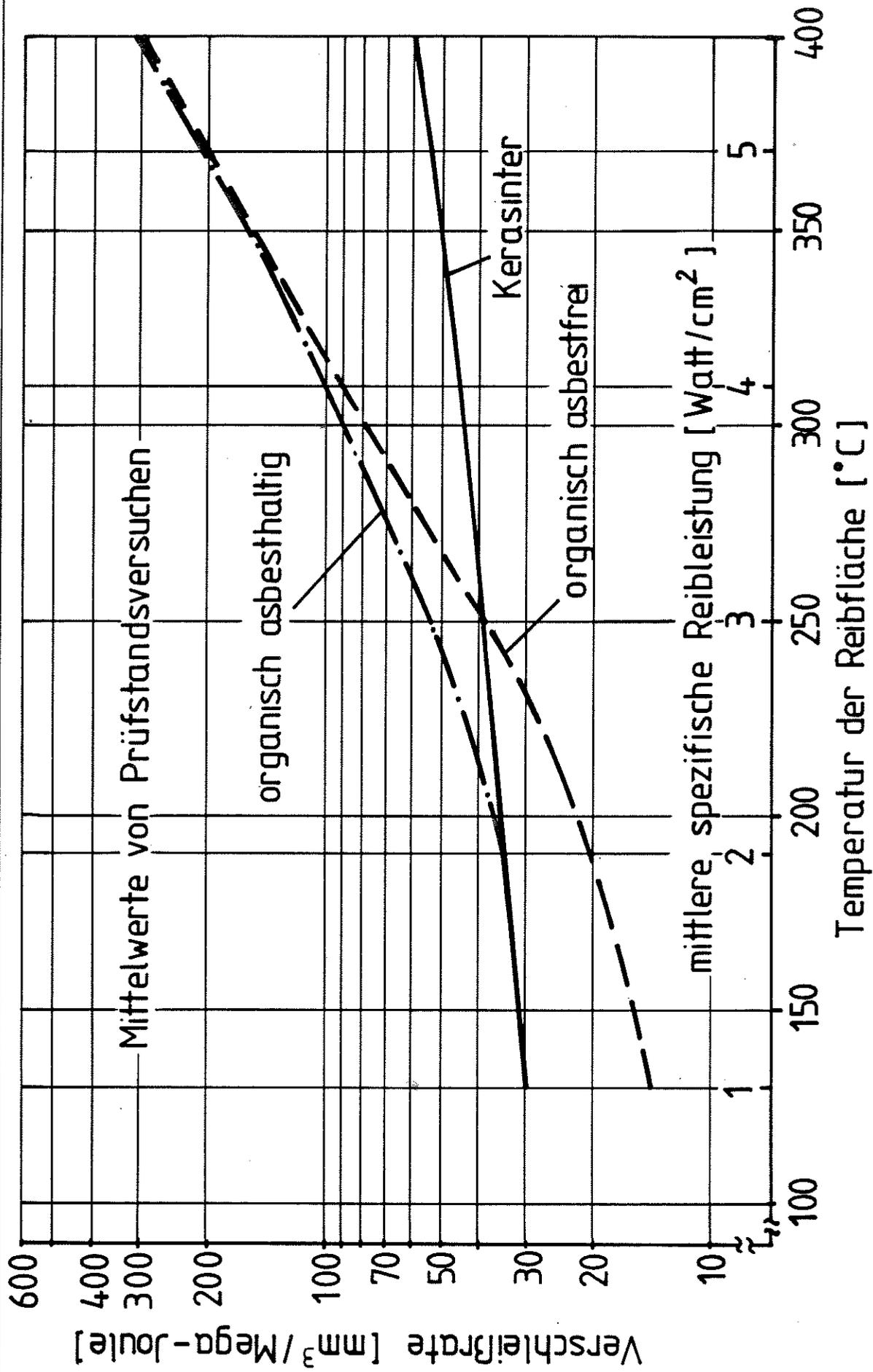


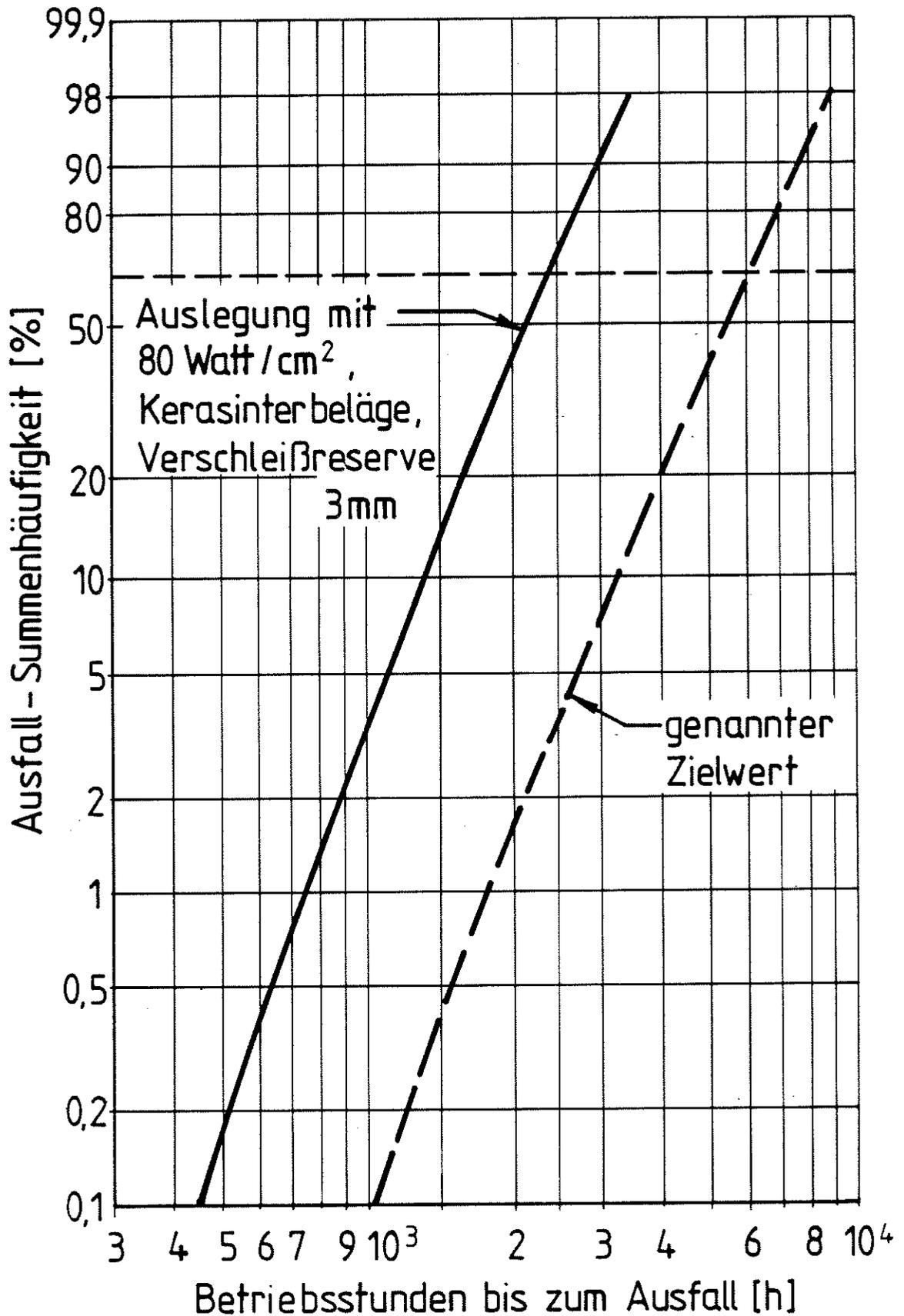
Massenträgheitsmoment der Kupplungsscheibe in Abhängigkeit von der Motorleistung und der Belagart

17 03 86







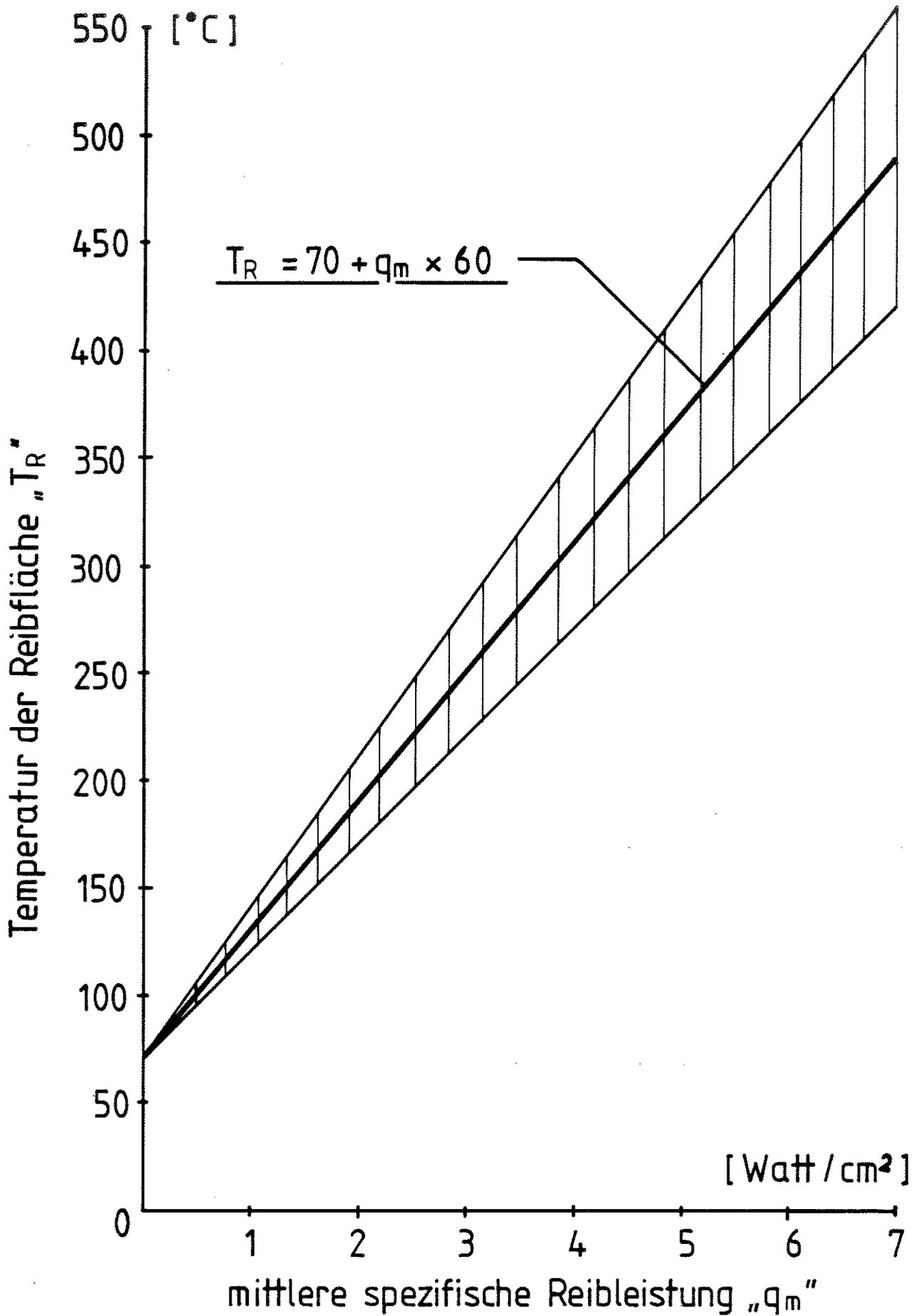


	mittlere Reib- leistung / Motor- nennleistung	Reibarbeit pro kW und Betriebsstunde	Temperatur der Umluft	Temperatur der Reibfläche
normale Dauer - belastung	0,3 ÷ 0,6 %	10 000 ÷ 20 000 Joule / kWh	70 ÷ 90° C	130 ÷ 150° C
extreme Dauer - belastung	2,5 ÷ 5 %	90 000 ÷ 180 000 Joule / kWh	100 ÷ 160° C	230 ÷ 350° C
extreme Kurzzeit - belastung	Rutschvorgänge bis zu 10 sec. bei voller Motorleistung			

06 0386

Belastungen der Schlepperkupplung

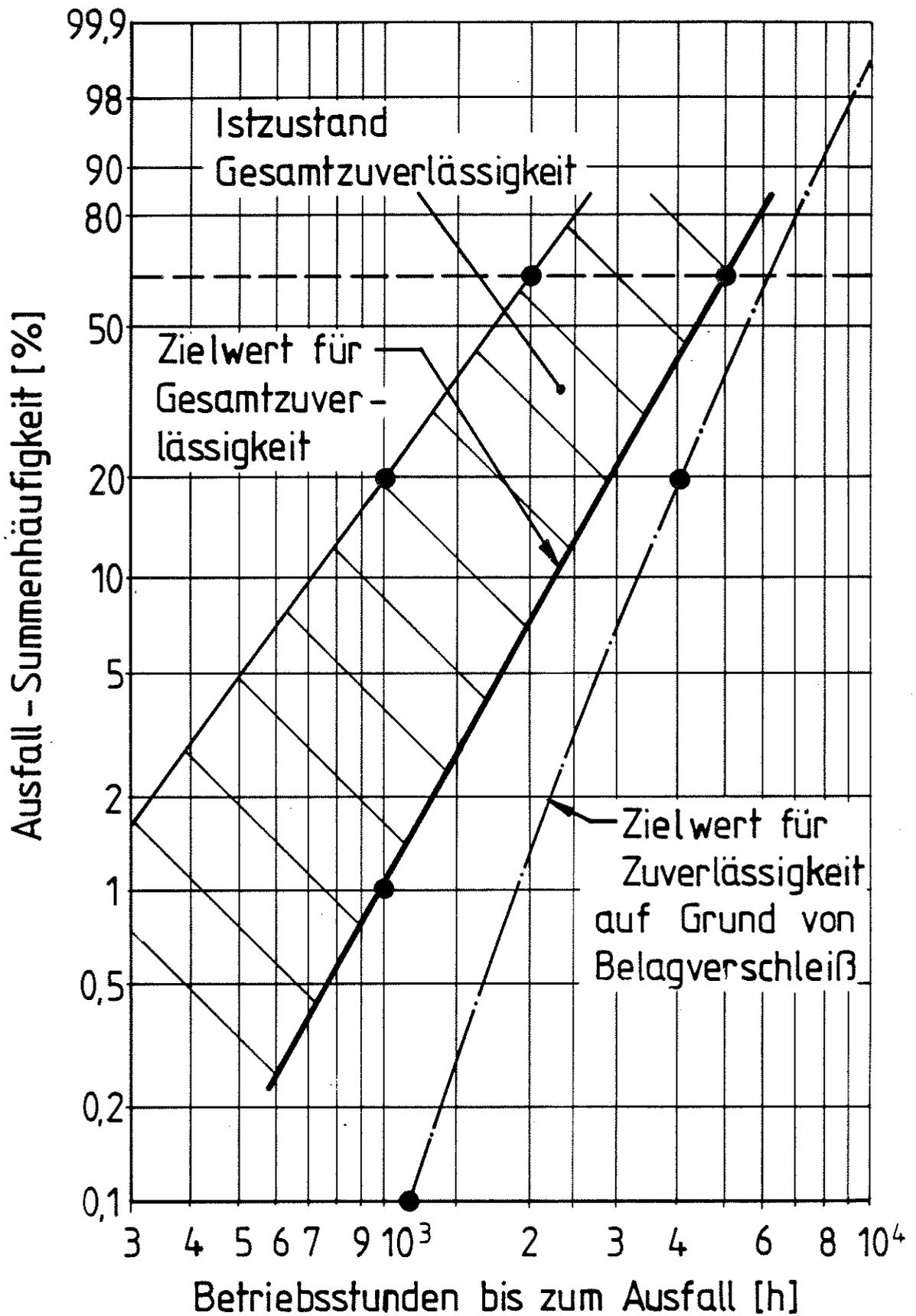
LUK



07 03 86

Temp. der Reibfläche in Abhängigkeit von der mittl. spez. Reibleistung bei geschl. Glocke

LUK





Kupplungen
Clutches
Embrayages
Embragues

OPTIMIERTE KUPPLUNGS AUSLEGUNG
AUSRÜCKKRAFT UND KOMFORT

DIPL.-ING. PAUL MAUCHER

APRIL 1986

OPTIMIERTE KUPPLUNGS AUSLEGUNG

AUSRÜCKKRAFT UND KOMFORT

INHALTSANGABE

Einleitung

1. Angemessene Lebensdauer
2. Sichere Übertragung des Motordrehmoments
3. Geringe Verluste im Ausrücksystem
4. Belagfederkennlinie, Tellerfederkennlinie und Kupplungsabhub
 - 4.1 Zusammenhänge in der Kupplung
 - 4.2 Einfluß der Belagfeder- und Tellerfederkennlinie auf das Eingriffsverhalten
 - 4.3 Ausrückkraftvergleich
 - 4.4 Einfluß des Kupplungsabhubs bzw. der Hebelübersetzung in der Kupplung und der Belagfederkennlinie auf den Komfort
 - 4.5 Vergleich der gedrückten mit der gezogenen Kupplung
5. Zusammenfassung und Schlußfolgerung

OPTIMIERTE KUPPLUNGS AUSLEGUNG

Ausrückkraft und Komfort

Einleitung

Bei der Auslegung von Kupplungen sind folgende Kriterien zu beachten (Bild 1):

- angemessene Lebensdauer
- sichere Übertragung des Motordrehmoments
- geringe Verluste im Ausrücksystem
- niedrige Ausrückkraft
- gutes Trennverhalten
- stoßfreies Einkuppeln

Ein wesentlicher Gesichtspunkt ist - wie man sieht - neben Lebensdauer und Momentenübertragung der Bedienungskomfort.

In den Anfängen wurden bei entsprechend niedrigem Einkuppelkomfort in der Kraftfahrzeugkupplung Kupplungsscheiben ohne Belagfederung verwendet. Der Kupplungsabhub konnte dadurch kleiner als heute ausgeführt werden.

Zur Komfortverbesserung wurden schon bald Kupplungsscheiben mit Belagfederung eingeführt. Um weiterhin gutes Trennen der Kupplung sicherzustellen, war eine Vergrößerung des Kupplungsabhubs notwendig.

Bedingt durch immer wieder auftretende Probleme beim Trennen und Einkuppeln bestand die Tendenz, den Kupplungsabhub und die Belagfederung zu vergrößern.

Als Resultat haben wir heute vielfach sehr große Belagfederung und großen Kupplungsabhub mit dem Nachteil einer hohen Ausrückkraft.

Die hohen Ausrückkräfte vergrößern die Reibungs- und Elastizitätsverluste im Ausrücksystem und führen dadurch zu noch höheren Pedalkräften und zur Verschlechterung des Einkuppelverhaltens. So können Maßnahmen, die ursprünglich zur Erhöhung des Kupplungskomforts gedacht waren, gerade das Gegenteil bewirken.

Welche Kriterien zu einer im ganzen optimalen Kupplungsauslegung führen, wird im folgenden behandelt. Die Aussagen zur Arbeitsbelastung und Rutschsicherheit gelten dabei speziell für Pkw-Kupplungen. Die übrigen Betrachtungen dagegen sind allgemein gültig.

1. Angemessene Lebensdauer

Die Hauptbeanspruchung der Kupplung tritt bei der Anfahrt des Fahrzeuges auf. Bild 2 zeigt schematisch einen Anfahrvorgang. Die durch Drehzahldifferenz zwischen dem Motor und Getriebe erzeugte Reibarbeit wird dabei in Wärme umgesetzt. Die Kupplung muß so dimensioniert sein, daß die Reibarbeit A - bezogen auf die Belagreibfläche F -, als spez. Arbeitsbelastung 'a' bezeichnet, bestimmte Grenzwerte nicht überschreitet, um ein Überhitzen bzw. zu großen Belagverschleiß zu vermeiden.

Für die Berechnung der spez. Arbeitsbelastung wird von LuK aufgrund langjähriger Erfahrung als Motordrehzahl

bei Anfahrt in der Ebene

$$n_{\text{Mot}} = \frac{1}{6} \text{ Motordrehzahl bei } M_{d_{\text{max}}} + 1000 \text{ U/min}$$

bei Anfahrt am Berg bei 26 % Steigung

$$n_{\text{Mot}} = \frac{1}{6} \text{ Motordrehzahl bei } M_{d_{\text{max}}} + 2000 \text{ U/min}$$

zugrunde gelegt.

Für die spez. Arbeitsbelastung galten bei LuK erfahrungsgemäß bisher folgende Grenzwerte:

- Anfahrt in der Ebene: 26 Nm/cm² bis max. 32 Nm/cm².
- Anfahrt am Berg bei 26 % Steigung: max. 300 Nm/cm².

Bild 3 zeigt die spezifische Arbeitsbelastung eines repräsentativen Querschnittes von Pkw-Kupplungen für Fahrzeuge zwischen 1000 cm³ und 3000 cm³ Hubraum. Im unteren Teilbild sind die Werte bei Anfahrt in der Ebene aufgetragen. Die vorher genannten Grenzwerte 26 Nm/cm² und 32 Nm/cm² sind als gestrichelte Linie eingezeichnet.

Man sieht, daß in der Praxis die spezifische Arbeitsbelastung nicht für alle Fahrzeuge gleich ist, sondern mit dem Hubraum der Motoren ansteigt. Dabei beträgt der Mittelwert für Fahrzeuge mit 1 bis 1,2 ltr.-Motoren ca. 22,5 Nm/cm², für solche > 2,6 bis 3 ltr. ca. 32 Nm/cm². Den mittleren Verlauf zeigt die dick ausgezogene Linie.

Als Ursache hierfür gilt, daß man bei Fahrzeugen mit schwacher Motorisierung im Vergleich zu starker Motorisierung oft mit höherer Motordrehzahl anfährt und auch häufiger schaltet mit entsprechend höherer Reibarbeit der Kupplung. Außerdem ist die Verschleißreserve für kleine Kupplungen vielfach geringer.

Zur Kupplungsauslegung sind daher für die Anfahrt in der Ebene Werte für die spez. Arbeitsbelastung entsprechend der dick ausgezogenen Linie anzustreben. Nicht überschritten werden sollten die Werte entsprechend der strichpunktierten Linie.

Das obere Teilbild zeigt die Arbeitsbelastung bei Anfahrt am Berg. Die Werte liegen im wesentlichen unterhalb der Grenze von 300 Nm/cm^2 . Die mittlere Arbeitsbelastung ist hier über den gesamten Bereich nahezu konstant. Lediglich bei den drei Fahrzeuggruppen $> 1,8$ bis 2 ltr. , $2,2$ und $2,4 \text{ ltr.}$ wird der Grenzwert weit überschritten. Es handelt sich hierbei um Dieselfahrzeuge mit ungünstiger Untersetzung im Antriebsstrang und gegenüber Normalauslegung begrenzter Steigfähigkeit bzw. begrenzter zulässiger Anhängerzuglast.

2. Sichere Übertragung des Motordrehmoments

Das Motordrehmoment muß auch unter extremen Bedingungen sicher übertragen werden. Als Maßstab gilt die Rutschsicherheit, d.h. das Verhältnis zwischen dem Rutschmoment der Kupplung und dem max. Motordrehmoment. Das Rutschmoment selbst errechnet sich aus dem Reibradius, der Anpreßkraft der Kupplung und dem Reibwert der Kupplungsbeläge.

Gerechnet mit einem Reibwert von 0,27 soll die Rutschsicherheit für asbesthaltige Beläge min. 1,2 betragen. Für asbestfreie Beläge war unsere Forderung bisher min. 1,3. In Zukunft kann zumindest für einige asbestfreie Qualitäten aufgrund der vorliegenden Testergebnisse wieder mit einer Rutschsicherheit von 1,2 gerechnet werden.

In Bild 4 ist die Rutschsicherheit über dem Hubraum der Fahrzeuge aufgetragen. Der Mittelwert für die Hubraumklassen ist jeweils durch ein Kreuz markiert. Wie ersichtlich, liegt die mittlere Rutschsicherheit über 1,4. Eine Reduzierung der Rutschsicherheit und damit Senkung der Anpreßkraft bis zu 25 % wäre in vielen Fällen vorstellbar.

3. Geringe Verluste im Ausrücksystem

Das Ausrücksystem besteht aus einer Reihe von Kraftübertragungselementen wie z.B. Hebel, Lagerstellen, Bowdenzüge, Rückstellfedern, die sämtlich mehr oder weniger große Verluste durch Reibung oder Elastizität bringen.

Diese Verluste sind teilweise sehr hoch und die Auswirkung auf die Pedalkraft und den Kupplungskomfort erheblich.

Bei LuK wurden verschiedene mechanische und hydraulische Ausrücksysteme vermessen. Die Ergebnisse zeigt Bild 5.

Die Tabelle - Bildmitte - zeigt den Gesamtverlust V_{ges} , aufgeteilt in Kraftverlust V_F und Wegverlust V_S . Die ermittelten Gesamtverluste gehen bei hydraulischen Ausrücksystemen bis 40 %, bei mechanischen bis 55 %. Die Auswirkung

auf die Pedalkraft ist im Teilbild oben dargestellt. Die gestrichelte Linie zeigt den theoretischen Pedalkraftverlauf über dem Pedalweg, wie er sich rechnerisch aus der Ausrückkraft der Kupplung und der Übersetzung des Ausrücksystems ohne Verluste ergibt. Die ausgezogene Kennlinie stellt einen gemessenen Pedalkraftverlauf dar. An diesem Beispiel wird die Auswirkung der Verluste deutlich. Die gemessene Pedalkraft ist ca. 50 % und der gemessene Pedalweg ca. 40 % größer als im verlustfreien System.

In vielen Fällen ist mit vertretbarem Aufwand ein wesentlicher Verlustabbau möglich. So ergibt z.B. eine Reduzierung des Gesamtverlustes im Ausrücksystem von 50 % auf 40 % eine Pedalkraftsenkung um 20 %. Hier ist oftmals viel leichter eine Pedalkraftsenkung zu erreichen als durch Maßnahmen im Kupplungsbereich.

4. Belagfederkennlinie, Tellerfederkennlinie und Kupplungsabhub

4.1 Zusammenhänge in der Kupplung

Der Drehmomentaufbau beim Einkuppelvorgang sowie die Ausrückkraft sind abhängig von der Belagfederkennlinie, der Tellerfederkennlinie und dem Kupplungsabhub. Auf einige wesentliche Aspekte des Eingriffsverhaltens von Kupplungen wurde bereits im letzten Kupplungskolloquium unter dem Thema 'Betätigung und Eingriffsverhalten von Kfz-Trockenreibungskupplungen' eingegangen. Damals wurde vor allem der Einfluß von Reibung und Elastizitäten im Ausrücksystem auf das Einkuppelverhalten untersucht und dargestellt.

Nachfolgend sollen die Einflüsse der Belagfeder- und Tellerfederkennlinie sowie die Größe des Kupplungsabhubs auf die Ausrückkraft und den Kupplungskomfort aufgezeigt werden.

Die Funktion der Kupplung und die Zusammenhänge für die Ermittlung der Kräfte sind in Bild 6 dargestellt. Die Kupplung ist am Schwungrad befestigt. Zwischen der Druckplatte der Kupplung und der Schwungradfläche ist die Kupplungsscheibe eingespannt. Die Beläge der Kupplungsscheibe sind über Federsegmente axial abgedrückt. Die Druckplatte wird über eine Tellerfeder, die sich am Deckel abstützt, gegen die Kupplungsscheibe gedrückt. Über die Zungen der Tellerfeder läßt sich die Kupplung ausrücken.

An der Kupplung wirken im wesentlichen drei Hauptkräfte: die Belagfederkraft, die Tellerfederkraft und die Ausrückkraft. Diese drei Kräfte stehen in jedem Zustand, d.h. ausgerückt, während des Einrückvorganges und eingerückt, im Momentengleichgewicht. Es muß jeweils die Differenz von (Tellerfederkraft F_T - Belagfederkraft F_B) x Hebelarm a = Ausrückkraft F_A x Hebelarm b sein (Gleichung 1).

Daraus ergibt sich, daß die Differenz zwischen Tellerfeder- und Belagfederkraft gleich ist der Ausrückkraft, multipliziert mit dem Verhältnis der Hebelarme, d.h. mit dem Übersetzungsverhältnis der Tellerfeder in der Kupplung (Gleichung 2).

Somit bestimmen die Differenz zwischen Tellerfeder- und Belagfederkraft und das Übersetzungsverhältnis der Tellerfeder die Ausrückkraft der Kupplung (Gleichung 3).

Es bedeutet auch, daß die Belagfederkraft F_B gleich der Tellerfederkraft F_T - Ausrückkraft $F_A \times$ Hebelarm $b/$ Hebelarm a ist (Gleichung 4). Aus dieser Beziehung läßt sich während des Einkuppelvorgangs die wirksame Belagfederkraft und damit das Rutschmoment der Kupplung ermitteln.

In Bild 7 sind die Zusammenhänge anhand der Kupplungskennlinie dargestellt. Die gestrichelte Linie stellt den Verlauf der Tellerfederkraft dar. Zusätzlich ist die Belagfederkennlinie strichpunktiert eingezeichnet. Die Belagfederkennlinie muß sich im Betriebspunkt mit der Tellerfederkennlinie schneiden, da in diesem Zustand, d.h. ohne Ausrückkraft, die Tellerfederkraft gleich der Belagfederkraft sein muß. Aus der Differenz Tellerfederkraft minus Belagfederkraft ergibt sich die Ausrückkraft, multipliziert mit der Übersetzung der Kupplung, im Diagramm als ausgezogene Kurve.

Dies gilt für die Annahme, daß sämtliche andere Elemente in der Kupplung starr sind. Nur dann sind die Zusammenhänge zwischen den Kräften und den zugehörigen Wegen auf einfache Weise zu ermitteln. Aufgrund von elastischen Verformungen verschiedener Kupplungskomponenten in Verbindung mit der nicht linearen Tellerfeder- und Belagfederkennlinie werden die Zusammenhänge komplexer.

4.2 Einfluß der Belagfeder- und Tellerfederkennlinie auf das Eingriffsverhalten

An Kupplungen wurden Messungen durchgeführt mit dem Ziel, die Einflüsse der Tellerfeder- und Belagfederungskennlinie auf das Einkuppelverhalten bzw. den Rutschmomentaufbau zu ermitteln. Hierzu wurden Kupplungen mit extremen Tellerfeder- und Belagfederkennlinien verwendet.

In Bild 8 sind im Teilbild links die Kennlinien der beiden verwendeten Kupplungen dargestellt. Die Kupplung A hat eine sog. steile Kennlinie, d.h. eine relativ große Steigung im Betriebspunkt neu, die Kupplung B weist eine flache Kennlinie mit entsprechend kleiner Steigung auf. Die Verschleißreserve der Kupplung B ist dadurch, wie aus dem Diagramm zu erkennen ist, geringer als bei der Kupplung A.

Im rechten Teilbild sind unterschiedliche Belagfederungskennlinien dargestellt. Die Kupplungsscheibe 1 zeigt einen stark progressiven Verlauf mit sehr flacher Steigung am Anfang, die Kupplungsscheibe 2 hat im Gegensatz hierzu eine sehr geringe Progressivität.

Im folgenden Bild 9 ist für die Kombination beider Kupplungsscheiben 1 und 2 mit beiden Kupplungen A und B der Eingriffsverlauf bzw. Rutschmomentaufbau gegenübergestellt. Wie das Diagramm zeigt, haben die Kupplungen A und B bei gleicher Belagfederungskennlinie einen absolut gleichen Eingriffsverlauf, obwohl sie extrem unterschiedliche Tellerfederkennlinien aufweisen. Den entscheidenden Einfluß hat jeweils nur die Belagfederungskennlinie.

Es muß hieraus gefolgert werden, daß die Form der Tellerfederkennlinie, nämlich steil oder flach, praktisch keinen Einfluß auf den Rutschmomentaufbau, d.h. das Einkuppelverhalten der Kupplung hat.

4.3 Ausrückkraftvergleich

Für die in der vorhergehenden Untersuchung verwendeten Kupplungen A und B, d.h. mit sehr steiler bzw. flacher Tellerfederkennlinie, ist der Ausrückkraftverlauf in Bild 10 für die Kupplungsscheibe mit stark progressiver Kennlinie dargestellt.

Das obere Teilbild zeigt die Ausrückkraft für die neue Kupplung, das untere Teilbild die Ausrückkraft nach 1,5 mm Belagverschleiß. Die Ausrückkraft der Kupplung A mit steiler Tellerfederkennlinie ist durchgezogen, die der Kupplung B mit flacher Kennlinie gestrichelt ausgeführt.

Man sieht, daß die steile Tellerfederkennung große Vorteile für die Ausrückkraft der neuen Kupplung bringt. Im Neuzustand ist die Kupplung A mit ca. 1100 N Ausrückkraft erheblich günstiger als die Kupplung B mit etwa 1500 N. Bei Belagverschleiß steigt jedoch die Ausrückkraft der Kupplung A infolge der steileren Tellerfederkennlinie stärker an als die der Kupplung B. Nach 1,5 mm Belagverschleiß verbleibt für die Kupplung A immer noch ein geringfügiger Vorteil (siehe Diagramm unten).

Damit spricht alles für eine relativ steile Tellerfederkennlinie.

4.4 Einfluß des Kupplungsabhubes bzw. der Hebelübersetzung in der Kupplung und der Belagfederkennlinie auf den Komfort

Zur besseren Darstellung des Einflusses der Belagfeder- und Tellerfederkennlinie auf das Eingriffsverhalten und die Ausrückkraft wurden im vorhergehenden Abschnitt Kupplungen mit gleich großem Abhub verwendet.

Anhand der Momentengleichung für die Kräftebestimmung (Bild 6, Gleichung 3) wurde gezeigt, daß die Ausrückkraft der Kupplung direkt vom Hebelübersetzungsverhältnis der Kupplung abhängig ist, die Ausrückkraft also mit wachsendem Übersetzungsverhältnis abnimmt. Gleichzeitig reduziert sich der Kupplungsabhub.

Die Frage ist nun: Wie wirkt sich die Reduzierung des Kupplungsabhubes auf den Anpreßkraftanstieg und damit den Drehmomentaufbau beim Einkuppeln, d.h. auf den Kupplungskomfort aus?

Als typisches Beispiel werden zunächst zwei gedrückt ausgerückte Kupplungen K1 und K2 mit extrem unterschiedlichem Druckplattenabhub von 1,75 und 1,35 bei 7 mm Ausrückweg gegenüberstellend untersucht.

Um einen aussagefähigen Vergleich zu erhalten, wird für beide Kupplungen die gleiche Tellerfederkennlinie, wie sie in Bild 11 gezeigt ist, eingesetzt.

Bild 12 zeigt die Belagfederkennlinien der verwendeten Kupplungsscheiben mit einer Belagfederung von 1,0 mm bzw. 0,7 mm.

In Bild 7 wurde anhand der Kennlinien der Zusammenhang von Tellerfederkraft, Ausrückkraft und Belagfederkraft, die gleich der Anpreßkraft ist, aufgezeigt. Da für das Eingriffsverhalten und die Ausrückkraft nur der Bereich rechts der durch den Betriebspunkt gehenden senkrechten Linie wesentlich ist, soll nachfolgend nur auf diesen Bereich eingegangen werden.

Bisher wurden die Elastizitäten der Kupplungselemente nicht berücksichtigt.

Bild 13 zeigt das betreffende Kennlinienfeld ohne die Wirkung der Belagfederung, jedoch unter Berücksichtigung der sonstigen Elastizitäten im Kraftfluß der Kupplung. Über dem Ausrückweg ist die Ausrückkraft strichpunktiert, die wirksame Anpreßkraft gestrichelt und der Abhub der Druckplatte als durchgezogene Linie aufgetragen. Die wirksame Anpreßkraft der Druckplatte, nachfolgend kurz Anpreßkraft genannt, fällt bei Ausrückbeginn nicht schlagartig, sondern erst nach einem bestimmten Ausrückweg - im gezeigten Beispiel etwas mehr als 2 mm - auf Null ab. Hierfür sind die elastischen Verformungen in der Kupplung wie Durchbiegung der Tellerfederzungen, Federung des Kupplungsgehäuses und Elastizität in der Tellerfederlagerung verantwortlich, die wie eine lineare Belagfederung wirken. Beim Einkuppeln erfolgt also der Anpreßkraftanstieg auch ohne Belagfederung nicht schlagartig, sondern nahezu linear über einen Teil des Einrückweges. Dieser Weganteil wird um so größer, je elastischer die Kupplung wirkt. Ein weiches Einkuppelverhalten wird durch die Elastizität der Kupplung meist jedoch nicht erreicht. Man benötigt zusätzlich die progressiv belaggefederte Kupplungsscheibe.

In Bild 14 ist das Kennlinienfeld der Kupplung mit der in Bild 11 dargestellten Tellerfederkennlinie unter Berücksichtigung der Kupplungselastizität und der Wirkung der Belagfederkraft gezeigt. Die einzelnen Kennlinien sind für die neue Kupplung durchgezogen und für 1,5 mm Belagverschleiß gestrichelt gezeichnet.

Beim Ausrücken entlastet die Druckplatte die Kupplungsbeläge. Dabei fällt die Anpreßkraft, die immer gleich der Belagfederkraft ist, vom Betriebspunkt beginnend mit zunehmendem Ausrückweg gegen Null ab. Bei weiterer Wegvergrößerung, ca. ab 5 mm Ausrückweg, hebt die Druckplatte von den Kupplungsbelägen ab und bildet einen freien Lüftspalt, der gleich dem Druckplattenabhub minus Belagfederweg ist.

Wir sehen, daß der Anpreßkraftanstieg durch die Wirkung der Belagfederkraft gegenüber dem vorhergehenden Beispiel ohne Belagfederung schon sehr viel früher beginnt. Der Anstieg ist zunächst sehr flach und wächst mit zunehmendem Einrückweg progressiv. Die Kennlinien für die Anpreßkraft und den Lüftspalt zeigen für den Neuzustand und 1,5 mm Belagverschleiß einen im wesentlichen parallelen Verlauf. Sie sind durch die größeren elastischen Verformungen, bedingt durch die höheren Tellerfeder- und Ausrückkräfte bei Verschleiß, lediglich axial etwas verschoben. Die Ausrückkraft ist wegen der angenommenen steilen Tellerfederkennlinie bei Verschleiß höher als im Neuzustand.

Da die Verhältnisse zwischen Neuzustand und 1,5 mm Belagverschleiß für die Kupplungsbeispiele ähnlich sind, wird beim nachfolgenden Vergleich der Anpreßkraft und des

Lüftweges auf die Darstellung bei 1,5 mm Belagverschleiß verzichtet.

Bild 15 zeigt den Vergleich der gedrückten Kupplungsaggregate K1 und K2 unterschiedlichen Abhubes. Es hat K1 einen großen Abhub und große Belagfederung, K2 einen relativ kleinen Abhub und entsprechend kleine Belagfederung. Der Verlauf der Antriebskraft der Druckplatte auf die Kupplungs-scheibe über dem Ausrückweg und auch der Lüftspalt sind nahezu identisch, obwohl die Kupplungen im Abhub stark differieren.

Man sieht hieraus, daß bei richtiger Anpassung der Belagfederkennlinie an den Druckplattenabhub eine gleiche Einrückcharakteristik erreicht wird, unabhängig von der Größe des Abhubes, d.h. das Anfahrverhalten des Fahrzeuges hängt nicht von der Größe des Abhubes ab.

Der Vergleich der Ausrückkräfte der behandelten Kupplungen ist in Bild 16 gezeigt. Wie zu erwarten war, besitzt die gedrückte Kupplung K2 mit dem kleinen Abhub und reduzierter Belagfederung gegenüber der Kupplung K1 mit dem großen Abhub und der großen Belagfederung eine wesentlich niedrigere Ausrückkraft.

Theoretisch ist zu erwarten, daß die beiden Kupplungen ein gleichwertiges Einkuppelverhalten zeigen. Sie wurden zur Bestätigung im gleichen Fahrzeug bewertet. Für K1 lag die Pedalkraft bei 130 N und für K2 bei ca. 100 N. Das Einkuppelverhalten war in beiden Fällen gut. In der Tendenz lag aber die Kupplung K2 mit dem kleinen Abhub und kleiner Belagfederung günstiger.

Dies ist ursächlich auf die niedrigeren Kräfte und dadurch gegebenen geringeren Reibungsverluste zurückzuführen, die eine feinfühligere Betätigung der Kupplung gestatten.

4.5 Vergleich der gedrückten mit der gezogenen Kupplung

Im allgemeinen wird angenommen, daß eine gezogene Kupplung eine wesentlich günstigere Ausrückkraft hat als eine gedrückte. Deswegen wird in Bild 17 ein gezogenes Kupplungsaggregat K3 mit dem gedrückten Aggregat K2 aus dem vorhergehenden Beispiel verglichen. Beide Kupplungen haben gleichen Abhub, gleiche Tellerfeder- und gleiche Belagfederkennlinien.

Über den ersten Teil des Einkuppelwegs verläuft der Anpreßkraftanstieg bei beiden Kupplungen parallel, d.h. beide Kupplungen haben in diesem Bereich gleich gutes Einrückverhalten. Zum Ende des Einrückwegs steigt bei der gezogenen Kupplung die Anpreßkraft steiler an. Dies kann geringfügige Nachteile für die Einkuppel Eigenschaften bei fast geschlossener Kupplung zur Folge haben.

Den Vergleich der Ausrückkräfte zwischen der gezogenen Kupplung K3 und den gedrückten Kupplungen K1 und K2 zeigt Bild 18. Die gedrückte Kupplung K1 mit dem großen Abhub und großer Belagfederung hat - wie erwartet - die höchste Ausrückkraft. Wie schon in Bild 16 gezeigt, besitzt die gedrückte Kupplung K2 mit dem kleinen Abhub und reduzierter Belagfederung eine um ca. 20 % reduzierte Ausrückkraft. Die Ausrückkraft der gezogenen Kupplung K3 liegt gegenüber K2 nur um ca. 12 % niedriger.

Damit wurde nachgewiesen, daß die Größe des Kupplungsabhubes keinen Einfluß auf das Einkupplerverhalten, wohl aber auf die Ausrückkraft und den Einkupplerkomfort hat und bei richtiger Auslegung einer gedrückten Kupplung nahezu die Ausrückwerte einer gezogenen Kupplung erreicht werden.

5. Zusammenfassung und Schlußfolgerung

Im Rahmen der Arbeit wurden die wesentlichen Faktoren für die Auslegung der Kupplung, insbesondere niedrige Ausrückkraft und Einkupplerkomfort, dargestellt.

Die für die Dimensionierung der Kupplung wichtigen Größen wie Arbeitsbelastung bei der Anfahrt und Rutschsicherheit wurden für eine Vielzahl von auf dem Markt befindlichen Personenkraftwagen analysiert. Auf die teilweise großen Verluste im Ausrücksystem wurde hingewiesen.

Anhand von Berechnungen und Messungen wurde der Einfluß der Tellerfeder-, der Belagfederkennlinie und des Kupplungsabhubes sowie deren gegenseitiges Zusammenwirken analysiert. Die Resultate wurden anhand von typischen Beispielen verglichen.

Es wurde gezeigt, daß vielfach noch erhebliche Möglichkeiten zur Optimierung der Kupplung gegeben sind.

Zur Auslegung sollen nachfolgende Werte beachtet werden:

5.1 Angemessene Lebensdauer

Die spezifische Arbeitsbelastung soll folgende Grenzwerte nicht überschreiten (Bild 19):

a) Anfahrt in der Ebene:

Hubraumabhängige Grenzwerte: 22 Nm/cm^2 - 40 Nm/cm^2

b) Anfahrt am Berg bei 26 % Steigung: 300 Nm/cm^2 .

5.2 Sichere Übertragung des Motordrehmoments

Für eine sichere Übertragung des Motordrehmoments ist eine Rutschsicherheit von 1,2 erforderlich. Wesentlich höhere Werte sind zu vermeiden, um die Kräfte in der Kupplung niedrig zu halten.

5.3 Geringe Verluste im Ausrücksystem

Ausrücksysteme haben häufig hohe Verluste. Im allgemeinen kann LuK auf deren Gestaltung keinen Einfluß nehmen. Für den Automobilhersteller bestehen hier noch Reserven zur Senkung der Ausrückkraft.

5.4 Belagfederkennlinie, Tellerfederkennlinie und Kupplungsabhub

a) Belagfederkennlinie

Das Einkupplerverhalten wird im wesentlichen von der Belagfederkennlinie bestimmt. Als vorteilhaft erweisen sich Kennlinien mit stark progressivem Verlauf. Der Beginn der Belagfederkennlinie soll möglichst flach sein.

b) Tellerfederkennlinie

Der Verlauf der Tellerfederkennlinie hat keinen signifikanten Einfluß auf das Einkupplerverhalten, wirkt sich jedoch auf die Ausrückkraft und Verschleißreserve der Kupplung aus. Für optimalen Komfort im Neuzustand, begrenzten Anstieg der Ausrückkraft bei Verschleiß und ausreichende Verschleißreserve sollte die Tellerfeder ein Kraftverhältnis von etwa 1 : 0,6 zwischen Tellerfederkraftmaximum und -minimum haben.

c) Kupplungsabhub

Durch Reduzierung des Kupplungsabhubs kann die Ausrückkraft ohne Minderung des Einkupplerkomforts meist wesentlich reduziert werden.

Empfohlen wird ein Abhub von ca. 1,2 mm.

Die Belagfederkennung muß dann dem reduzierten Abhub angepaßt werden.

d) Gezogene Kupplungen

Bei gezogenen Kupplungen kann die Ausrückkraft gegenüber gedrückten Kupplungen um ca. 12 % bei vergleichbarem Abhub vermindert werden, die u.U. im komplizierteren Ausrücksystem wieder verlorengelassen.

Als Vorteile der gezogenen Kupplung bleiben:

- einfacherer Aufbau und bessere Kühlung der Tellerfeder
- längere Tellerfederkennlinie möglich und damit höhere Verschleißreserve

Als Nachteile der gezogenen Kupplung sind zu beachten:

- aufwendigeres Ausrückersystem
- schwierige Montage und Demontage von Motor und Getriebe
- größerer axialer Trennweg zwischen Motor und Getriebe erforderlich durch den an der Kupplung befestigten Ausrücker

Damit bietet sich eine gezogene Kupplung sinnvoll eigentlich nur für die Bewältigung extrem hoher Leistungen bei begrenztem Einbauraum an, d.h. beschränkt sich auf große Kupplungen mit hoher Beanspruchung und großer notwendiger Verschleißreserve.

Angemessene Lebensdauer

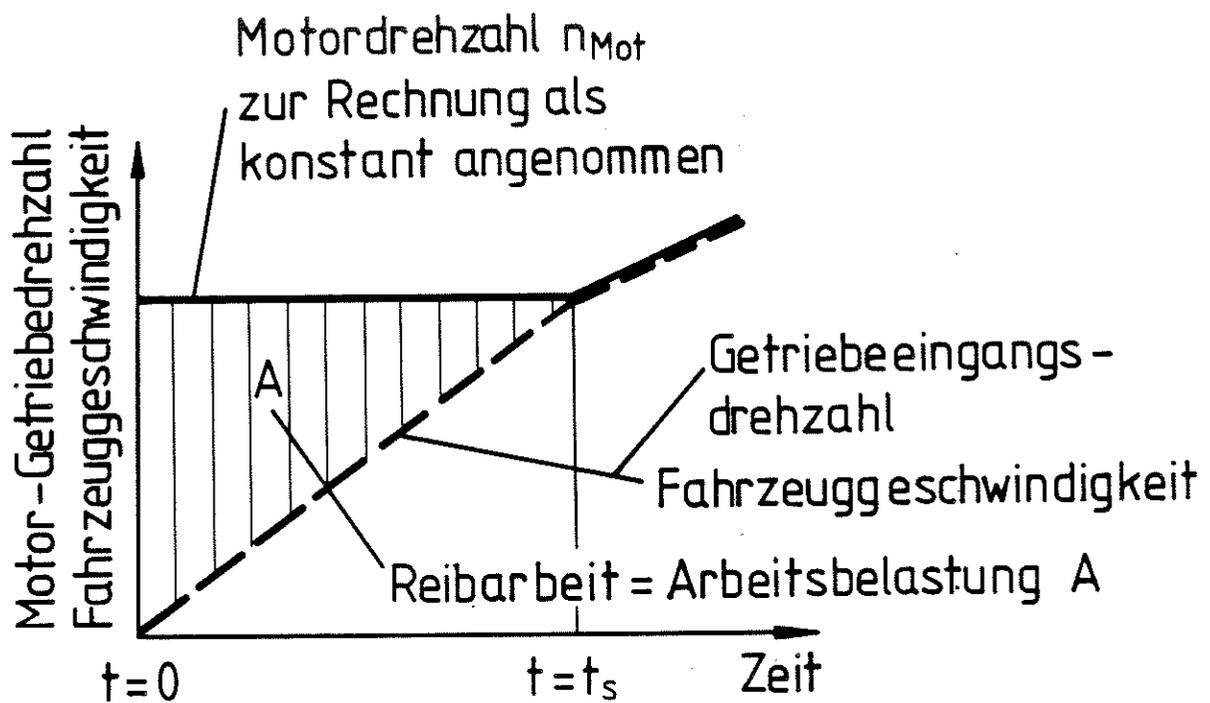
Sichere Übertragung des Motordrehmoments

Geringe Verluste im Ausrücksystem

Niedrige Ausrückkraft

Gutes Trennverhalten

Stoßfreies Einkuppeln



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

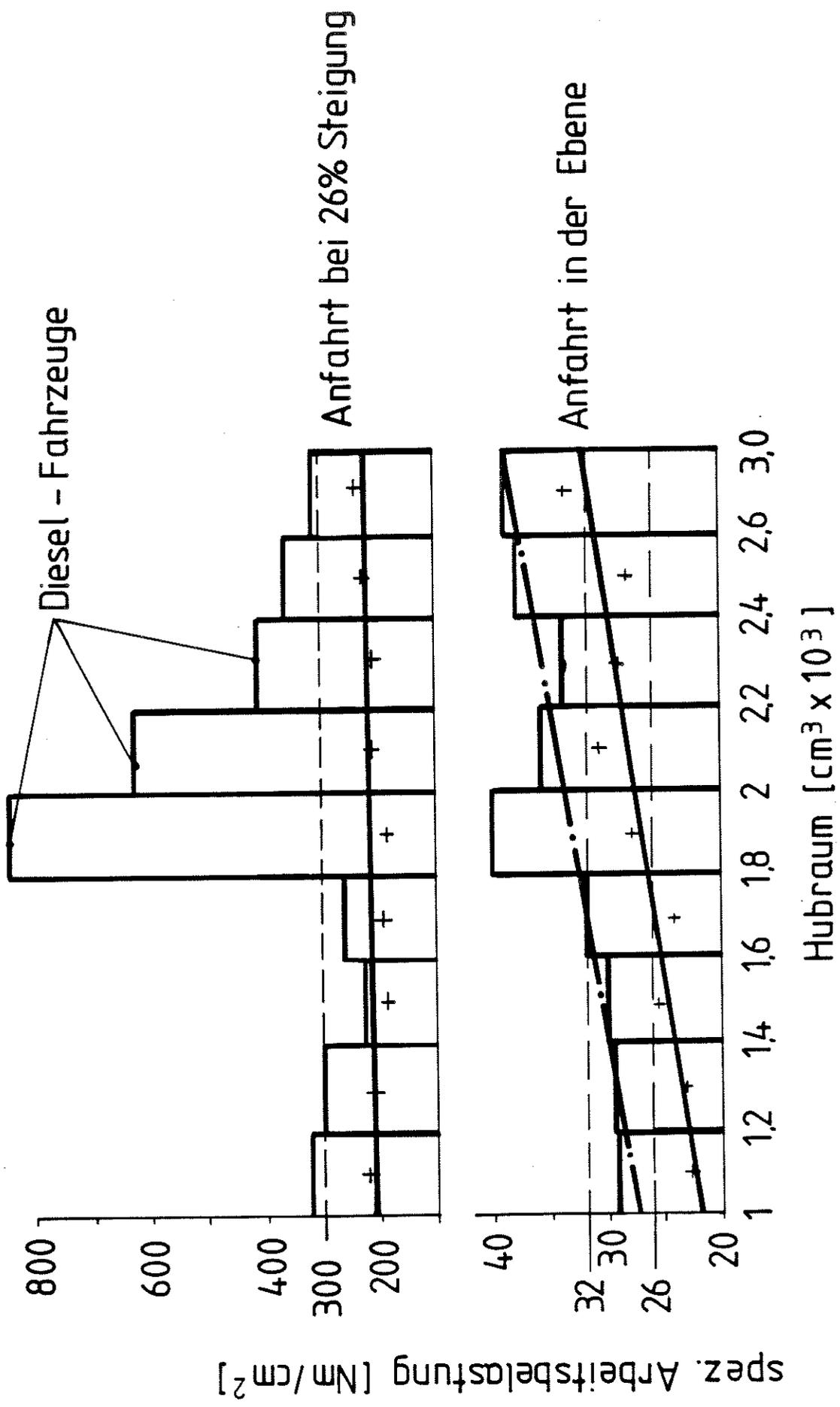
spez. Arbeitsbelastung
$$a = \frac{A}{F} = \frac{1}{F} \int_{t=0}^{t=t_s} M \times \omega_{rel.} \times dt$$

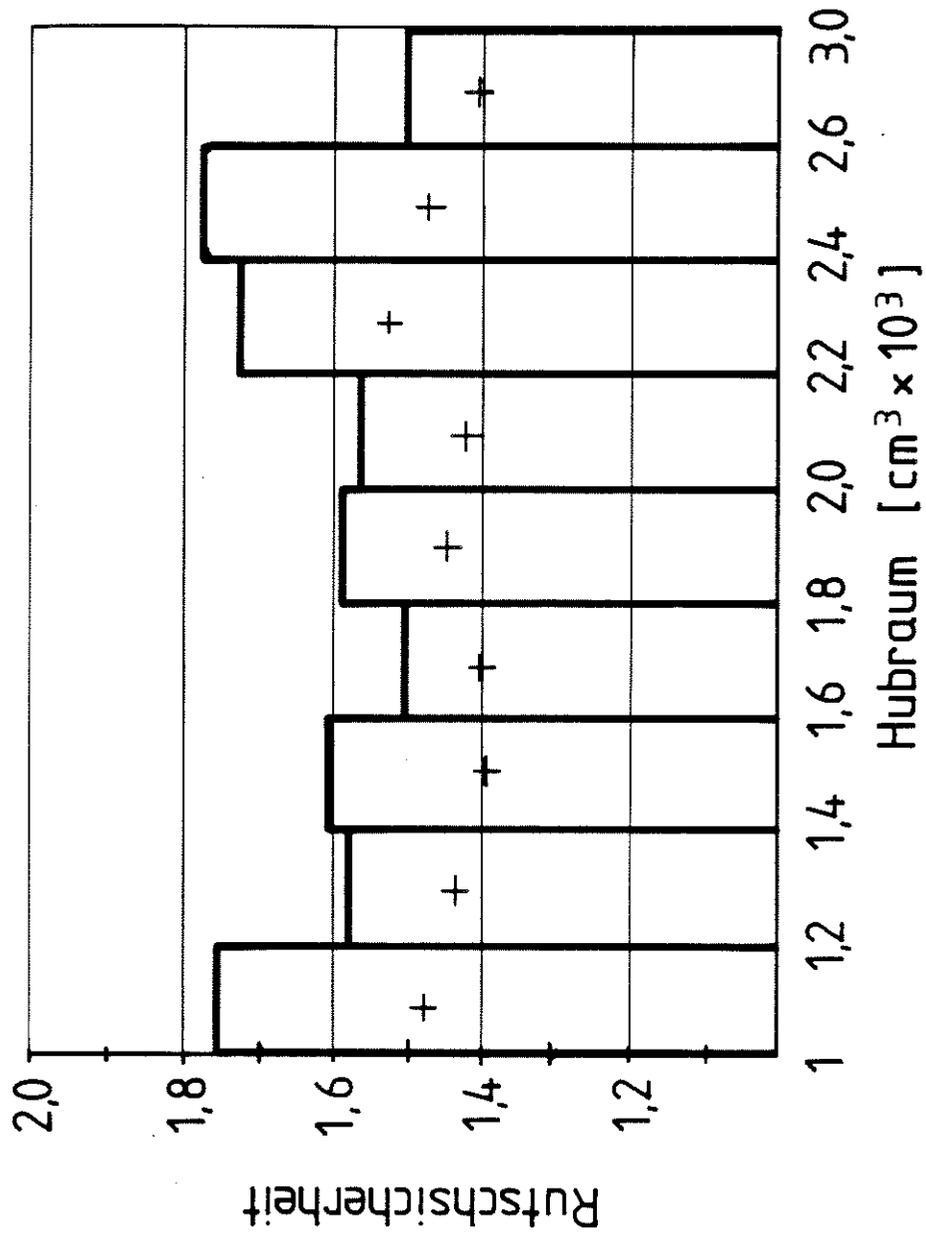
Motordrehzahl bei Anfahrt in der Ebene

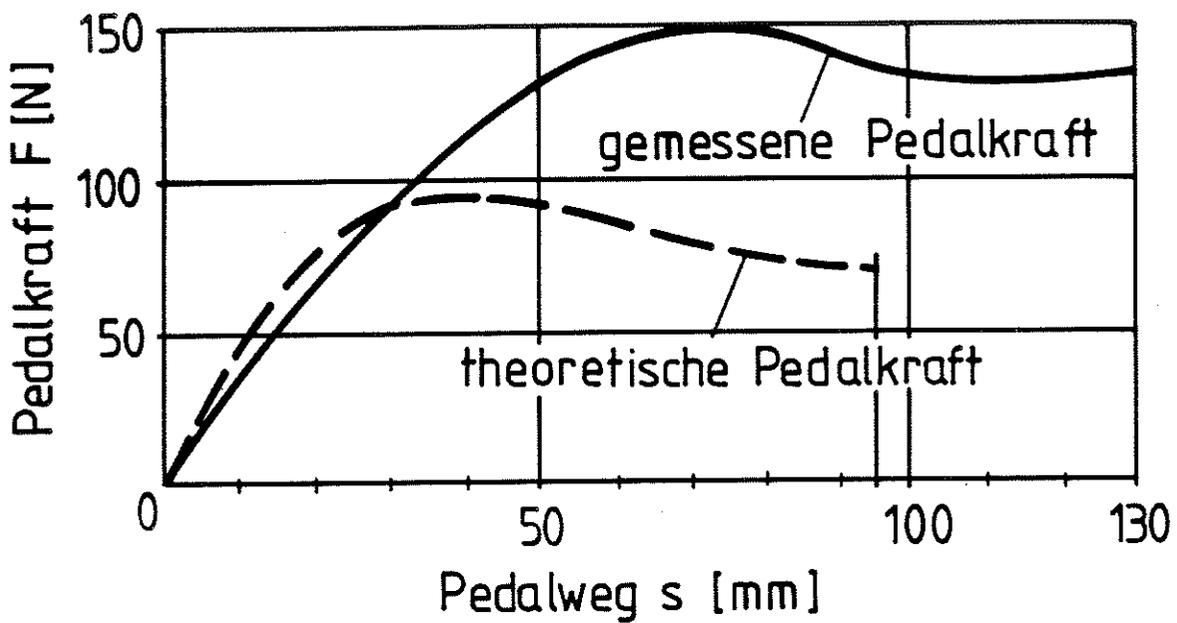
$$n_{Mot.} = \frac{1}{6} \text{ Motordrehzahl bei } M_{d_{max.}} + 1000 \text{ [U/min]}$$

Motordrehzahl bei Anfahrt am Berg bei 26% Steigung

$$n_{Mot} = \frac{1}{6} \text{ Motordrehzahl bei } M_{d_{max.}} + 2000 \text{ [U/min]}$$





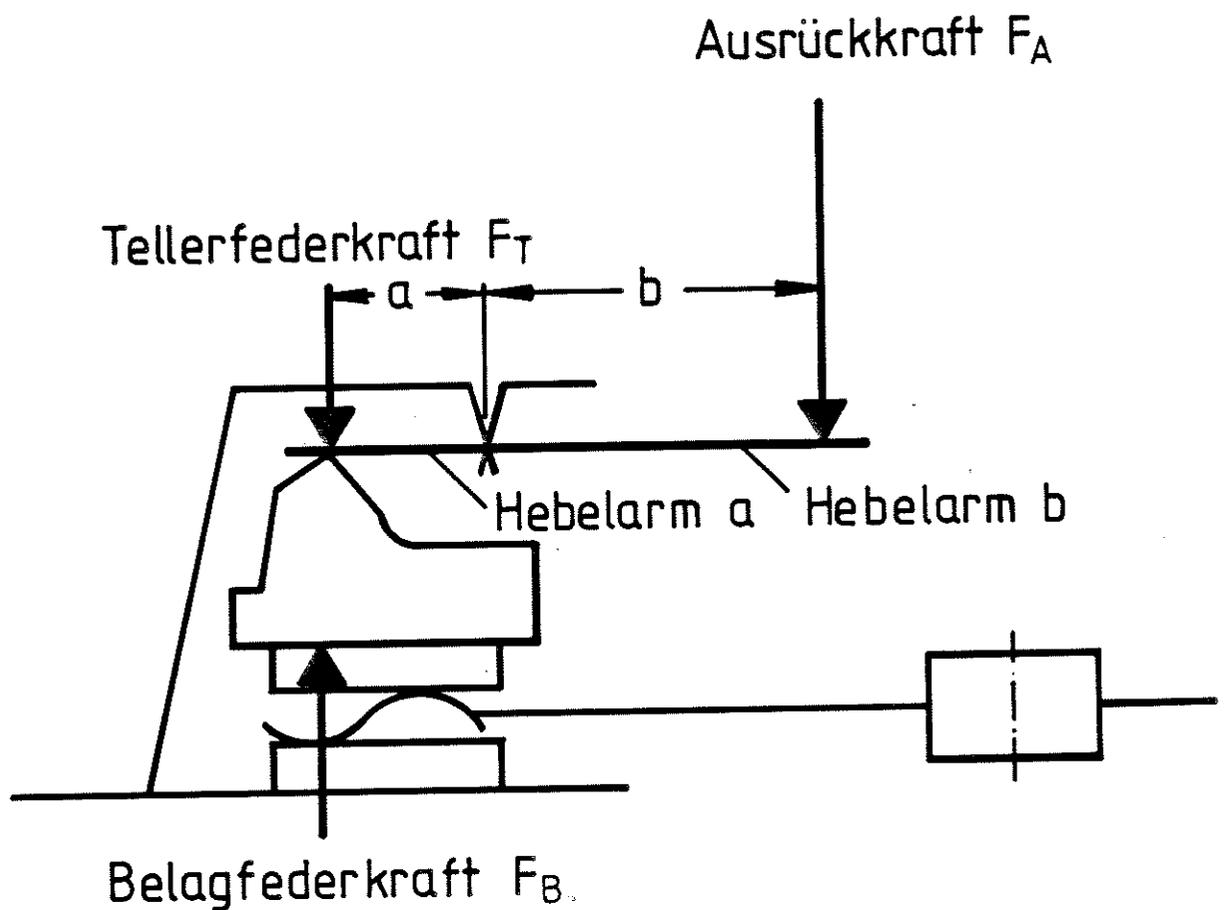


Ausrücksystem	Verluste		
	$V_{\text{ges.}} \%$	$V_F \%$	$V_S \%$
Mechanisch	32 ÷ 55	20 ÷ 35	15 ÷ 30
Hydraulisch	28 ÷ 40	15 ÷ 20	15 ÷ 25

$$V_F = \frac{\text{gemessene Pedalkraft} - \text{theoretische Pedalkraft}}{\text{gemessene Pedalkraft}} \times 100 \%$$

$$V_S = \frac{\text{gemessener Pedalweg} - \text{theoretischer Pedalweg}}{\text{gemessener Pedalweg}} \times 100 \%$$

$$V_{\text{Ges}} = 100 - \frac{(100 - V_F)(100 - V_S)}{100} \%$$



Momentengleichgewicht

$$(F_T - F_B) a = F_A \times b$$

Gleichung 1

$$F_T - F_B = F_A \times \frac{b}{a}$$

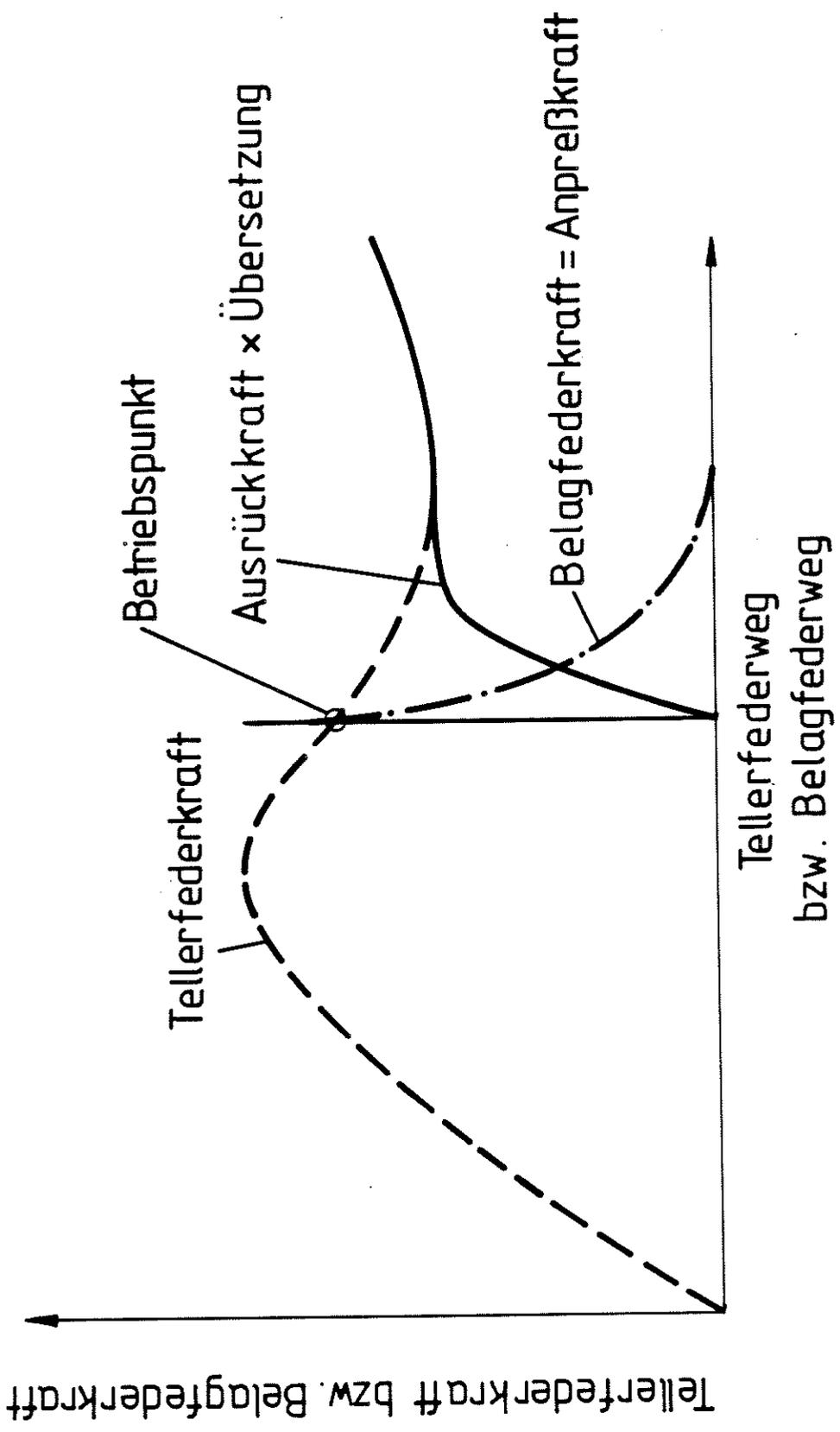
Gleichung 2

$$F_A = (F_T - F_B) \frac{a}{b}$$

Gleichung 3

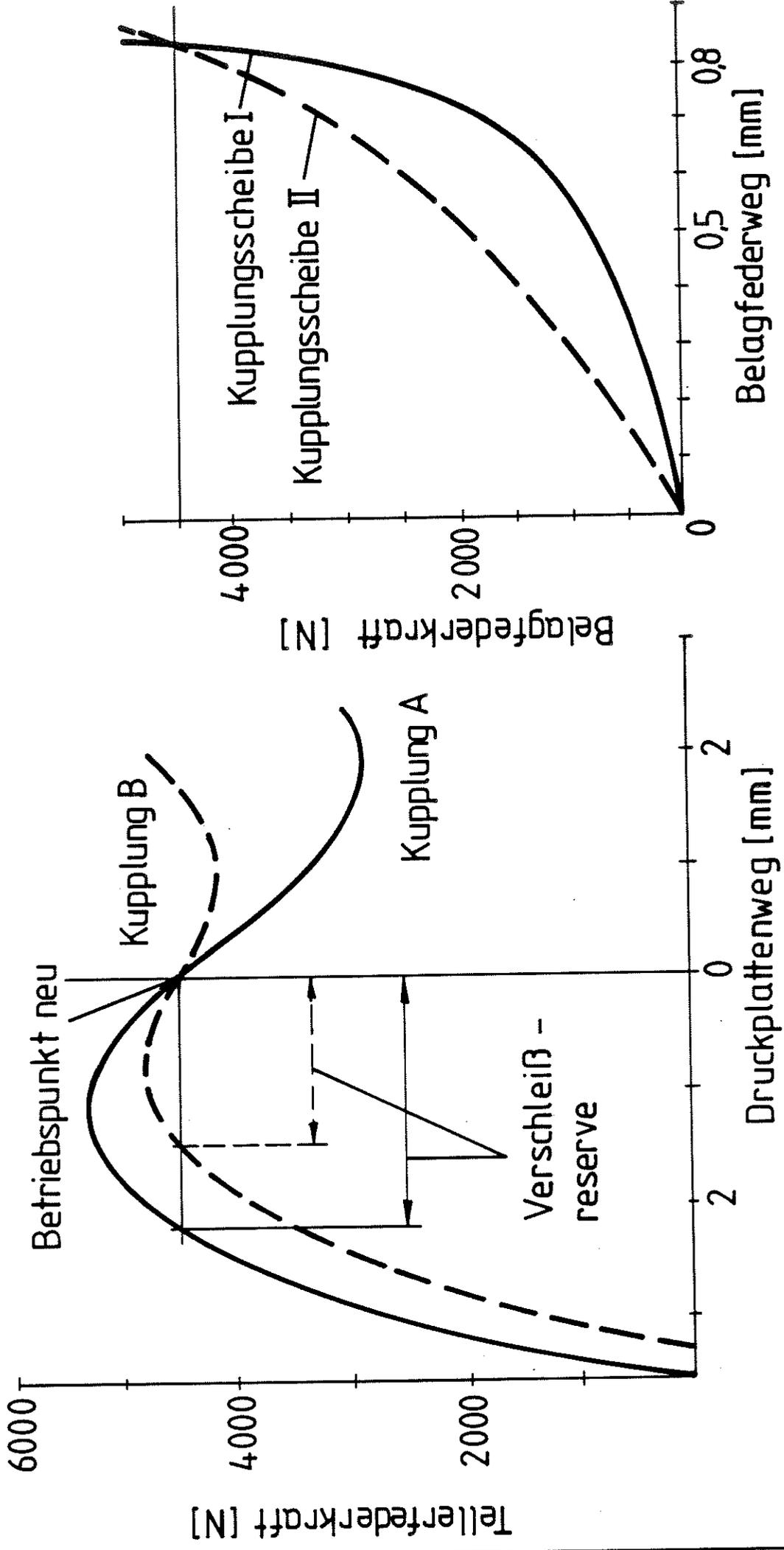
$$F_B = F_T - F_A \times \frac{b}{a}$$

Gleichung 4



Ermittlung der Ausrückkraft aus
Tellerfeder - und Belagfederkennlinie

07 04 86

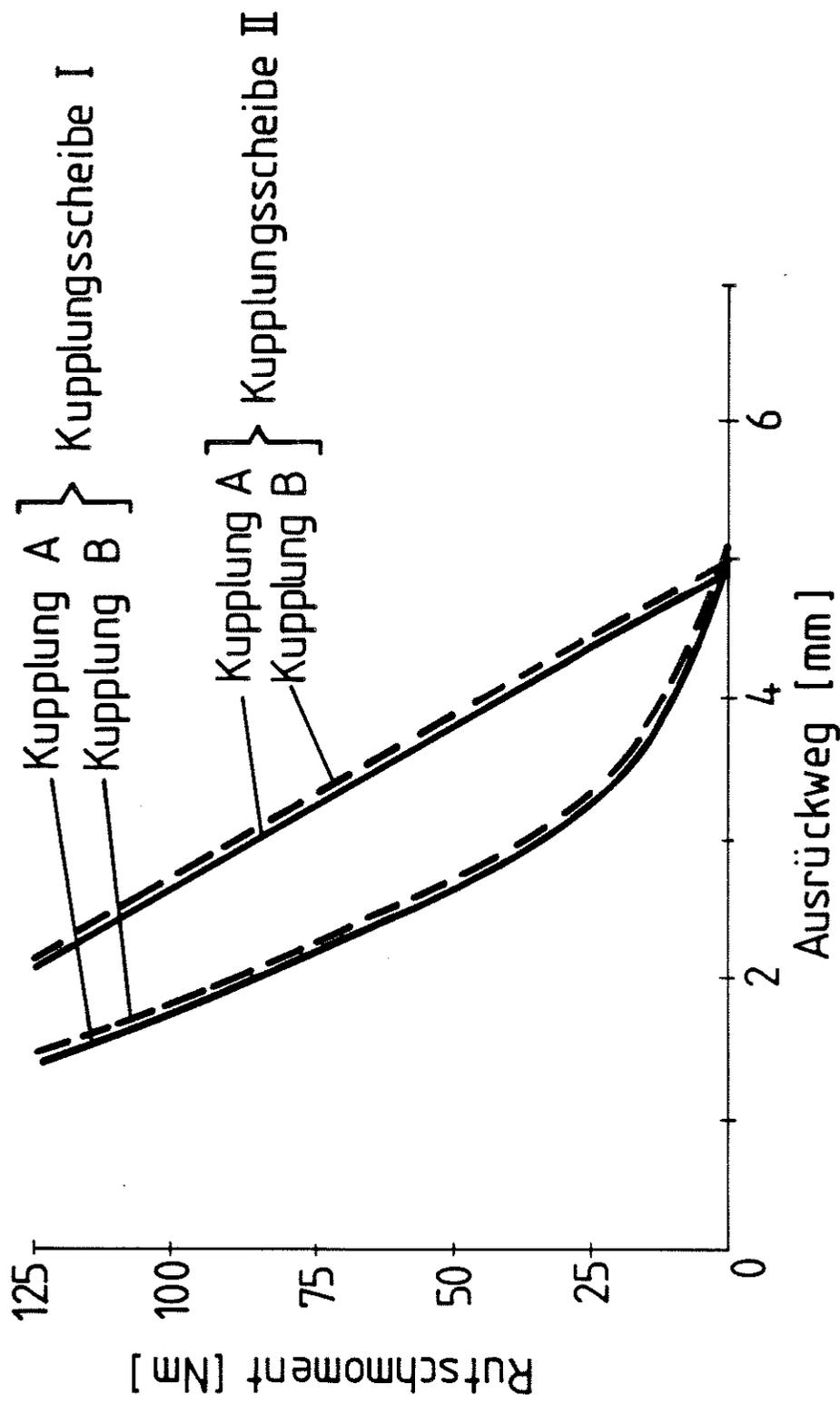


08 04 86

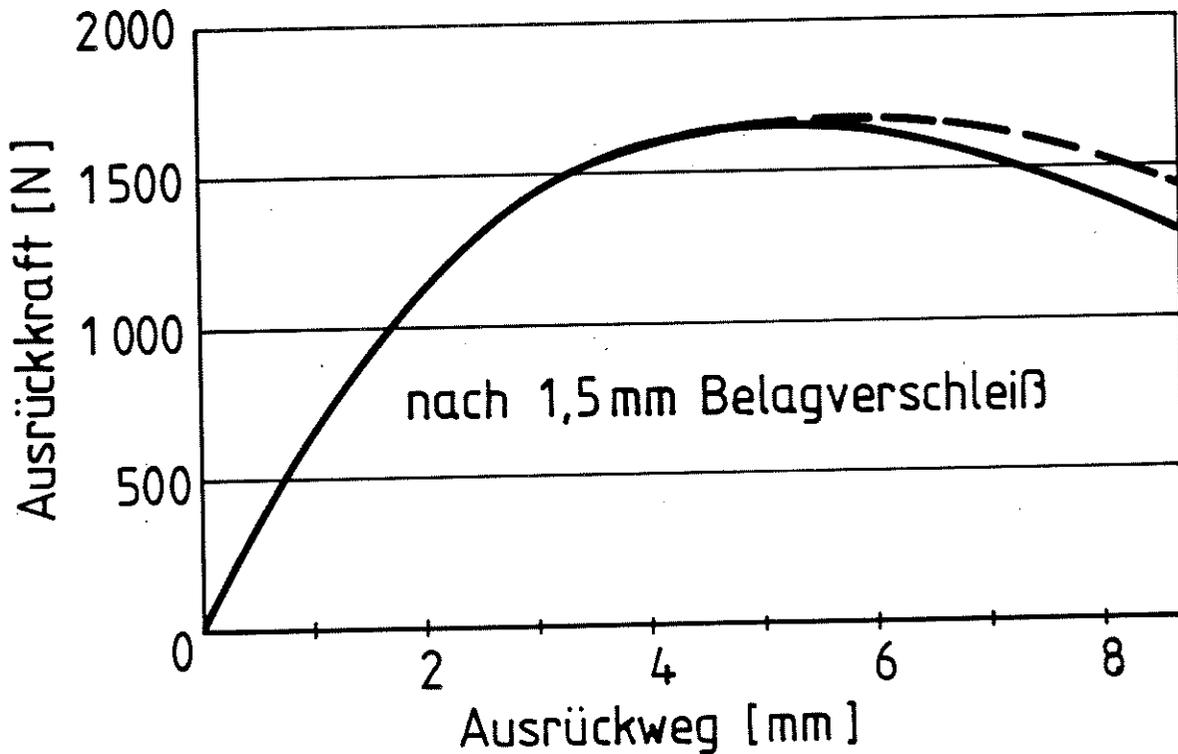
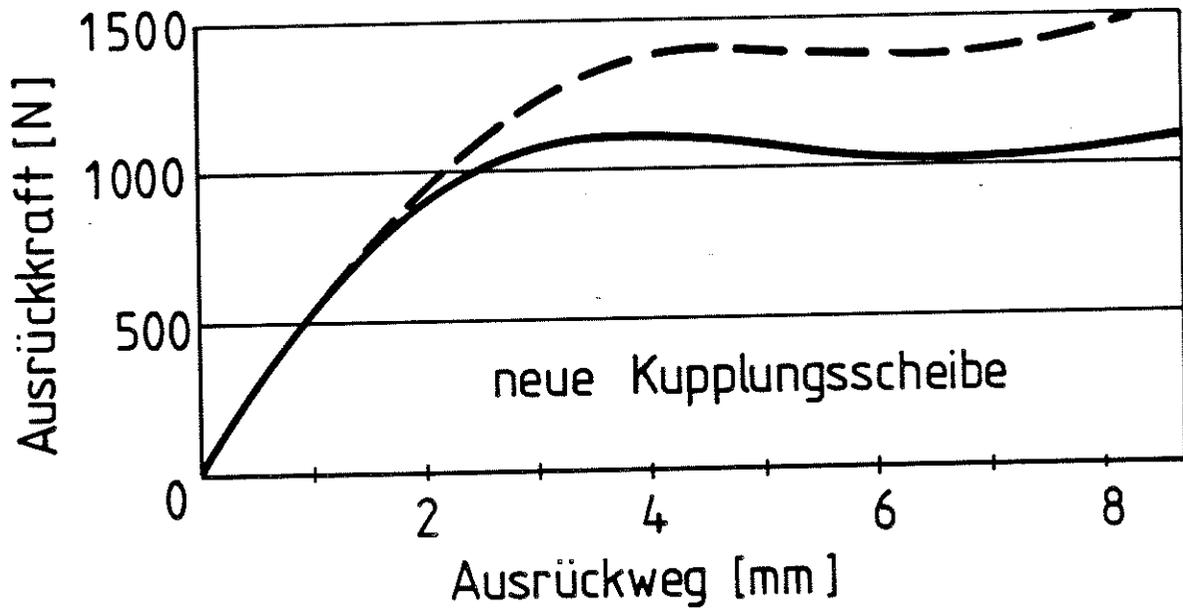
Tellerfederkennlinien

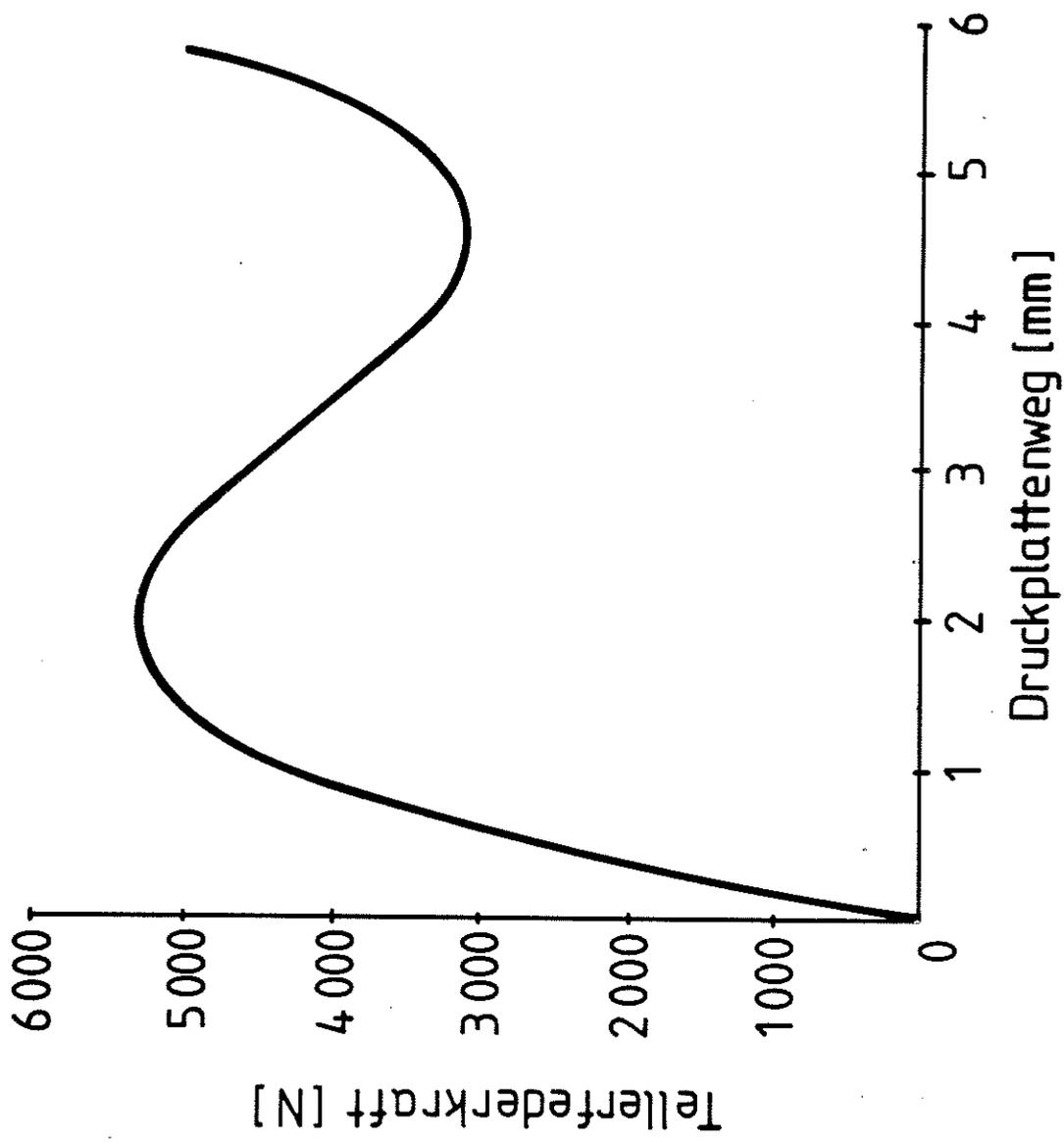
Belagfederkennlinien

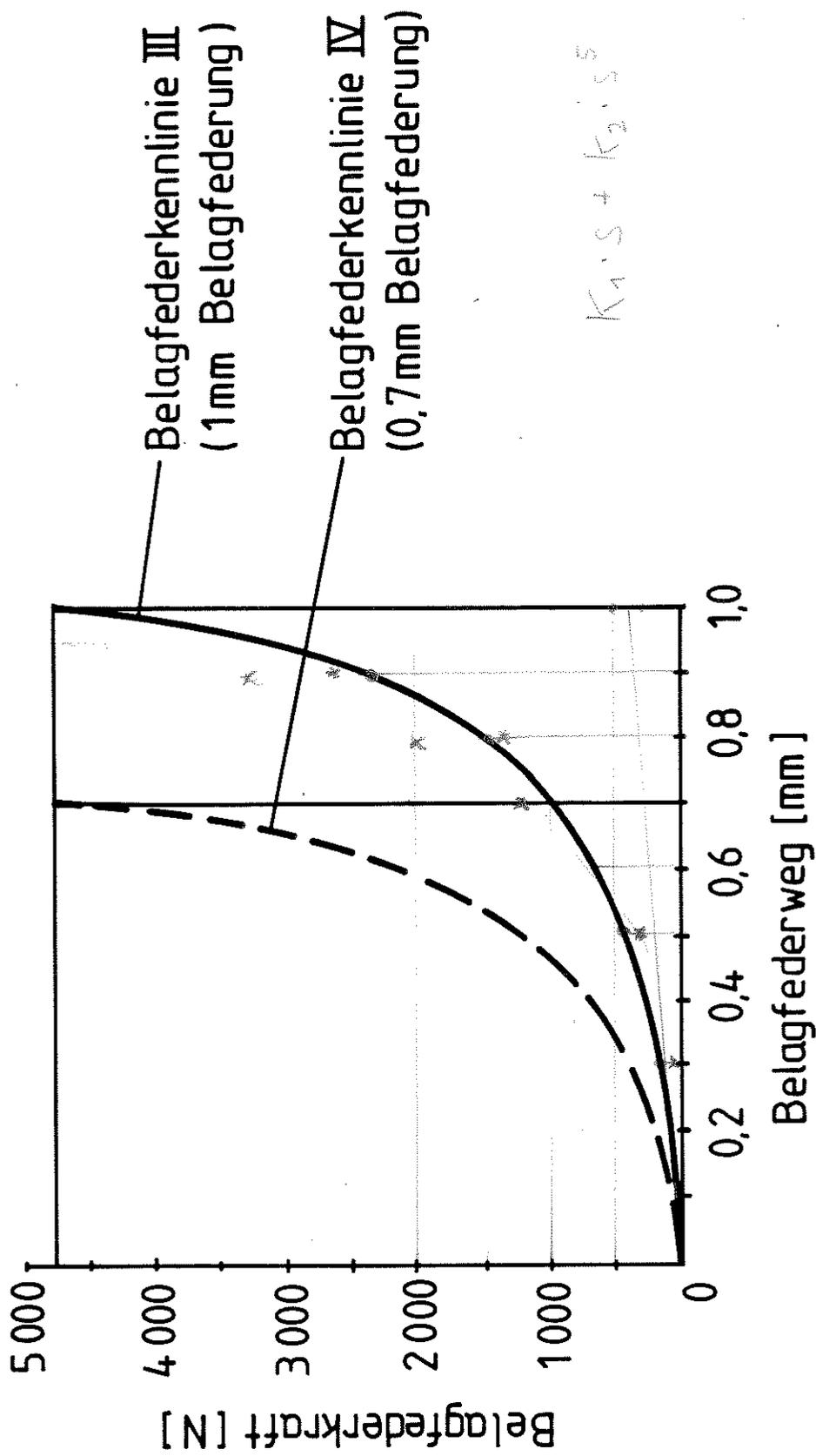


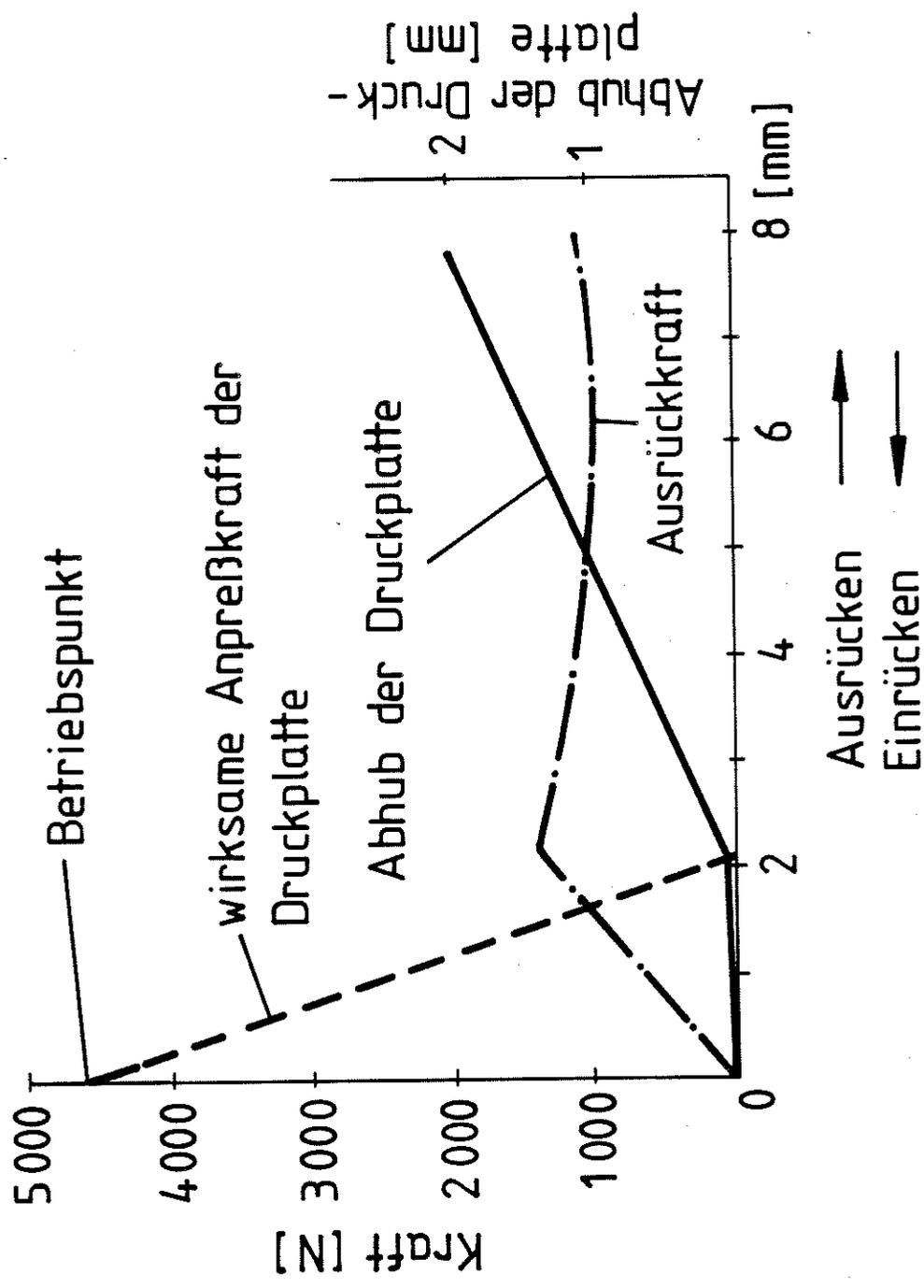


- Kupplung A
steile Tellerfederkennlinie
- - - Kupplung B
flache Tellerfederkennlinie







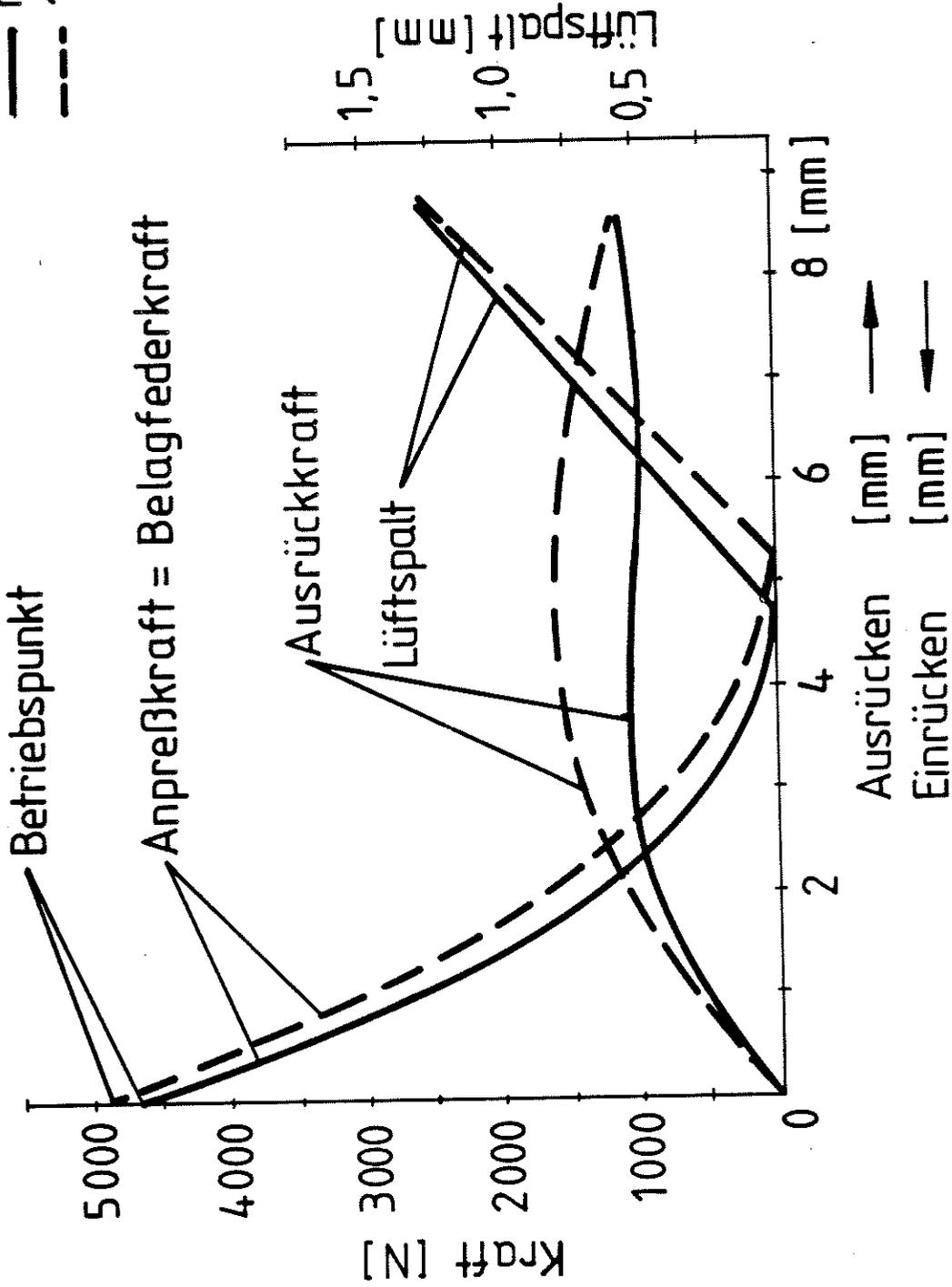


Kupplungskennlinien
ohne Belagfederwirkung

Betriebspunkt

— neu

- - - 1,5mm Belagverschleiß



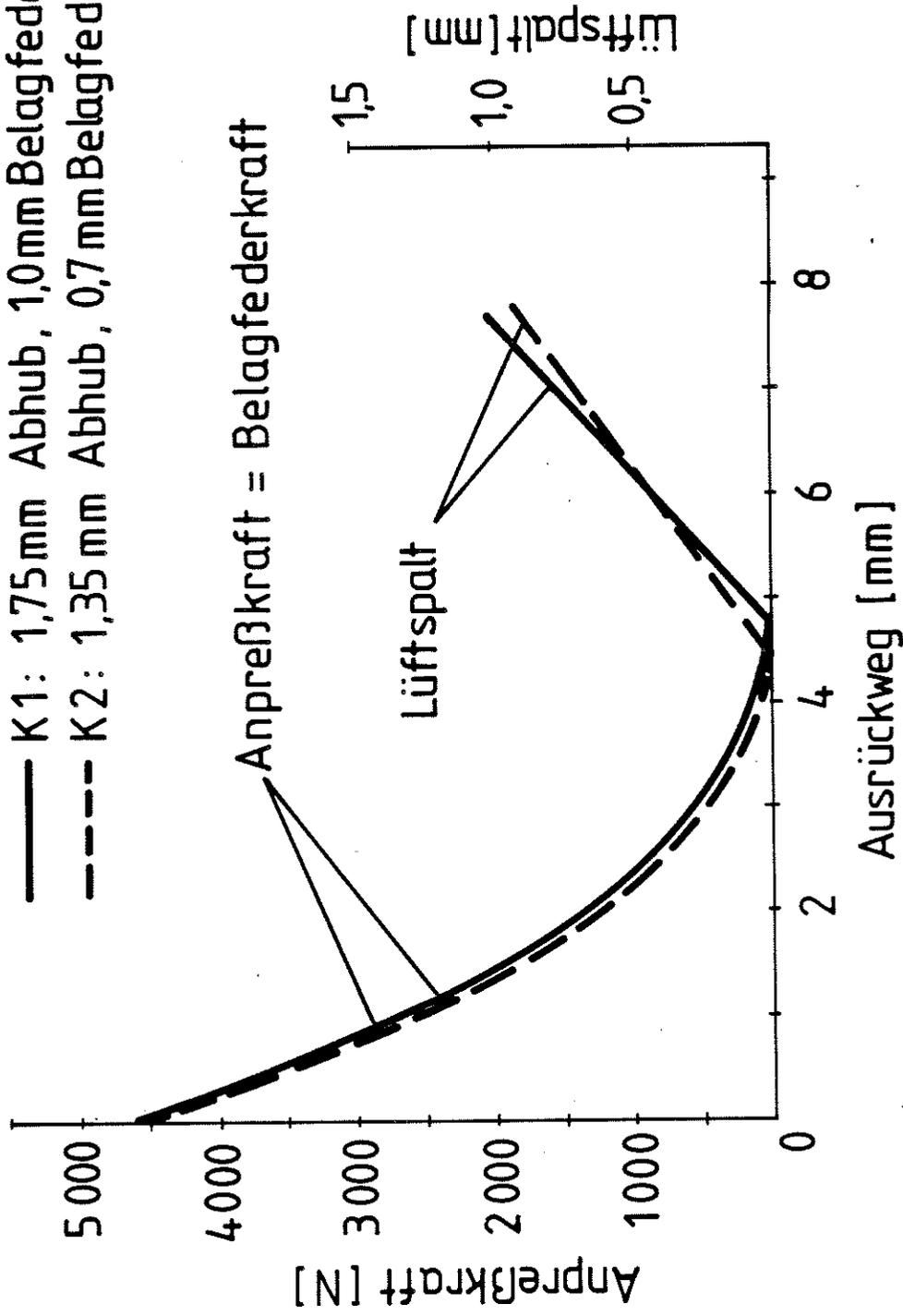
Anpreßkraft, Ausrückkraft und Lüftspalt
für Kupplung K1 (mit Belagfederkennlinie III)

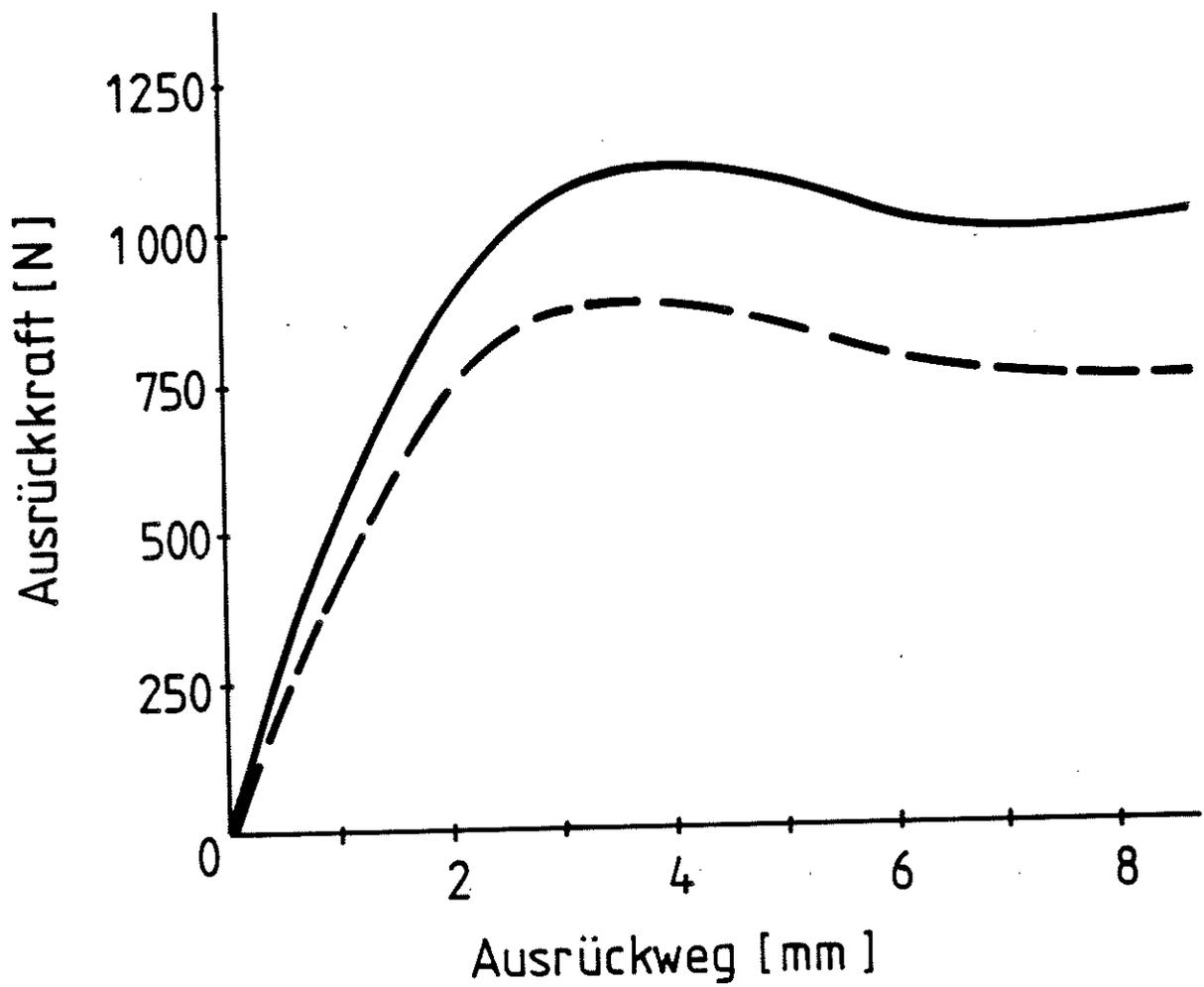
14 04 86

LUK

Kupplungsaggregat

- K1: 1,75 mm Abhub, 1,0 mm Belagfederung
- - - K2: 1,35 mm Abhub, 0,7 mm Belagfederung



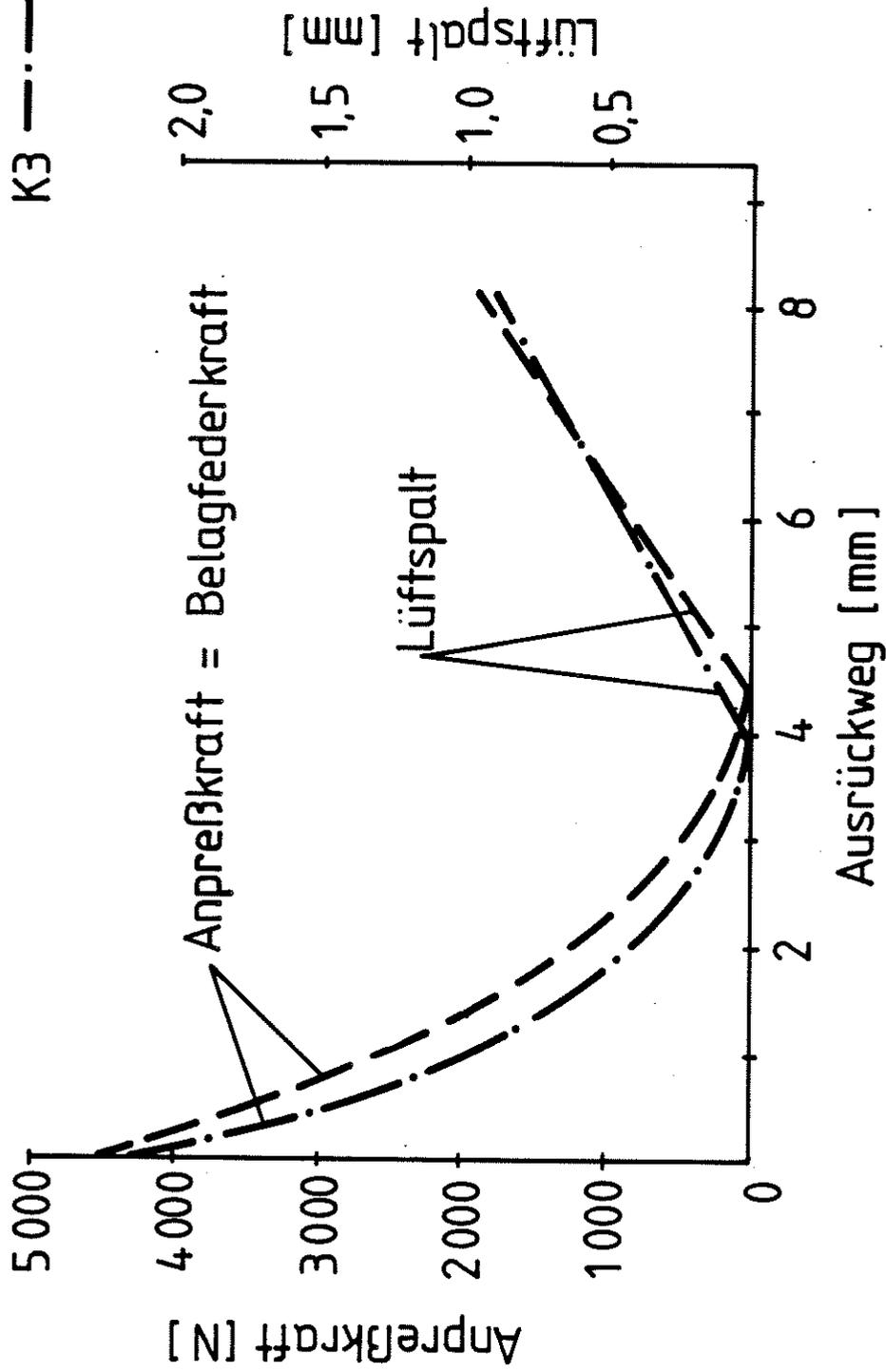


Kupplungsaggregat

— K1: gedrückt, 1,75 mm Abhub

- - - K2: gedrückt, 1,35 mm Abhub

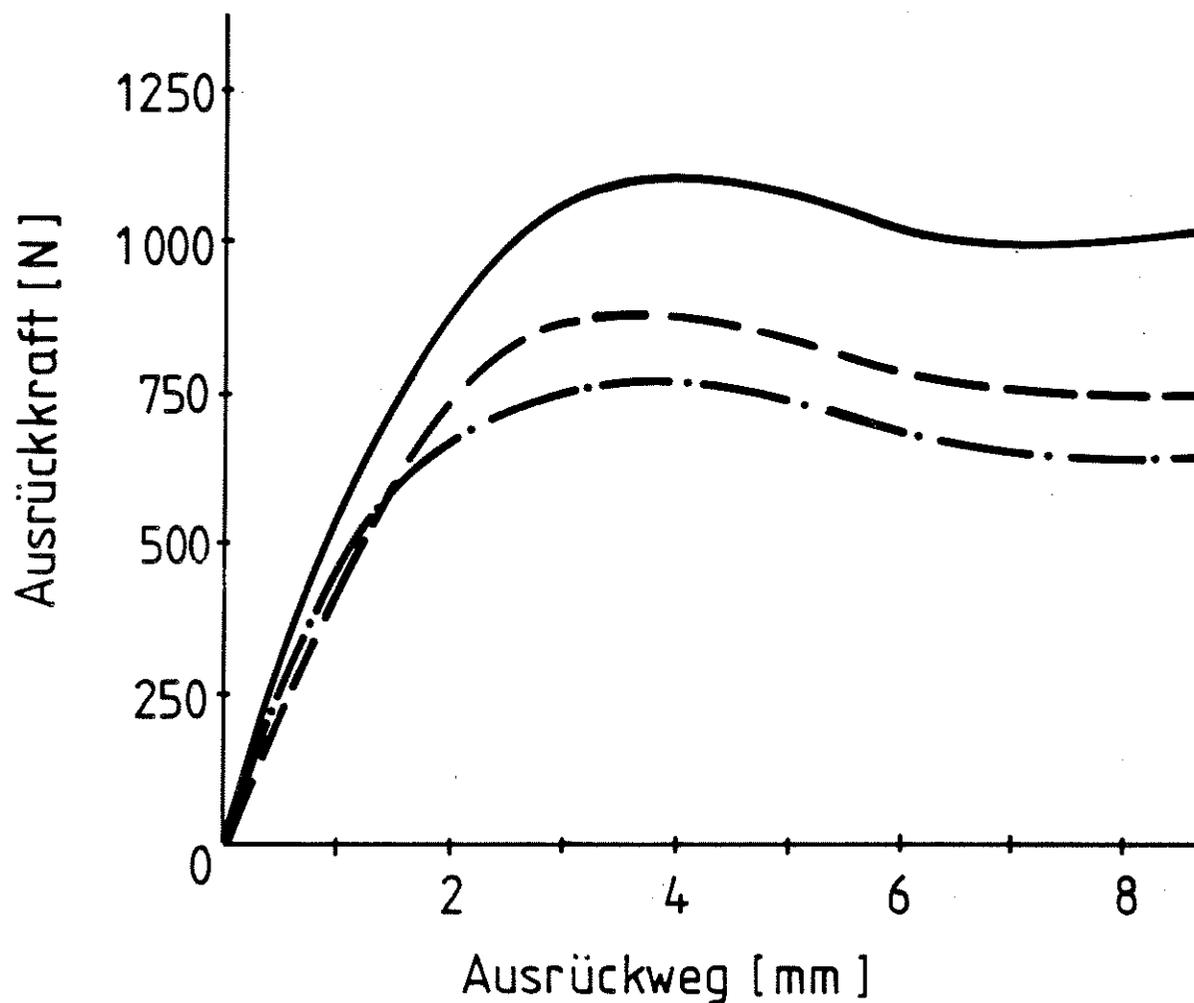
K2 --- gedrückt
 K3 -.-.- gezogen



Anpreßkraft und Lüftspalt
 für gedrückte Kupplung K2 und gezogene Kupplung K3

17 04 86

LUK



Kupplungsaggregat

— K1 : gedrückt , 1,75 mm Abhub

- - - K2 : gedrückt , 1,35 mm Abhub

- · - · K3 : gezogen , 1,35 mm Abhub

- Spez. Arbeitsbelastung :

bei Anfahrt in der Ebene :

hubraumabhängig von $22 \text{ Nm/cm}^2 \div 40 \text{ Nm/cm}^2$

bei Anfahrt an 26% Steigung :

max. 300 Nm/cm^2

- Rutschsicherheit min. 1,2

- Steilheit der Tellerfederkennlinie $F_{\text{max.}} : F_{\text{min.}} = 1 : 0,6$

- Kupplungsabhub ca. 1,2 mm