



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 Getriebeeingang 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 Nulllage 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

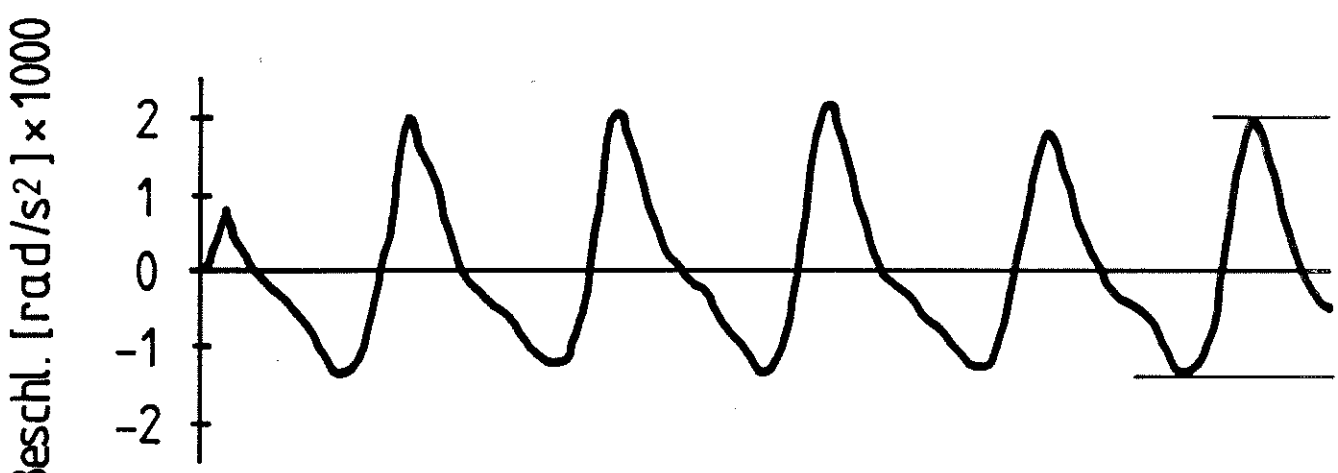
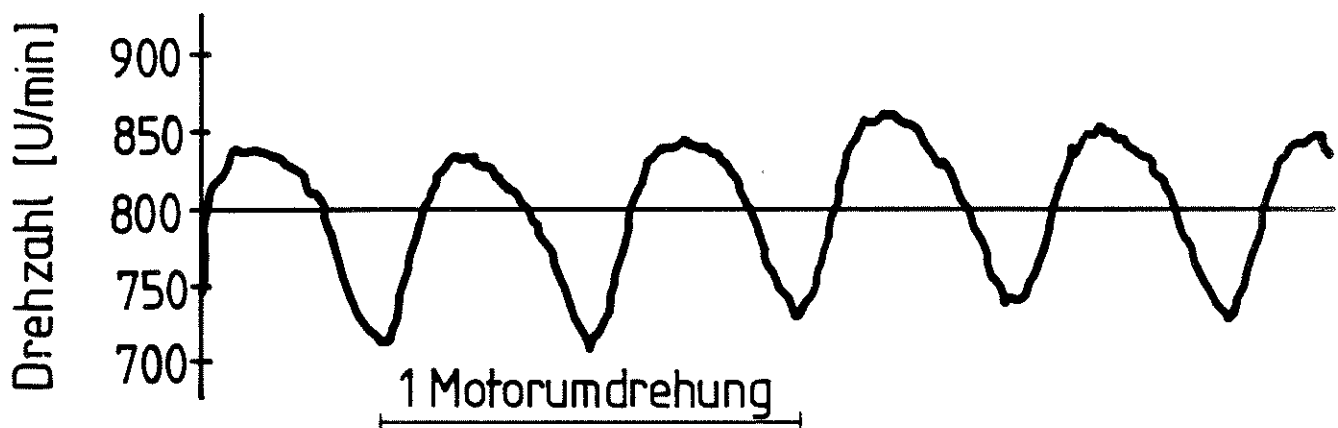
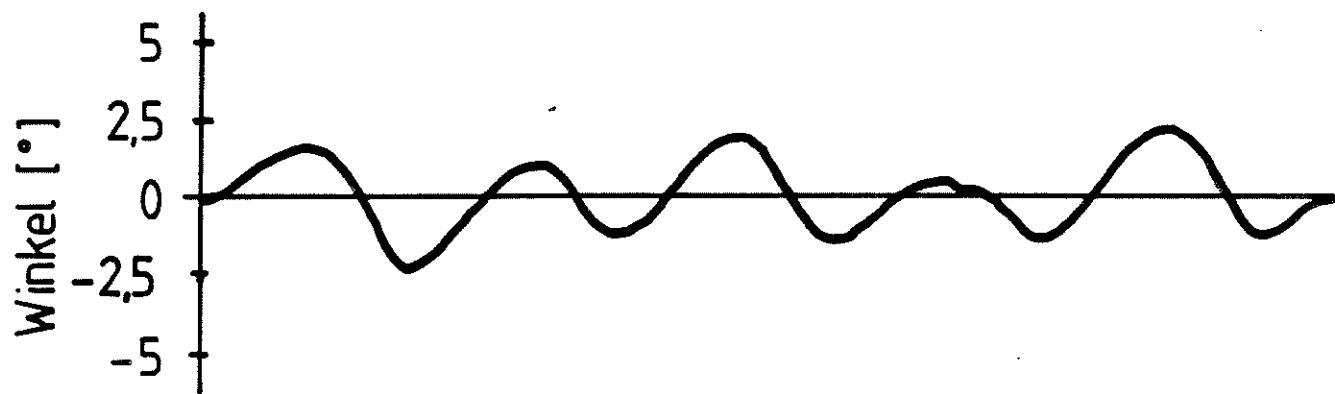
Im Leerlauf ist die Isolierung der Torsionsschwingungen des Motors vom Getriebe fast immer durch eine geeignete Leerlaufstufe im Torsionsdämpfer möglich. Da die Erregung der Motoren, Bauart der Getriebe, z.B. Massenträgheitsmomente und Schleppmomente, sowie die Geräuschkämpfung stark unterschiedlich 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.

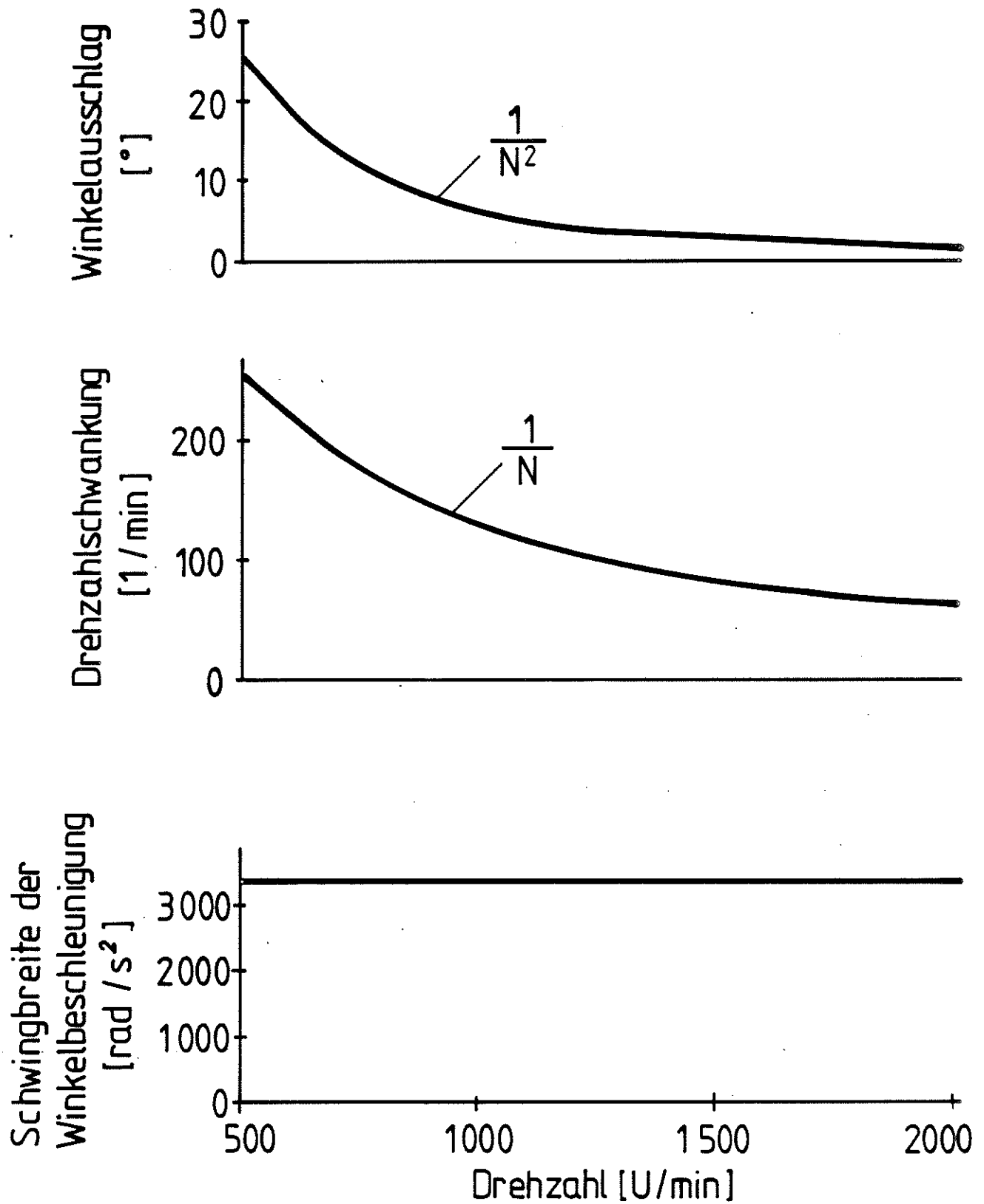
Im Zug gelingt eine Schwingungsisolierung nur unvollständig, da eine Verschiebung der Resonanzdrehzahlen unter die Leerlaufdrehzahl mit praktisch realisierbaren Torsionsdämpfern nicht möglich ist.

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.



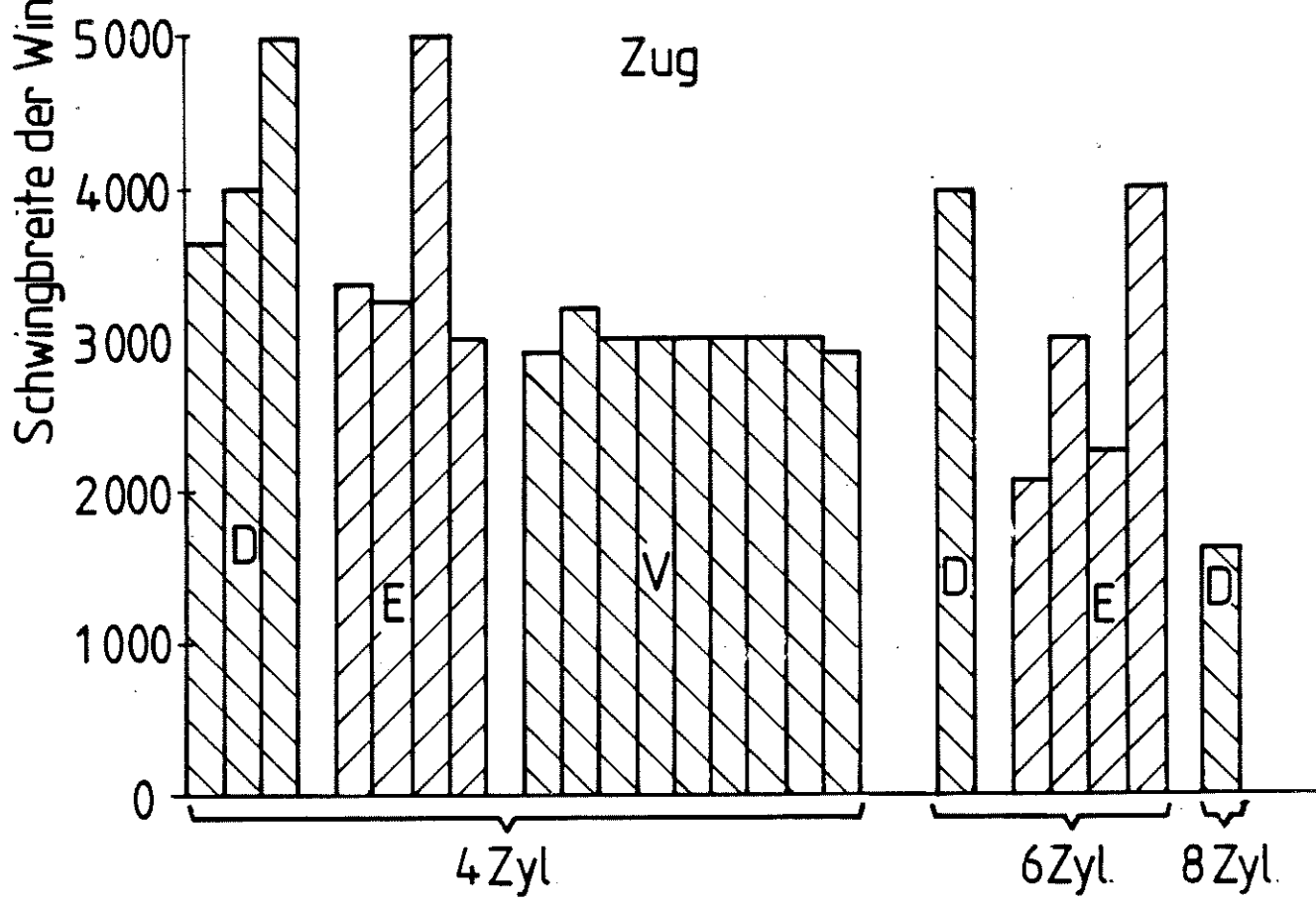
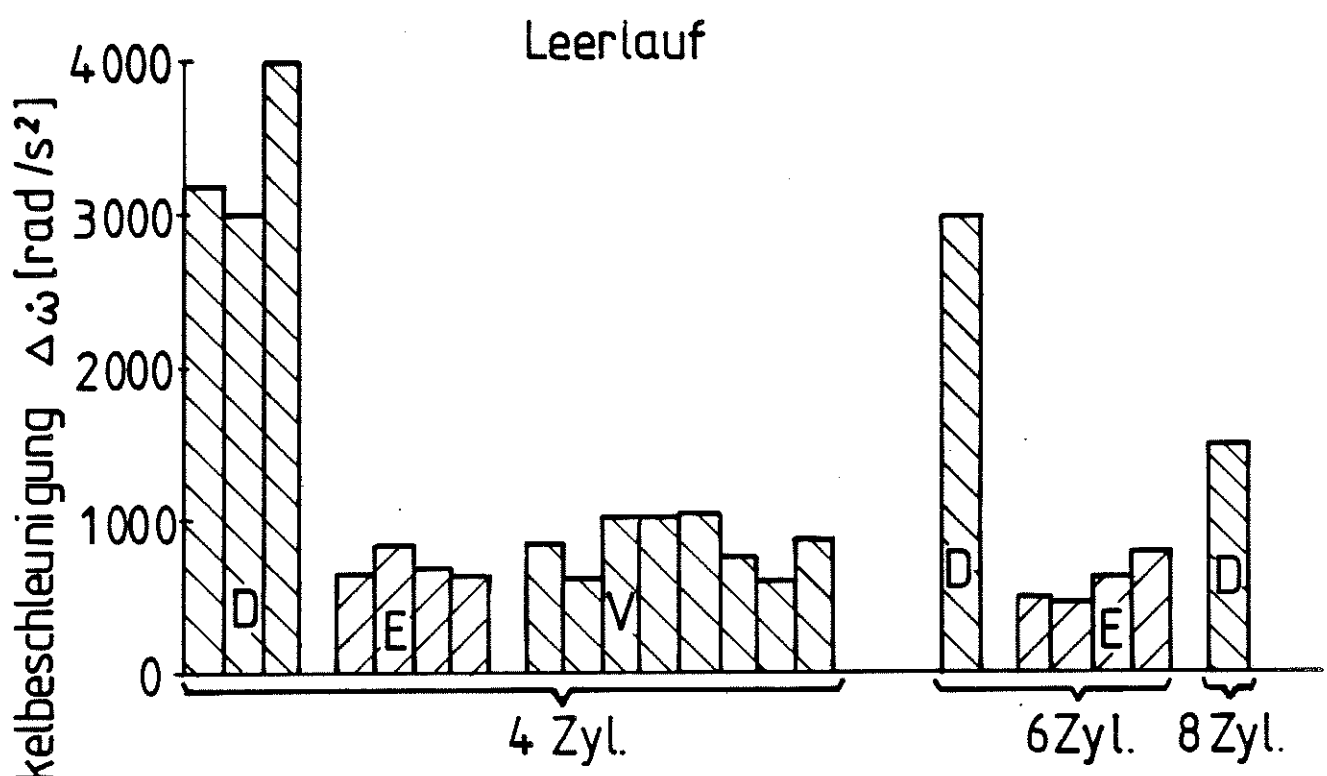
$M = J\ddot{\omega}$ $M = \text{Drehmoment}$
 $J = \text{Massenträgheitsmoment}$
 $\ddot{\omega} = \text{Winkelbeschleunigung}$



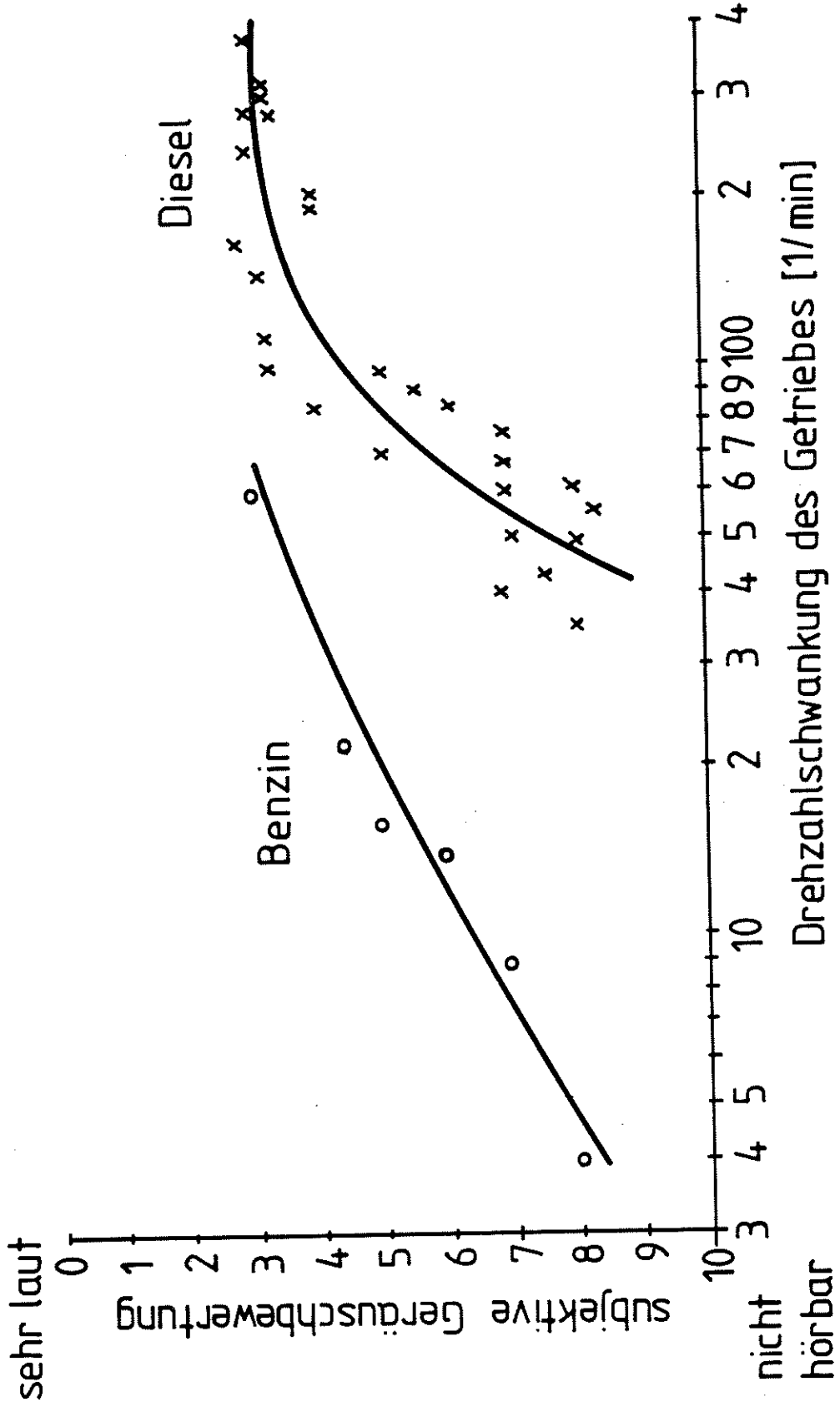
02 01 86

Verlauf von Winkel, Drehzahlschwankung und Winkelbeschleunigung über der Drehzahl

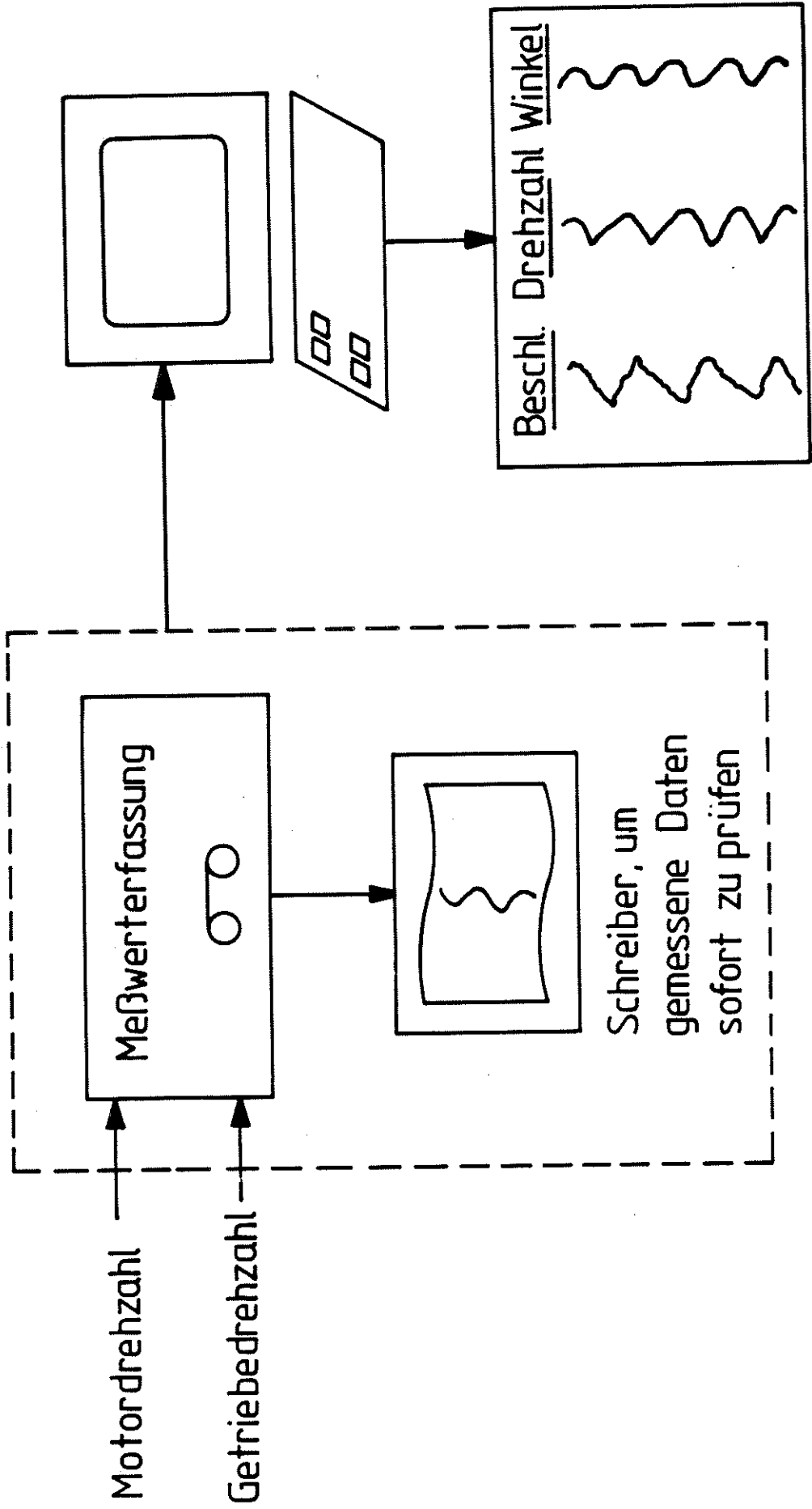


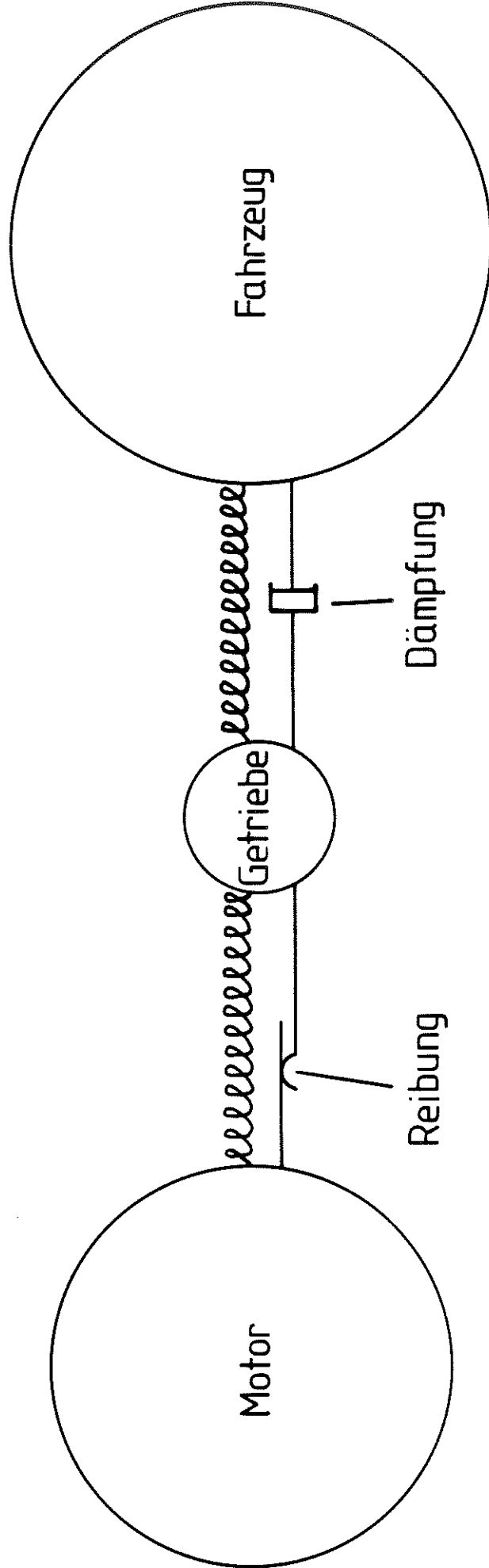


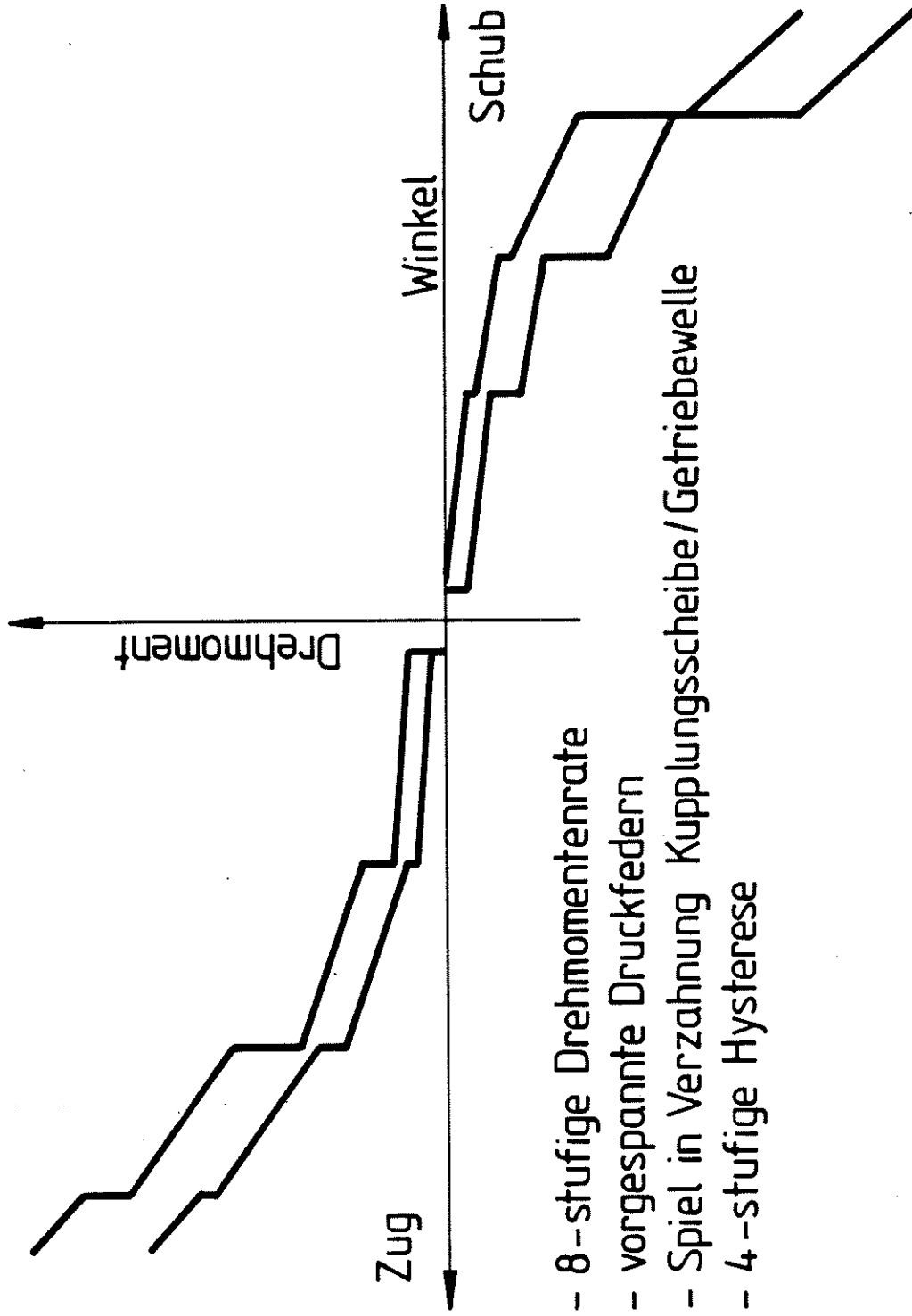
D = Diesel E = Einspritzer (Benzin) V = Vergaser



Einfluß der Drehzahlswankung auf die Geräuschbewertung







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

07 01 86

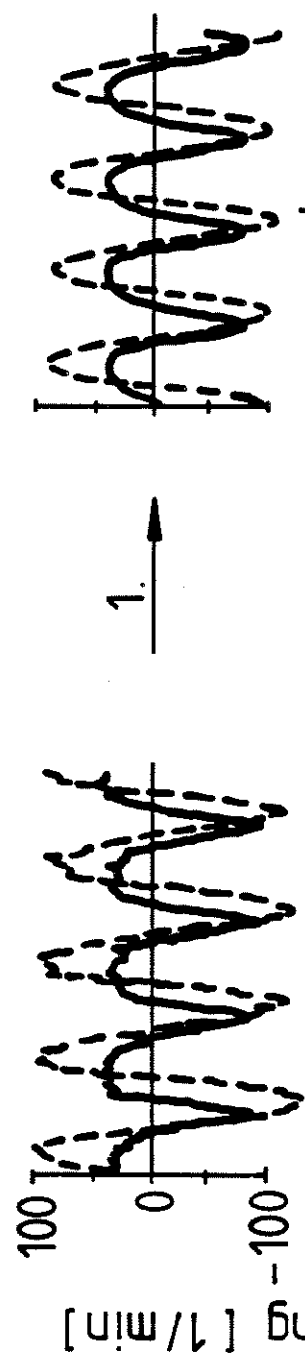
Torsionsdämpferkennlinie

— Motor
 --- Getriebe

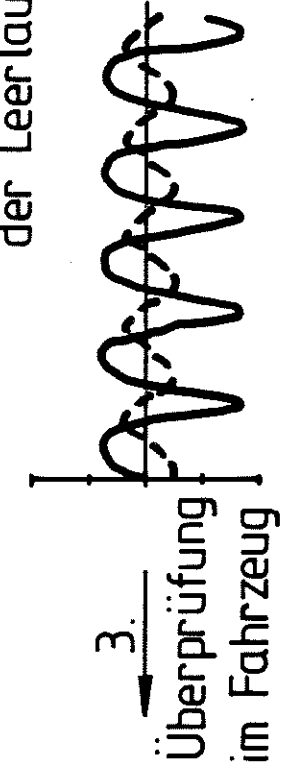
Leerlaufabstimmung

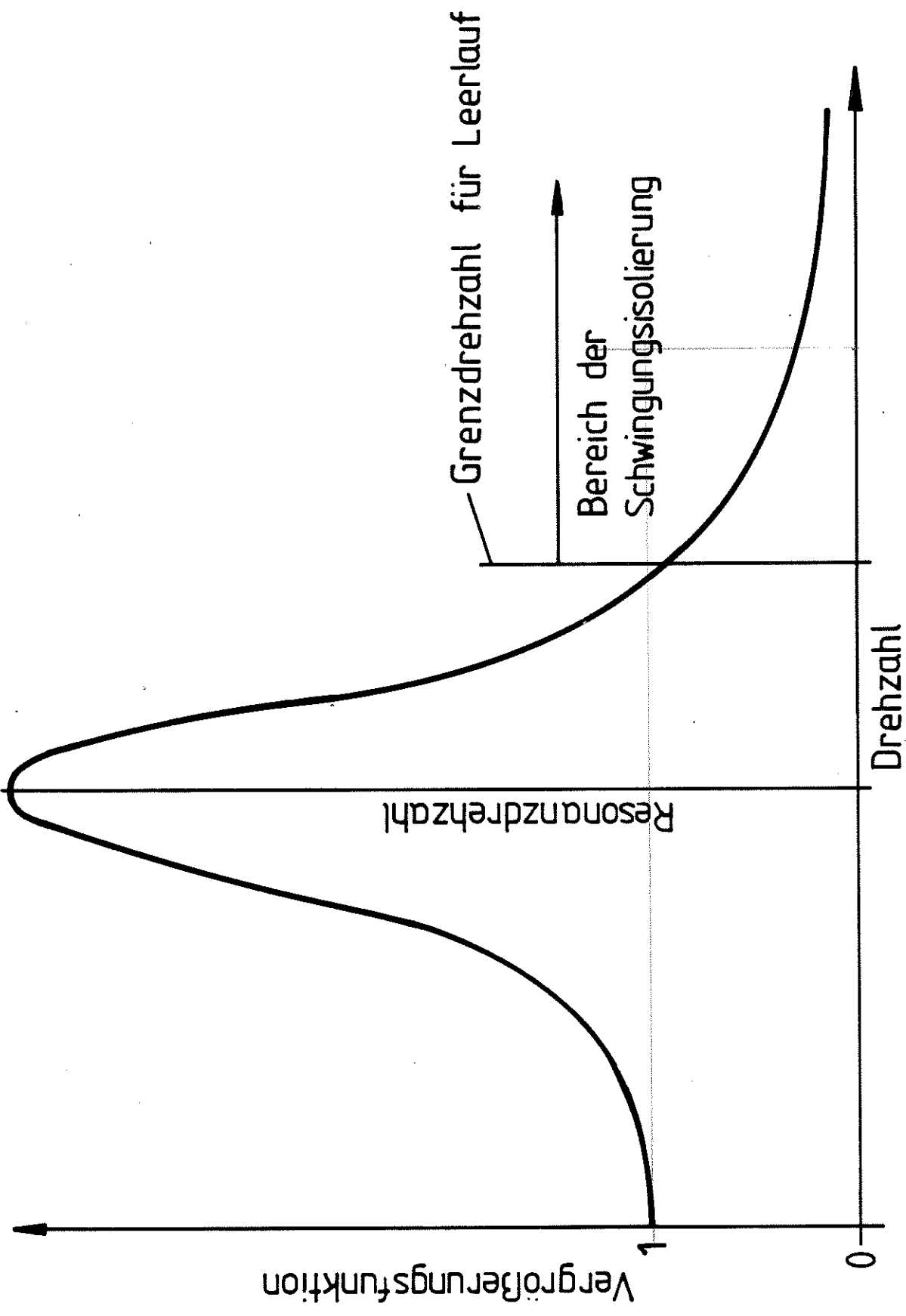
Messung

Berechnung

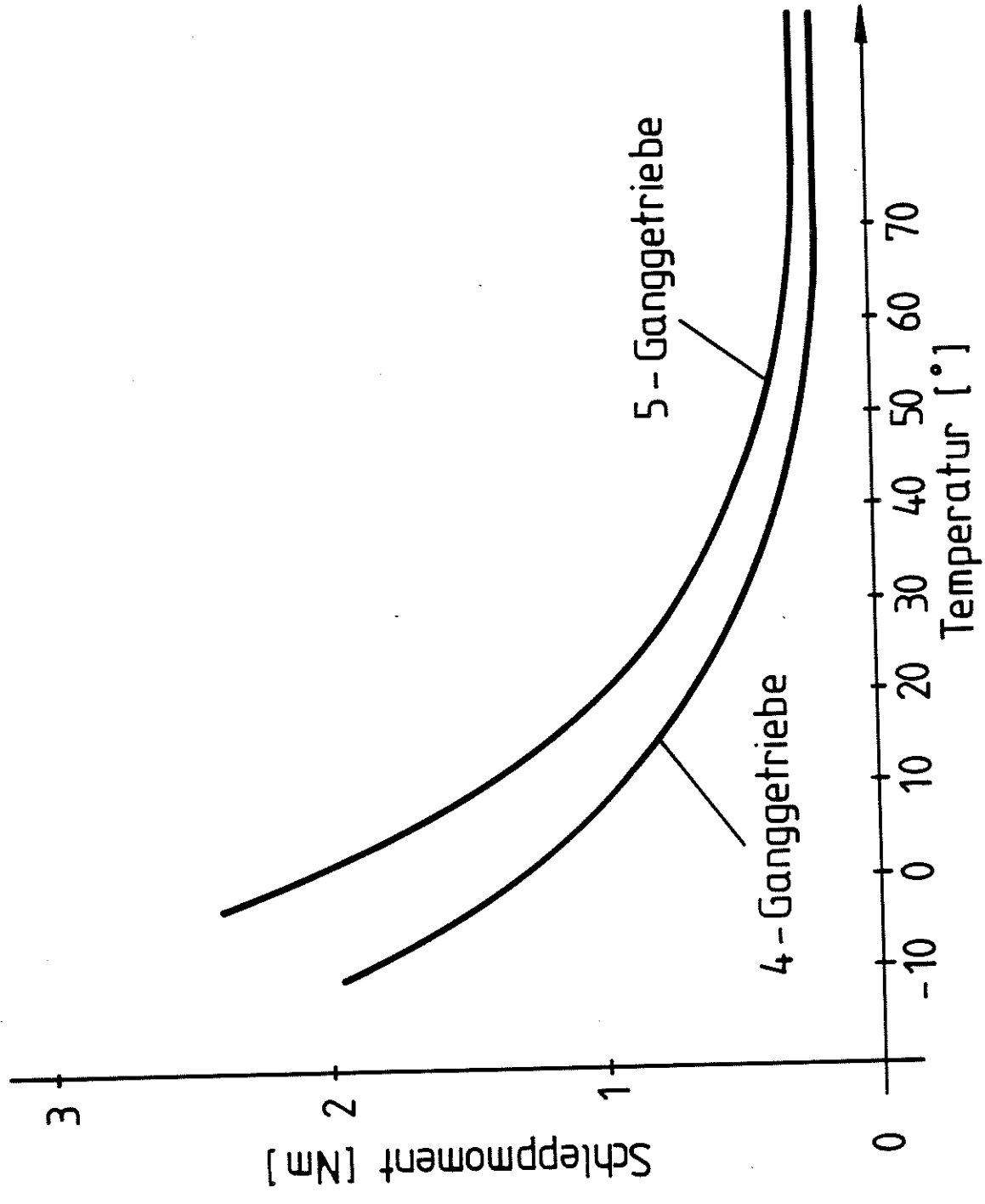


2. rechn. Variation
 der Leerlaufkennlinie

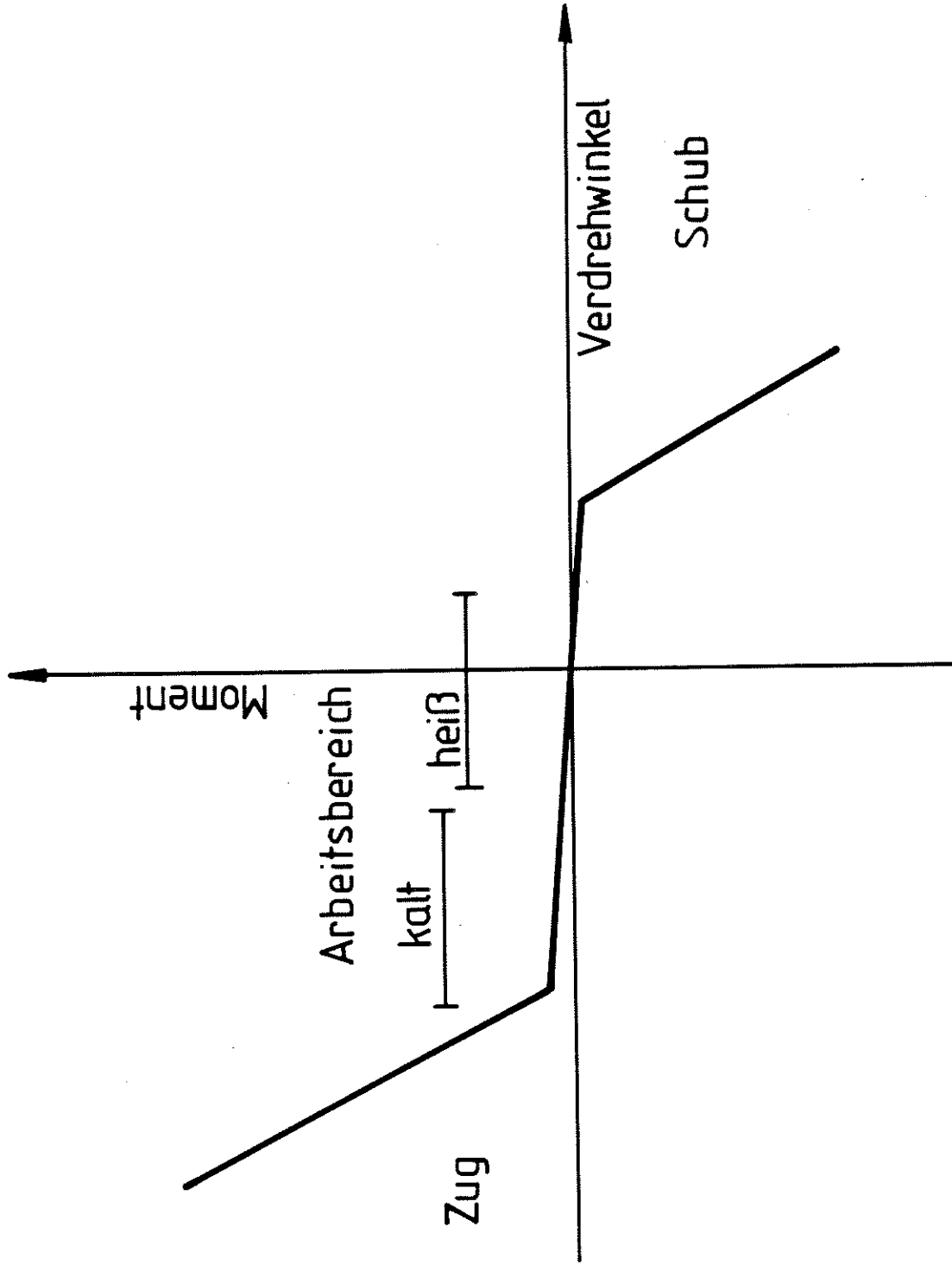




Resonanzkurve



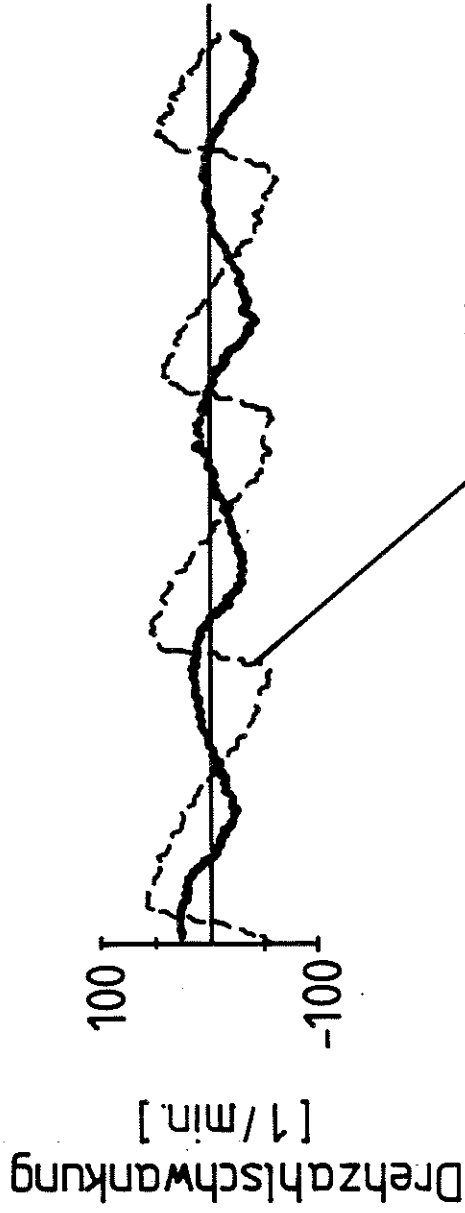
Temperaturabhängigkeit des Schleppmomentes



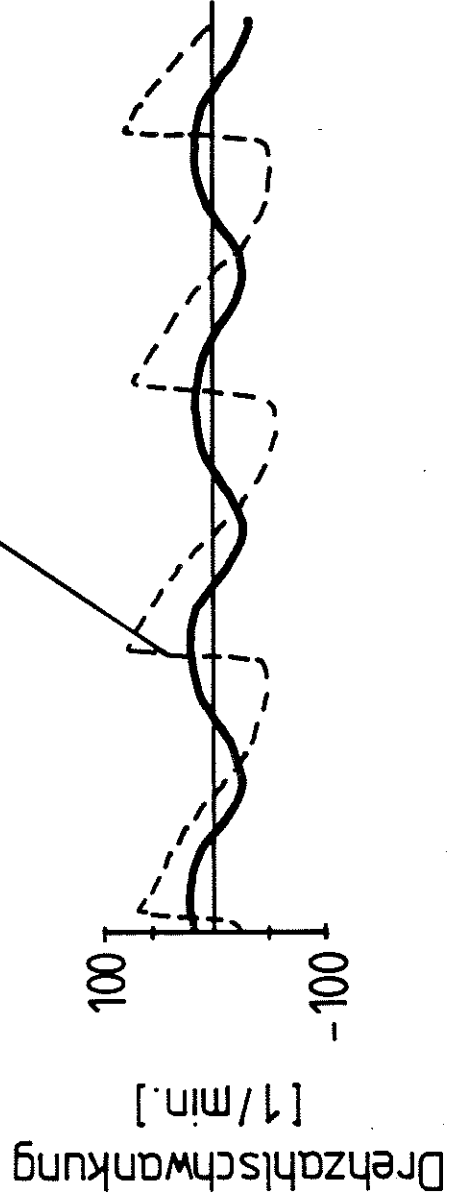
11 01 86

Arbeitsbereich des Torsionsdämpfers bei kaltem und heißem Getriebeöl

— Motor
- - - Getriebe

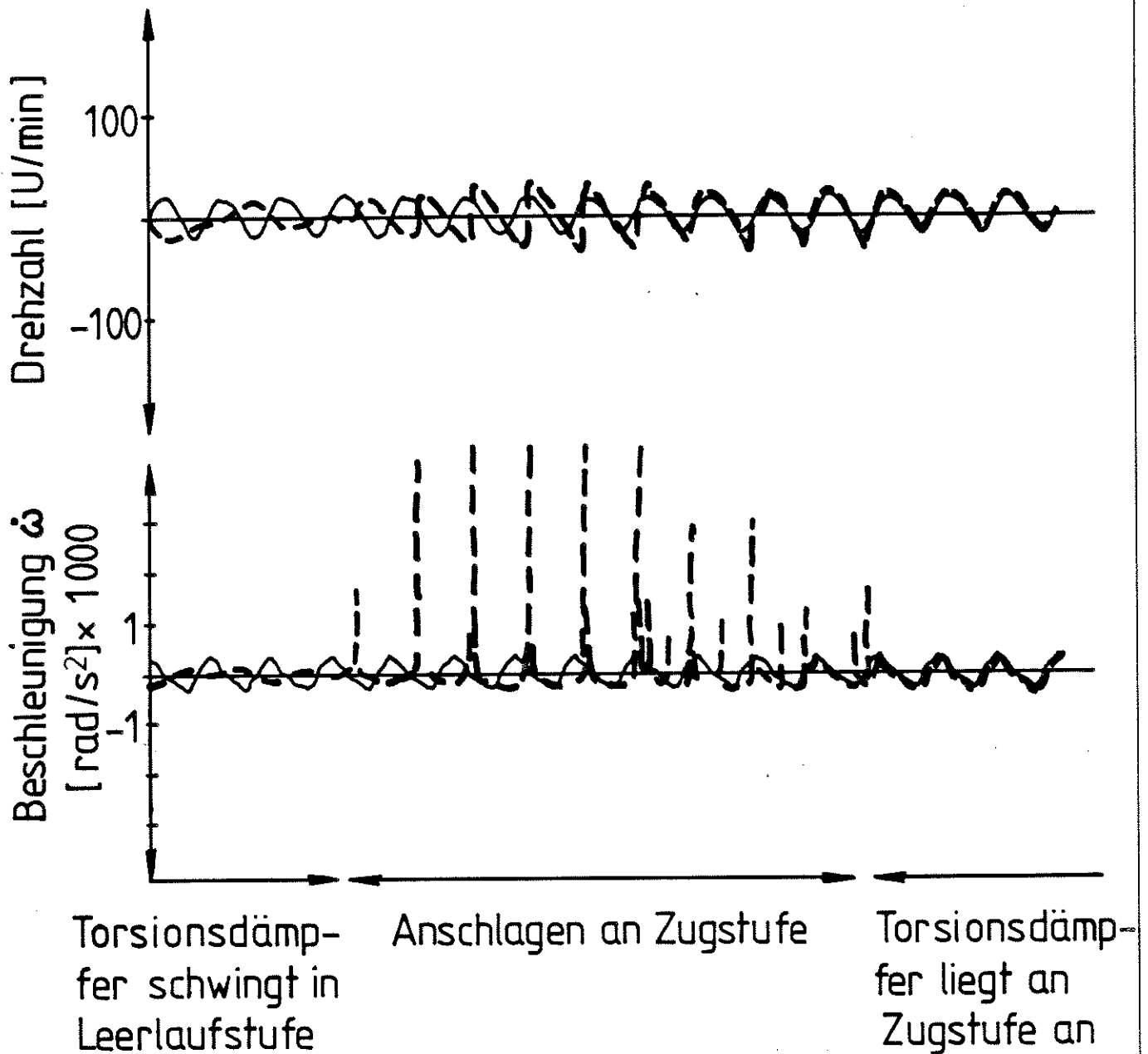


Anschlagen an
Hauptstufe



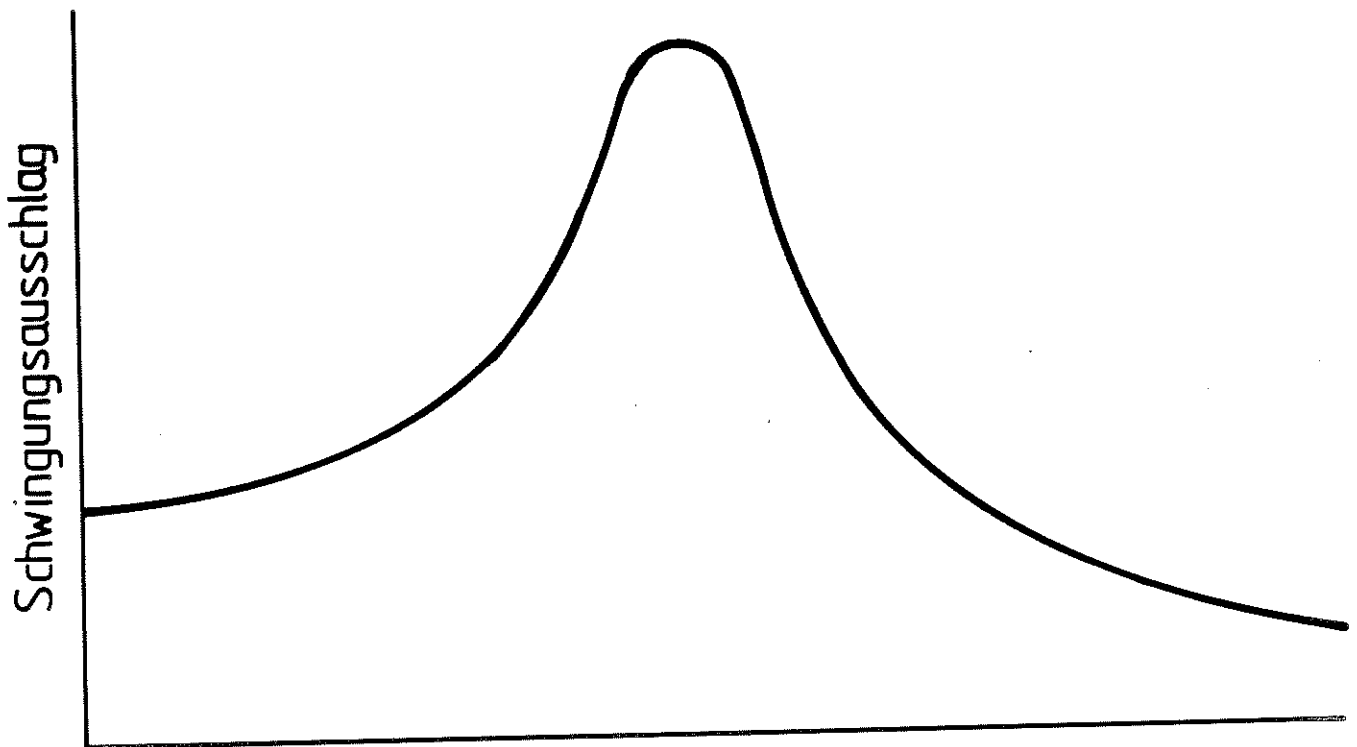
kleines
Schleppmoment
heißes Getriebe

großes
Schleppmoment
kaltes Getriebe

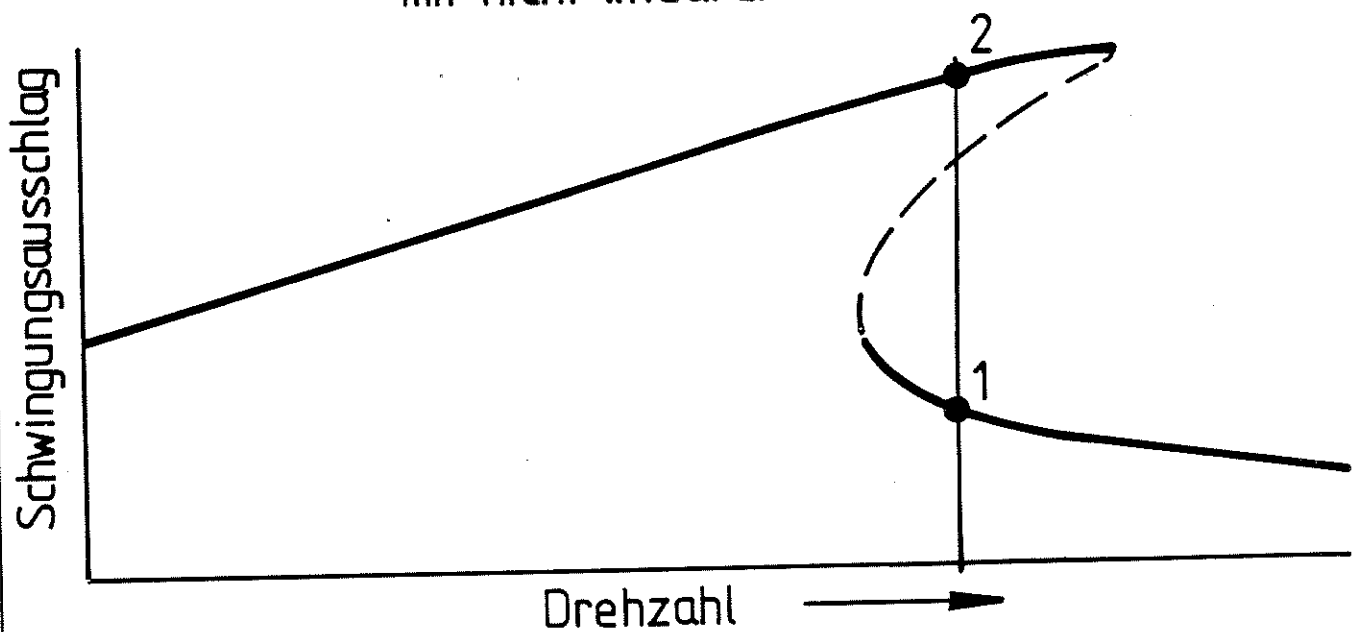


— Motor
- - - Getriebe

mit linearer Kennlinie



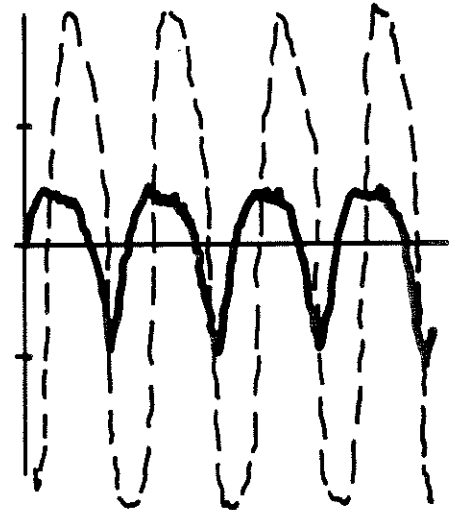
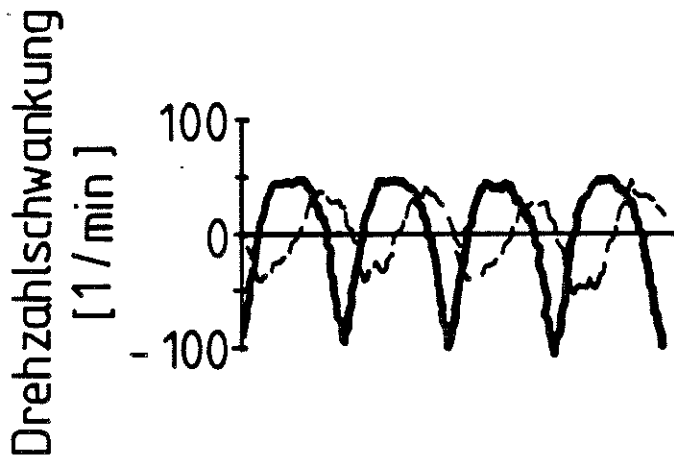
mit nicht linearer Kennlinie



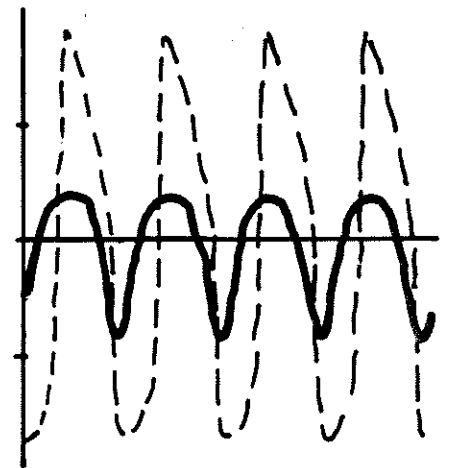
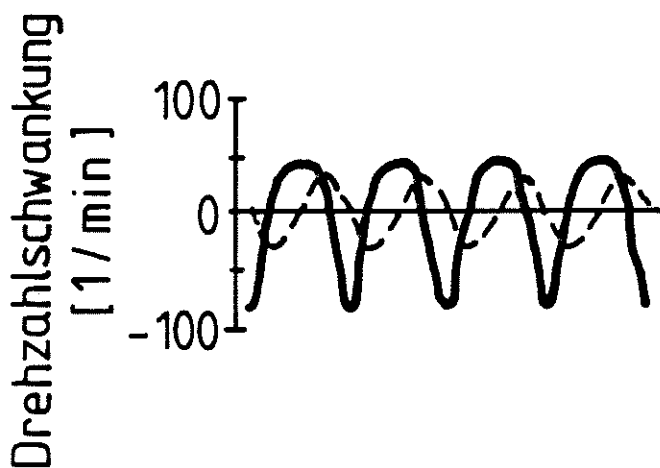
langsames
Einkuppeln
(Punkt 1)

schlagartiges
Einkuppeln
(Punkt 2)

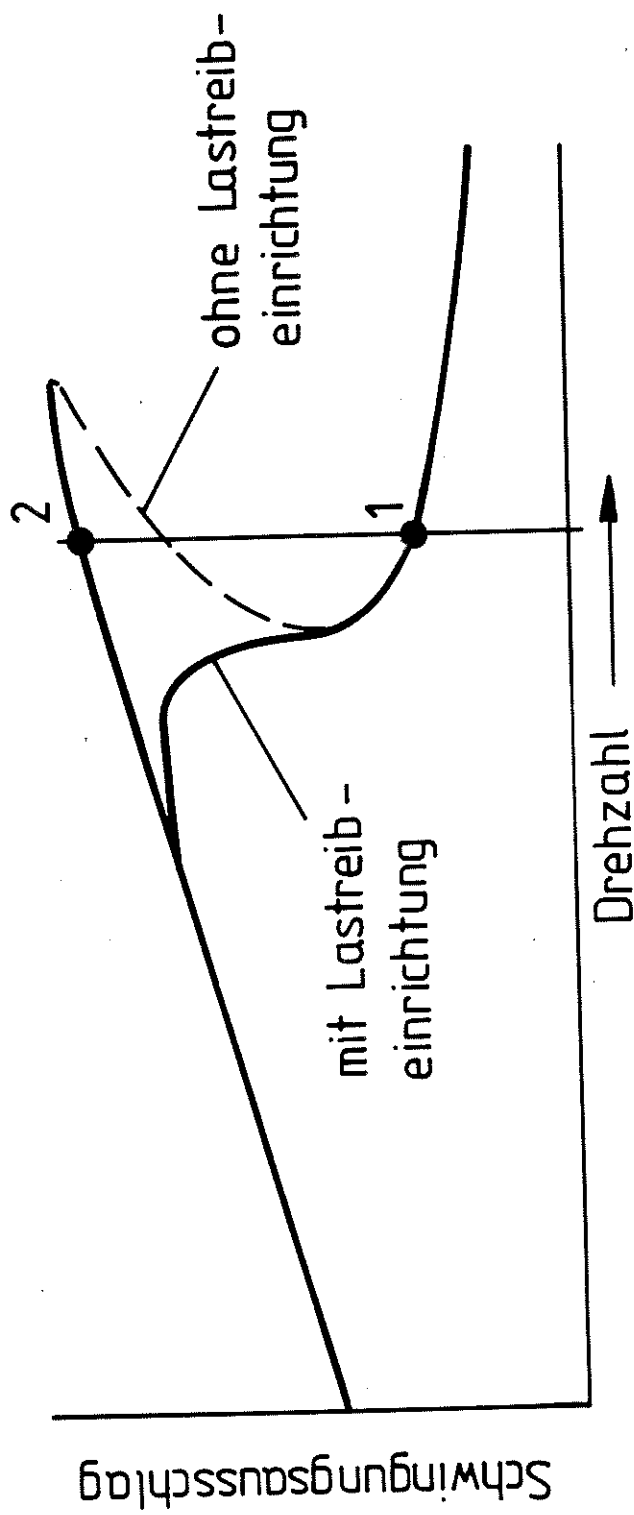
Messung :



Rechnung :

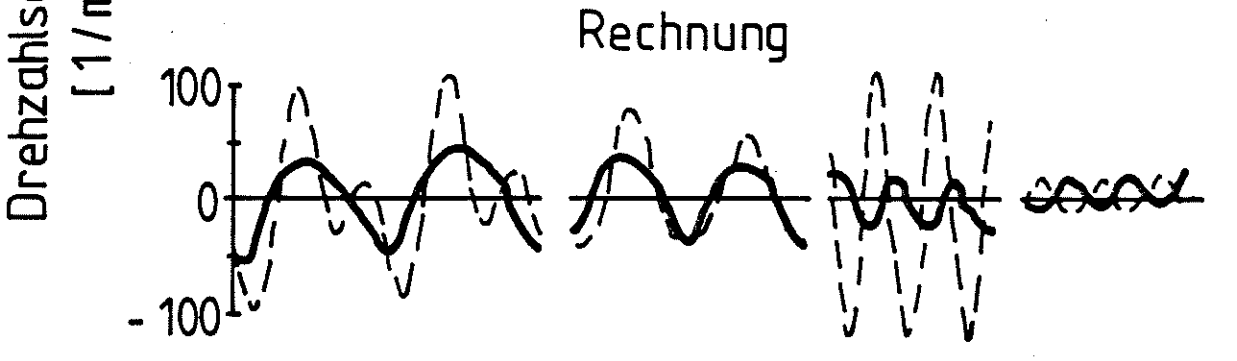
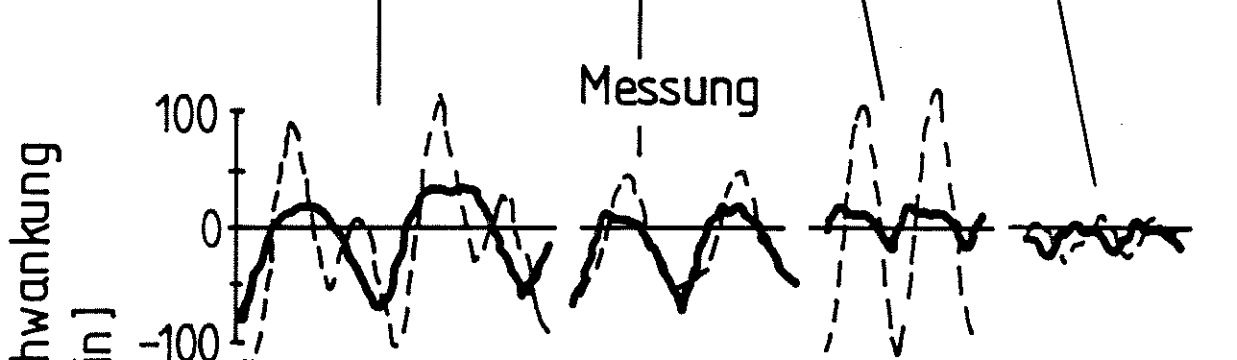
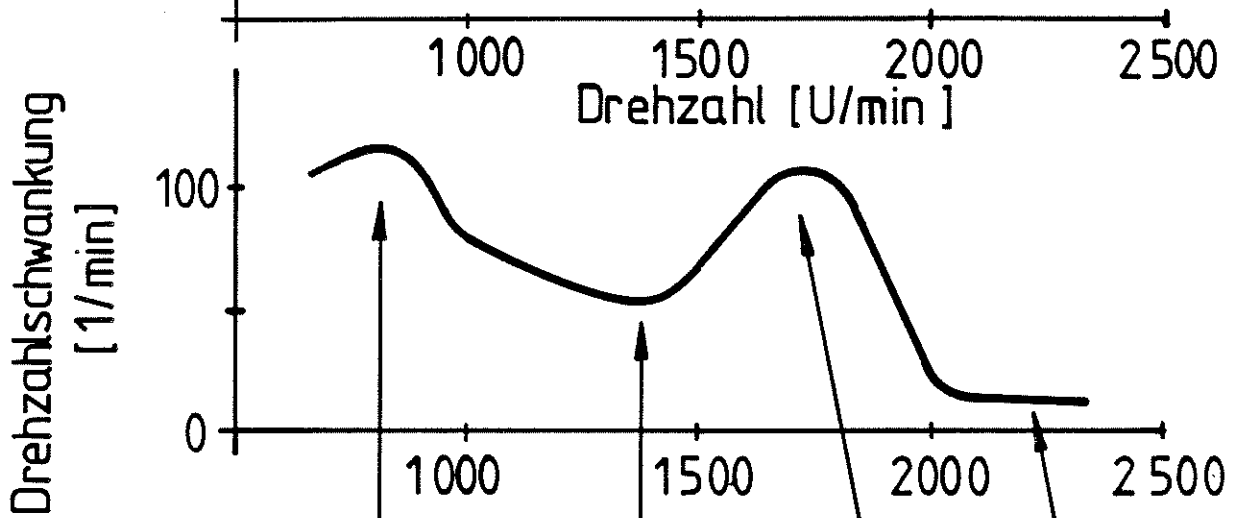
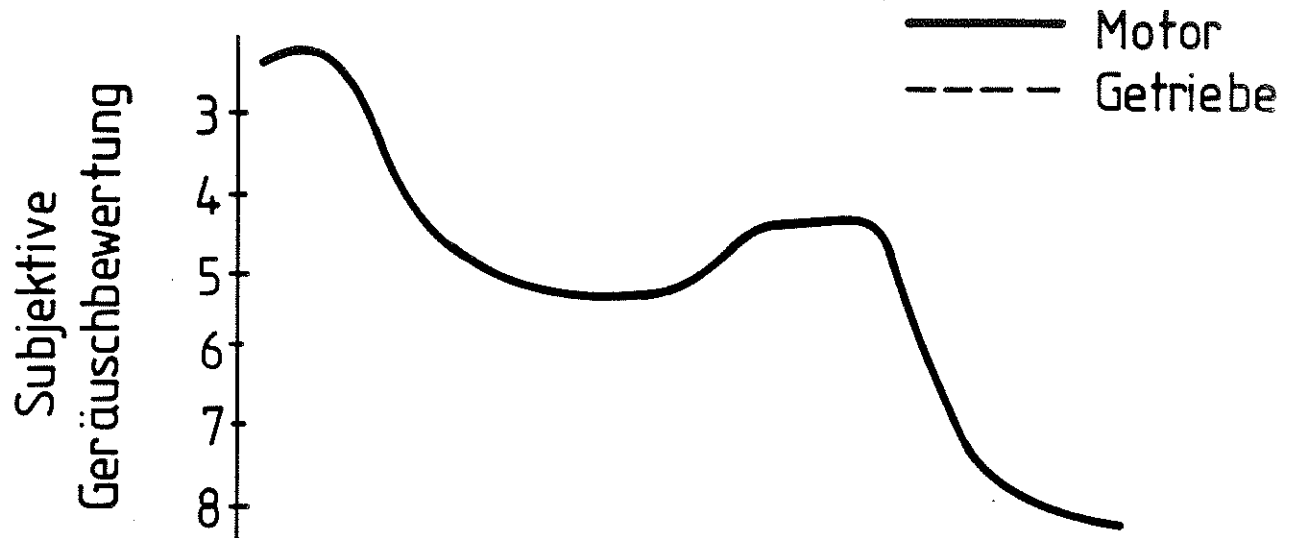


— Motor
- - - Getriebe



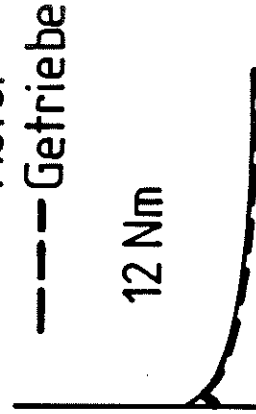
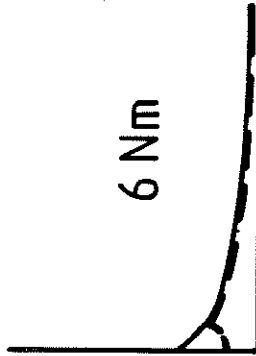
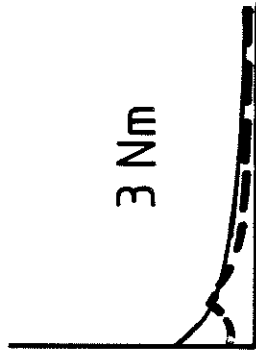
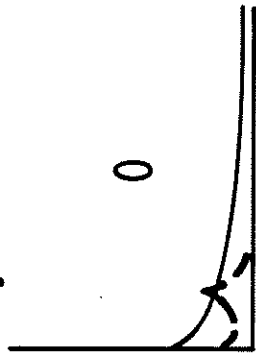
Resonanzkurve mit und ohne Lastreibscheibe

16 01 86



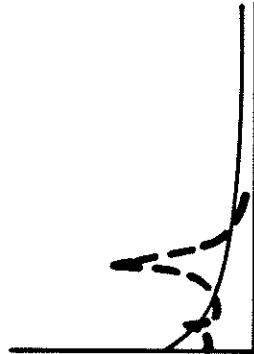
Hysteresis

Drehmomenten -
rate des
Torsionsdämpfers
1 Nm / °

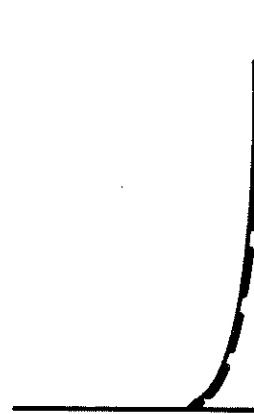
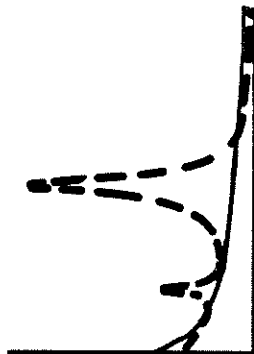


Drehzahlschwankung

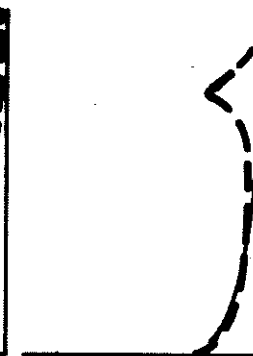
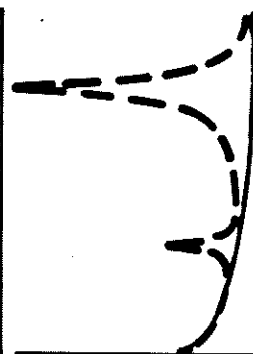
5 Nm / °



20 Nm / °



50 Nm / °



18 01 86

Drehzahlschwankung in Abhängigkeit von Drehmomentenrate,
Hysteresis und Drehzahl

LUK

