



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 Schwingungsisolation 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 einsatzgehärteten 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 Anpreßkraftherhöhung 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.

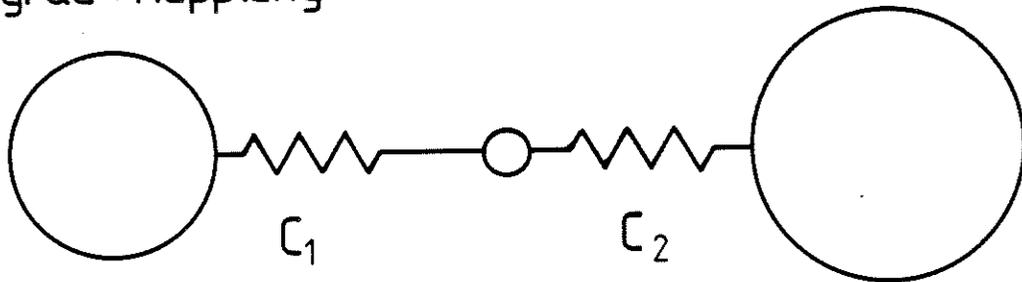
Diese Vorzüge müssen z.Zt. noch durch relativ hohe Kosten und zusätzlichen Raumbedarf erkaufte werden.

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

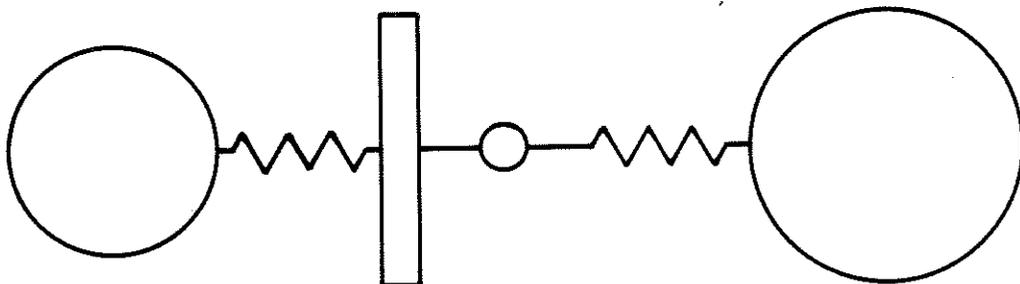
J_2
Getriebe

J_3
Fahrzeug



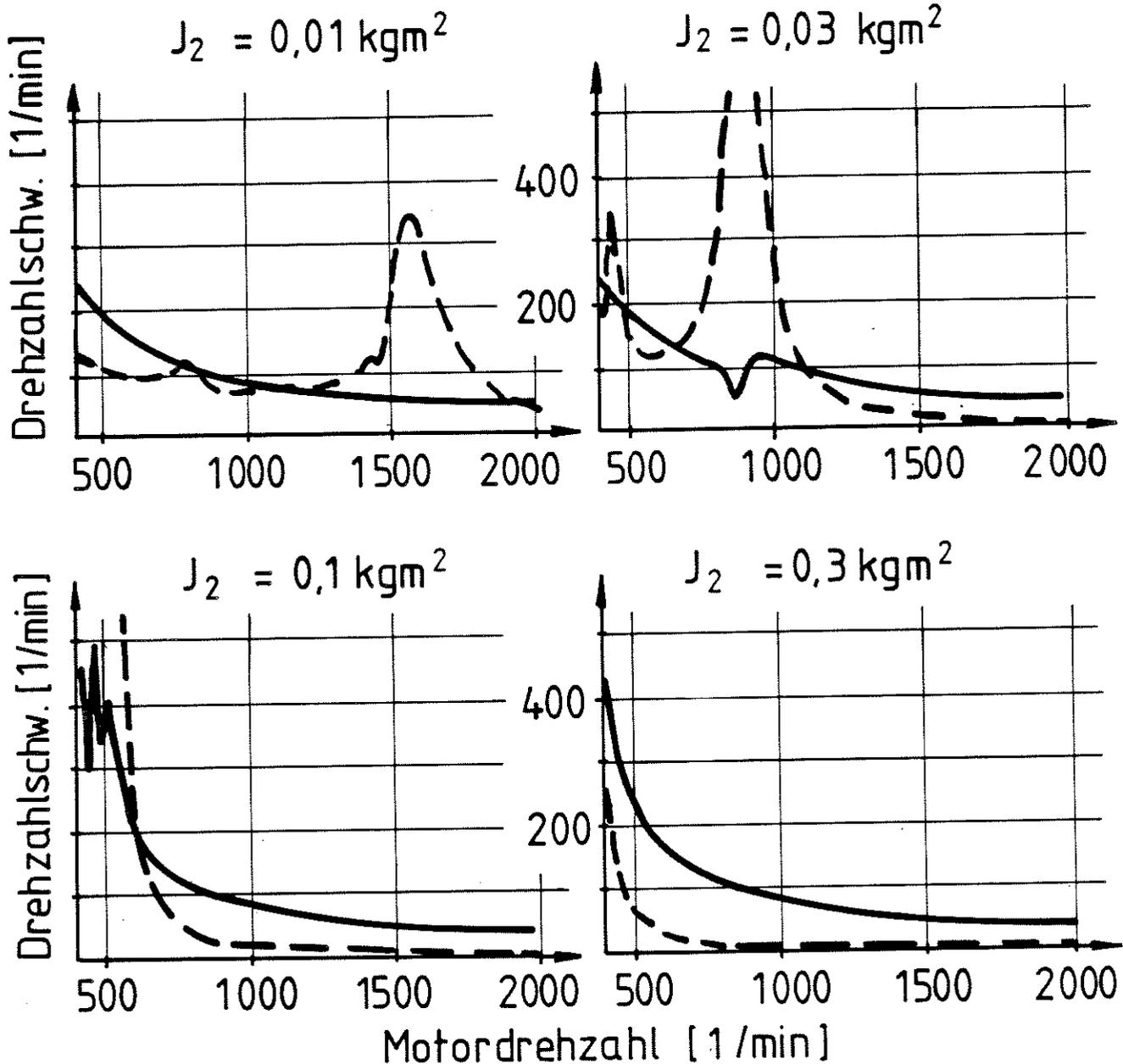
Torsions-
dämpfer

restlicher
Antriebsstrang



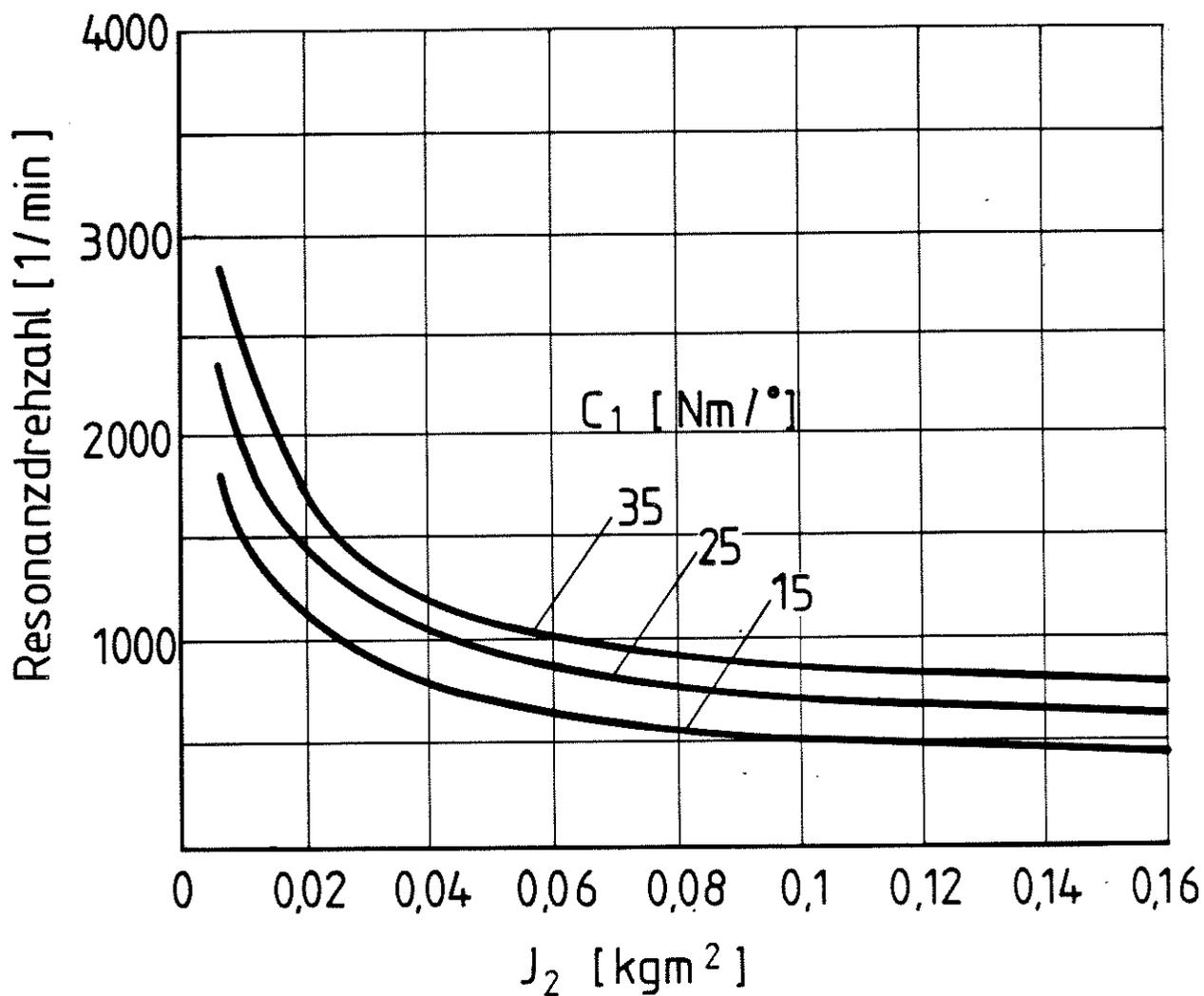
Zusatzmasse
am Getriebe

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



$J_2 =$ Massenträgheitsmoment des Getriebes
+ Zusatzmasse

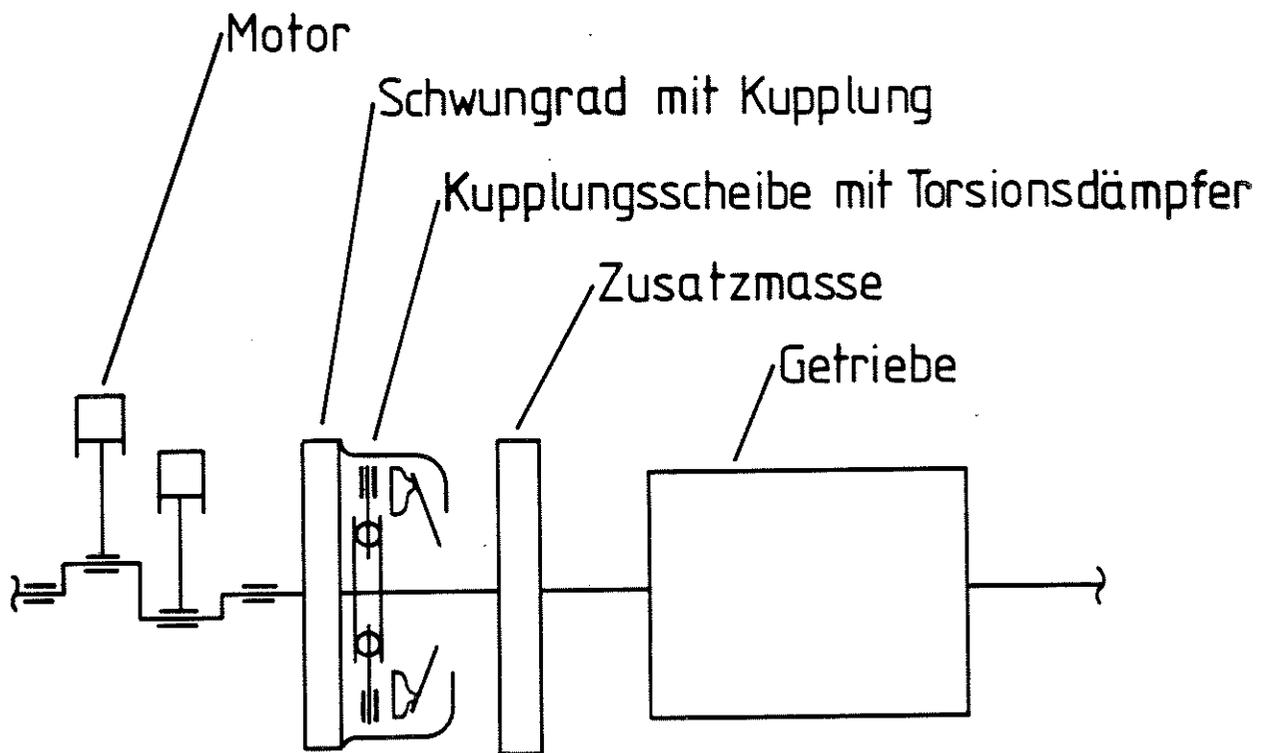
— Motor
- - - Getriebe



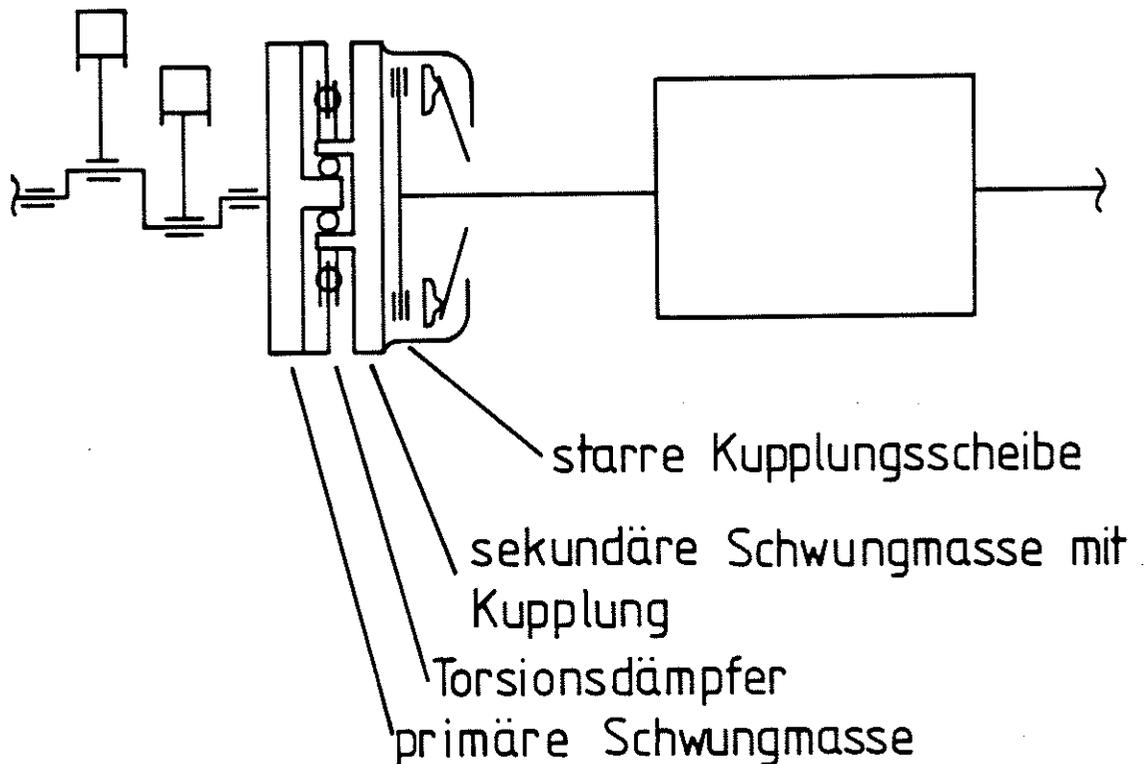
C_1 = Federrate des Torsionsdämpfers

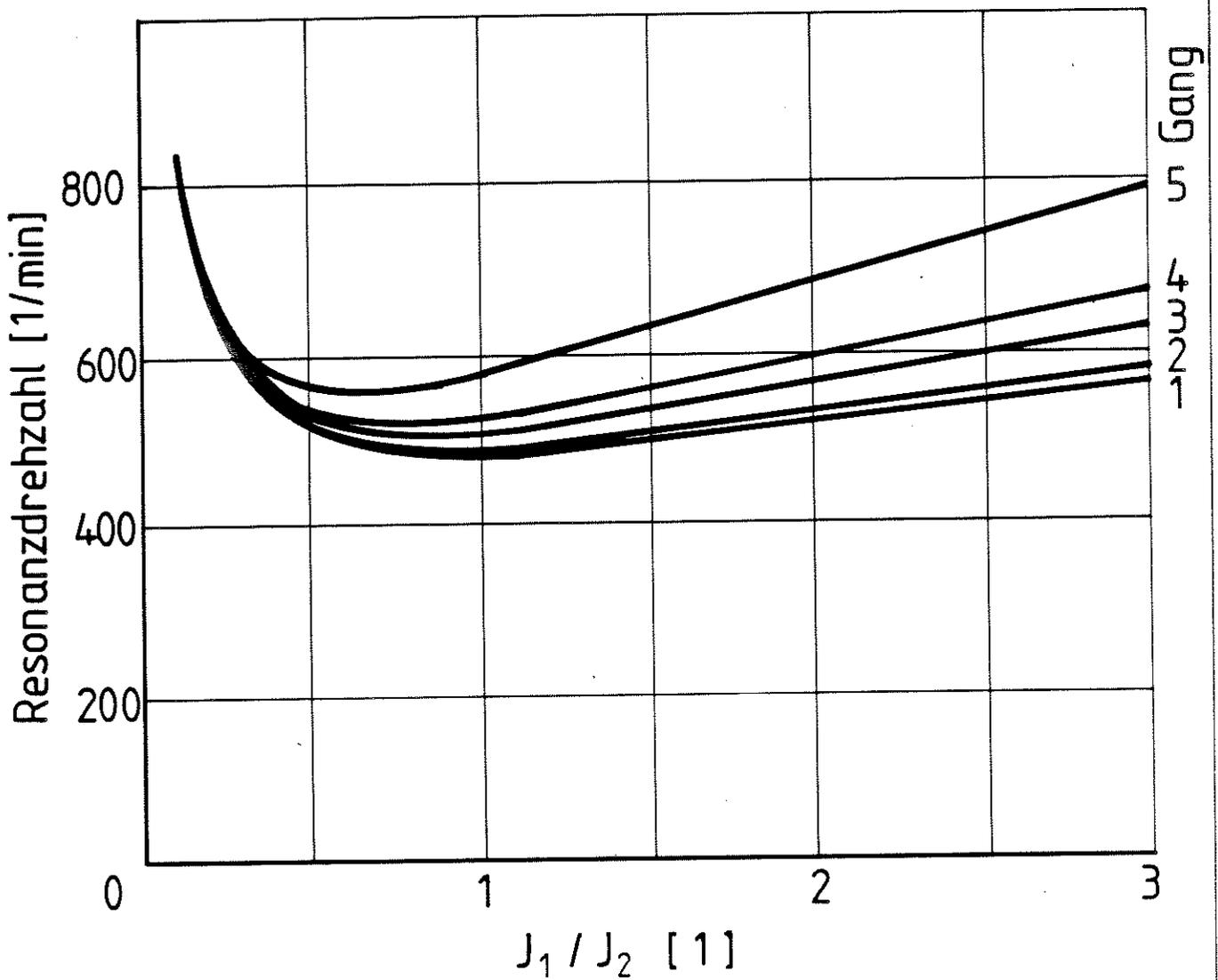
J_2 = Massenträgheitsmoment Getriebe + Zusatzmasse

Zusatzmasse auf Getriebeeingangswelle



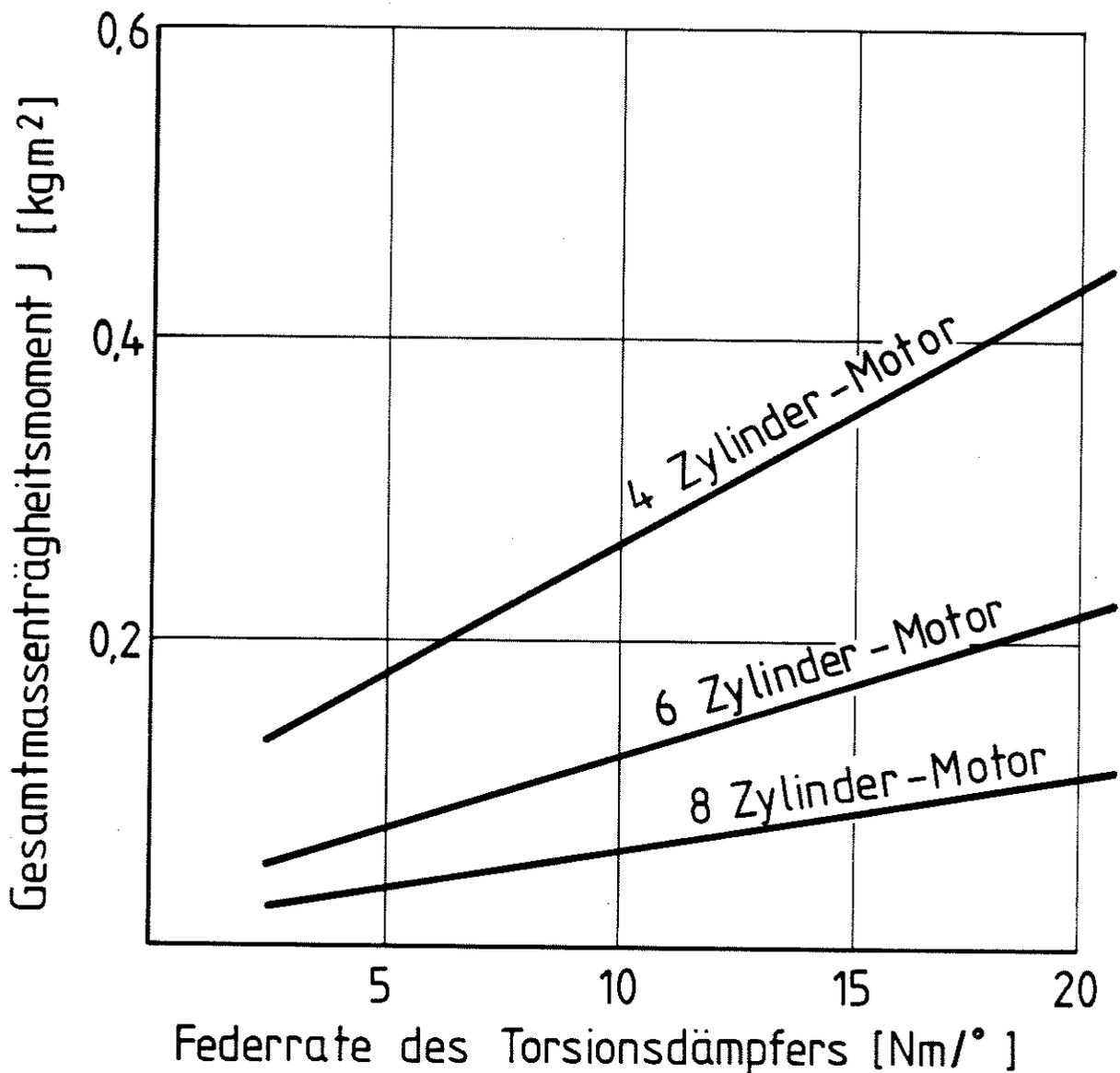
Zweimassenschwungrad



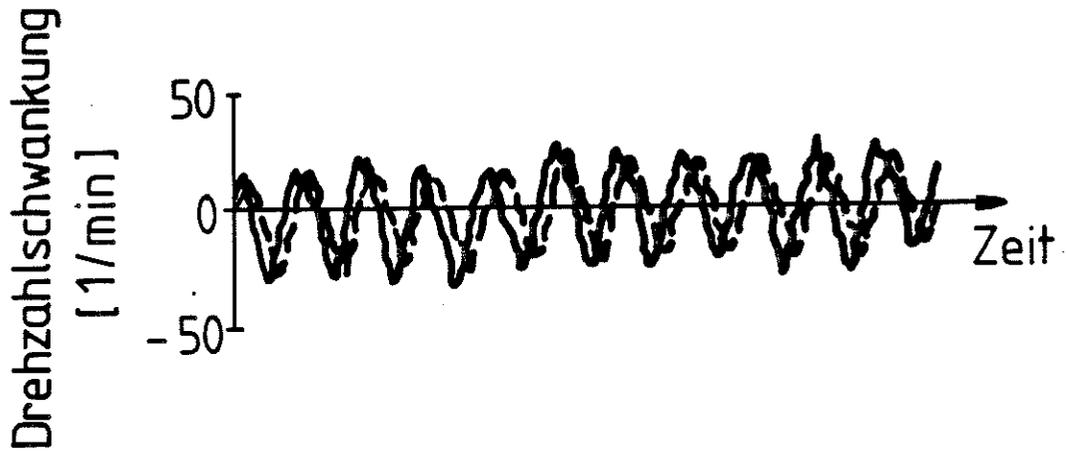


J_1 = Massenträgheitsmoment der Teile vor dem Torsionsdämpfer
 J_2 = Massenträgheitsmoment des Getriebes + Zusatzmasse
 $J_1 + J_2 = \text{konstant}$

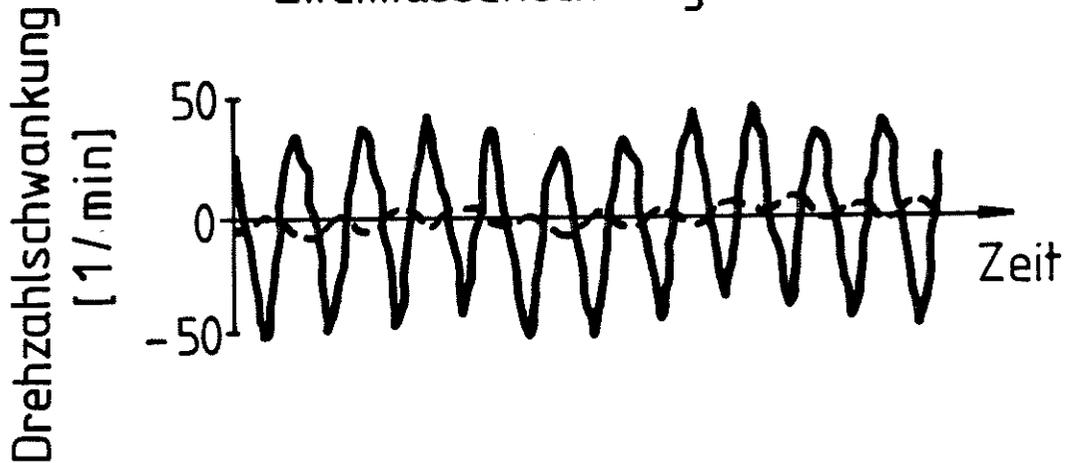
Erforderliches Gesamtmassenträgheitsmoment $J = J_1 + J_2$
 für Resonanzdrehzahl 500 1/min mit $J_1 / J_2 = 1$
 (4. Gang mit Antriebssteifigkeit $C_2 = 10 \text{ Nm/}^\circ$)



konventionelle Kupplungsscheibe

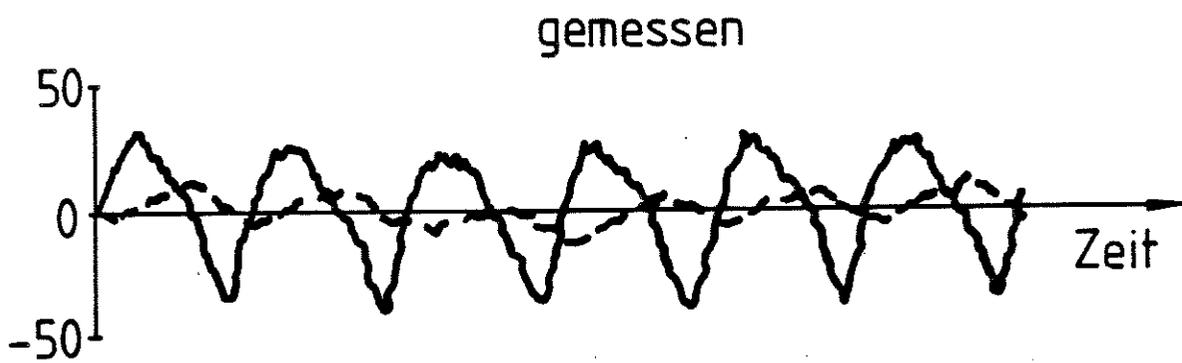
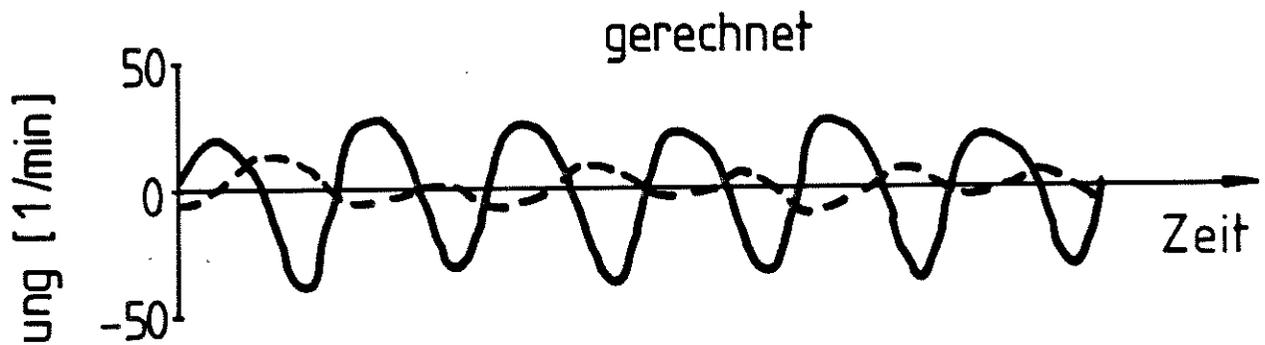


Zweimassenschwungrad



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

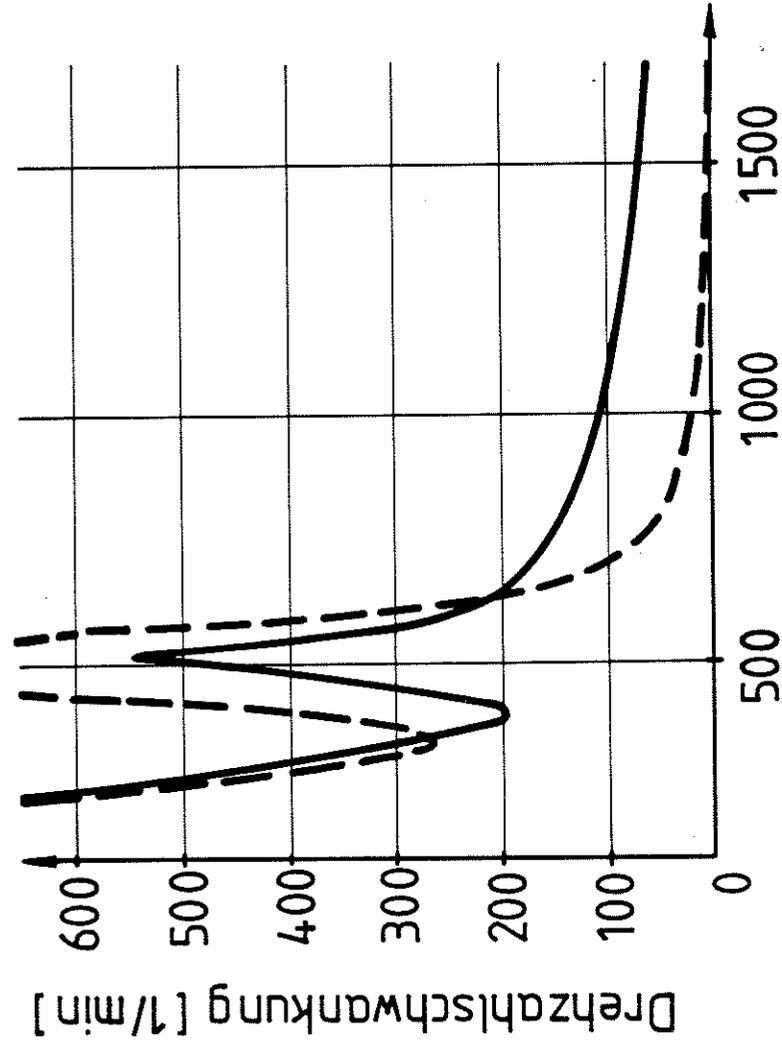
- - - Getriebe

08 02 86

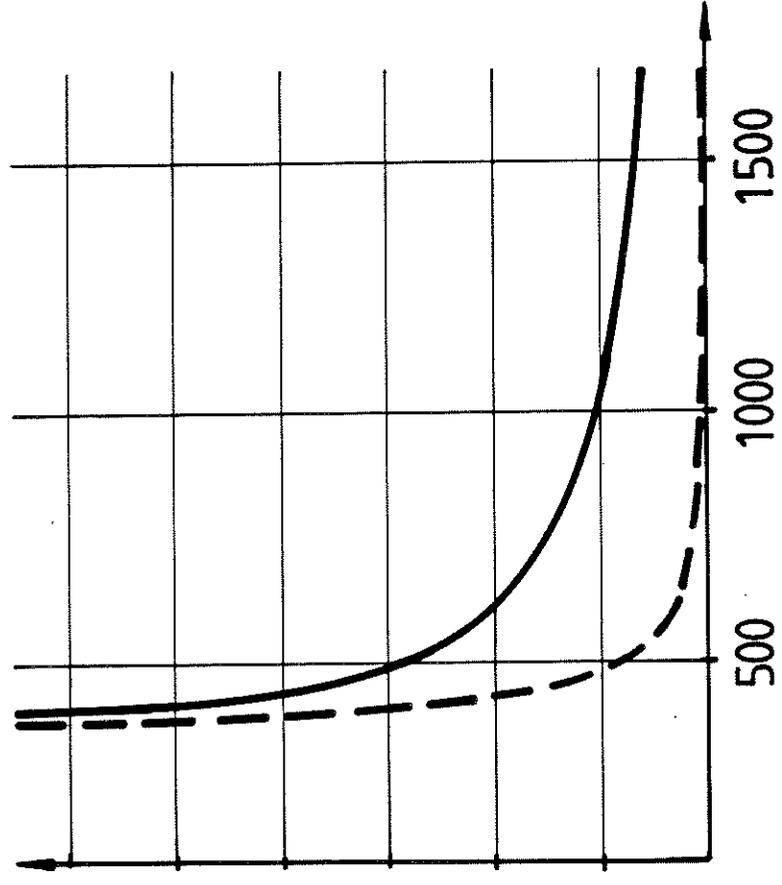
Vergleich des gerechneten und gemessenen
Schwungsverlaufs im Leerlauf

LUK

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

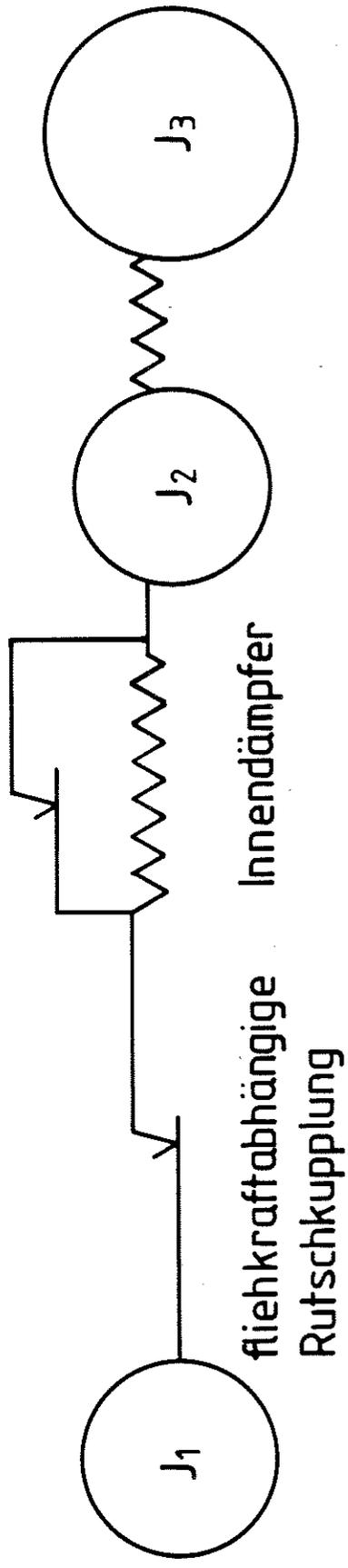
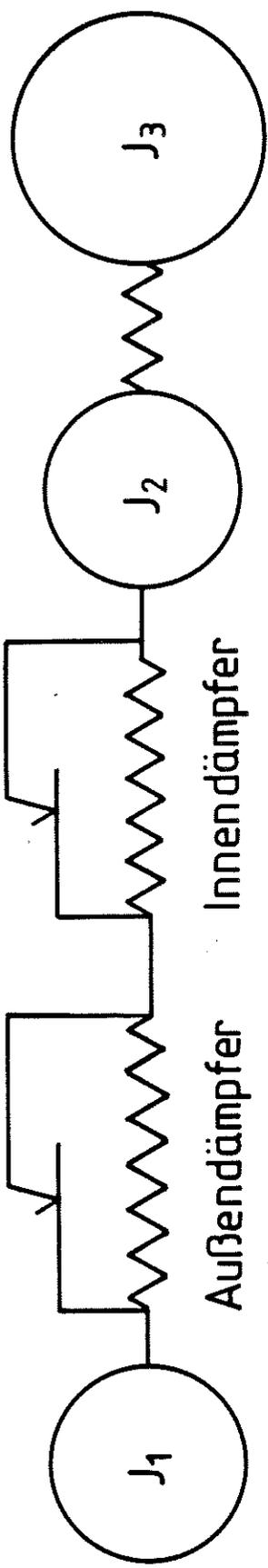


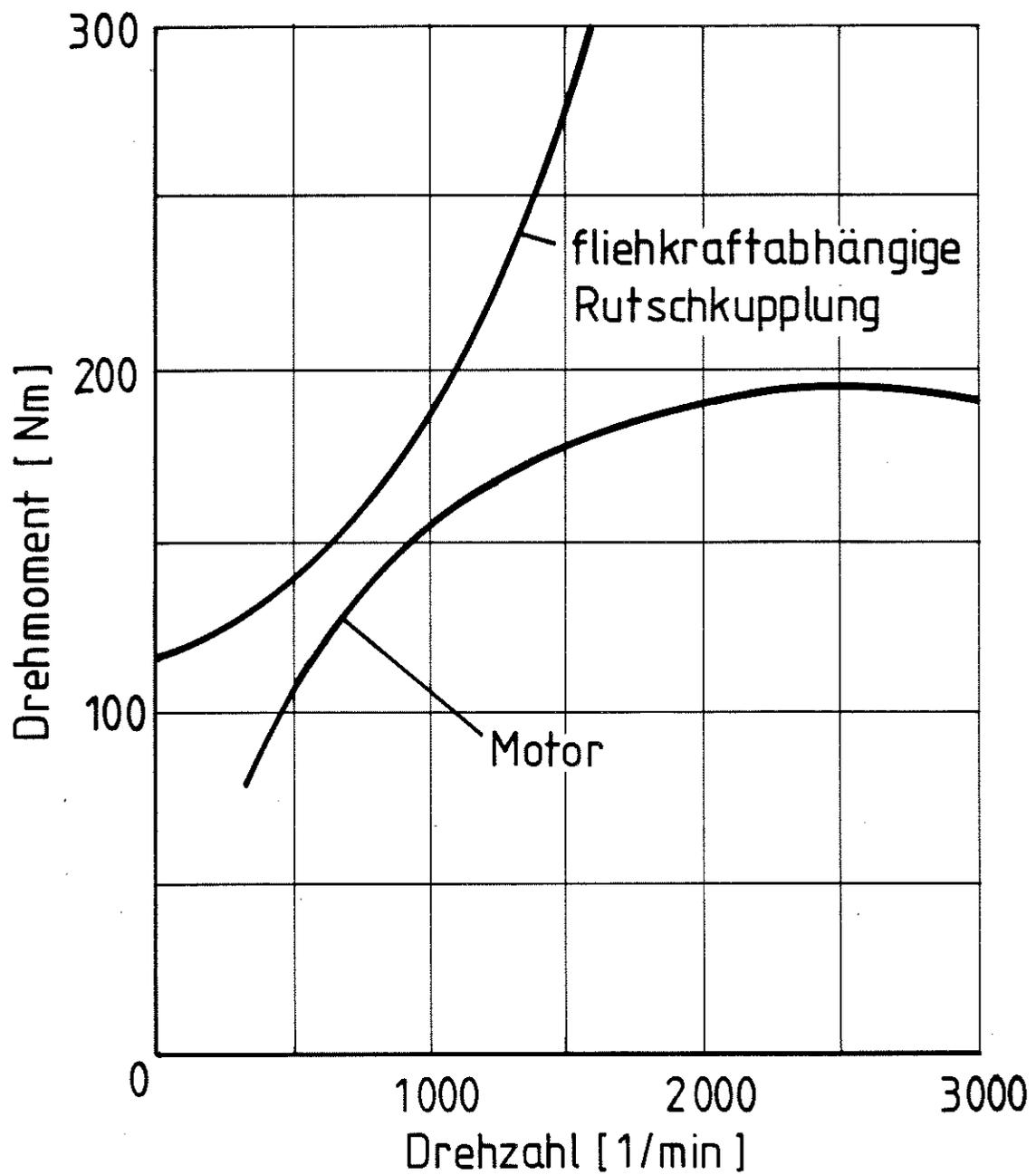
$J_2 = 0,3 \text{ kgm}^2$



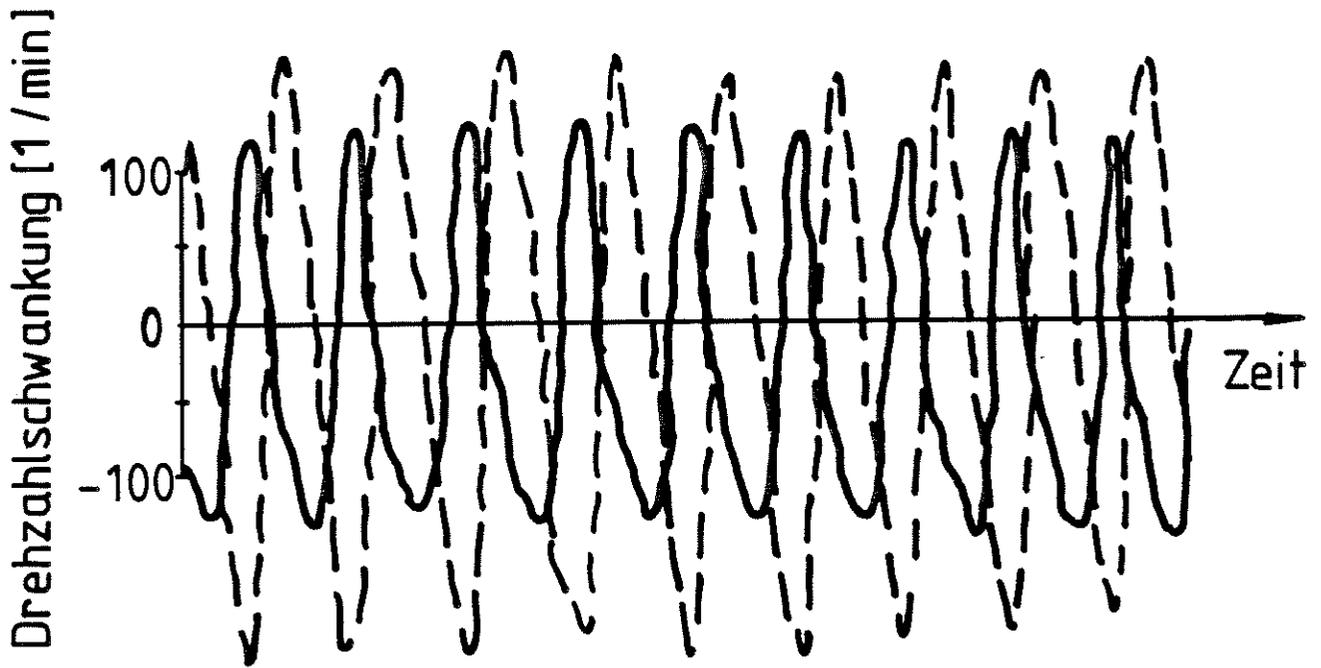
J_2 = Massenträgheitsmoment des Getriebes
+ Zusatzmasse

— Motor
- - - Getriebe

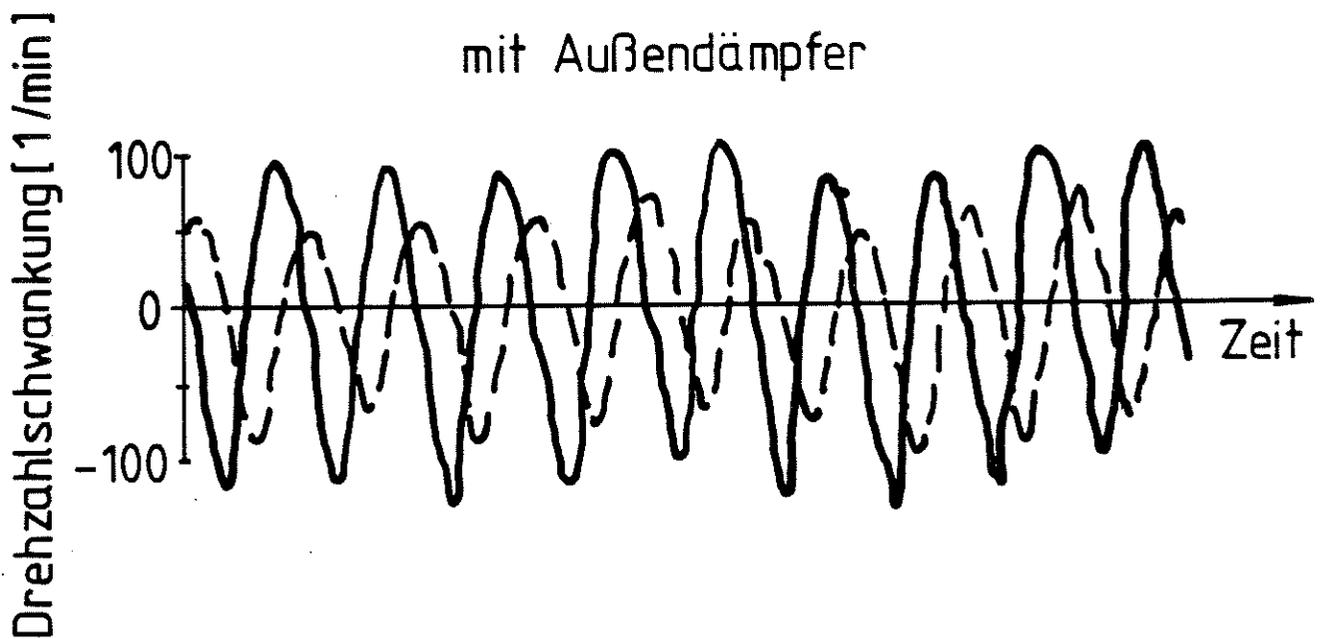




ohne Außendämpfer



mit Außendämpfer



Motordrehzahl 400 U/min

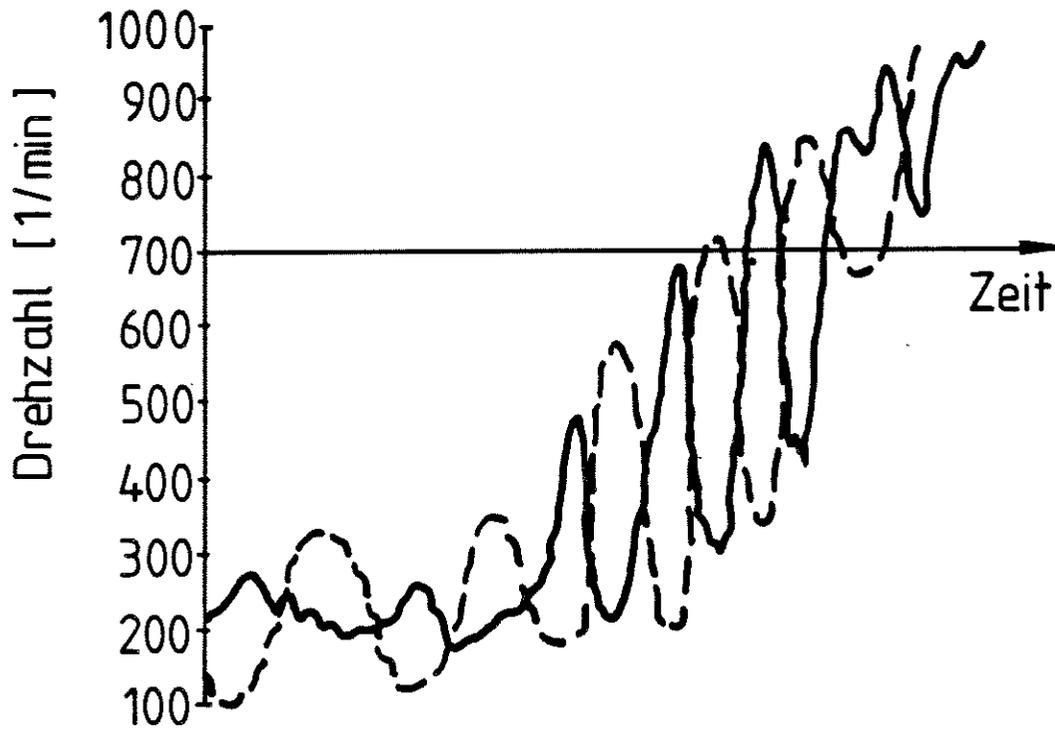
— Motor
- - - Getriebe

12 02 86

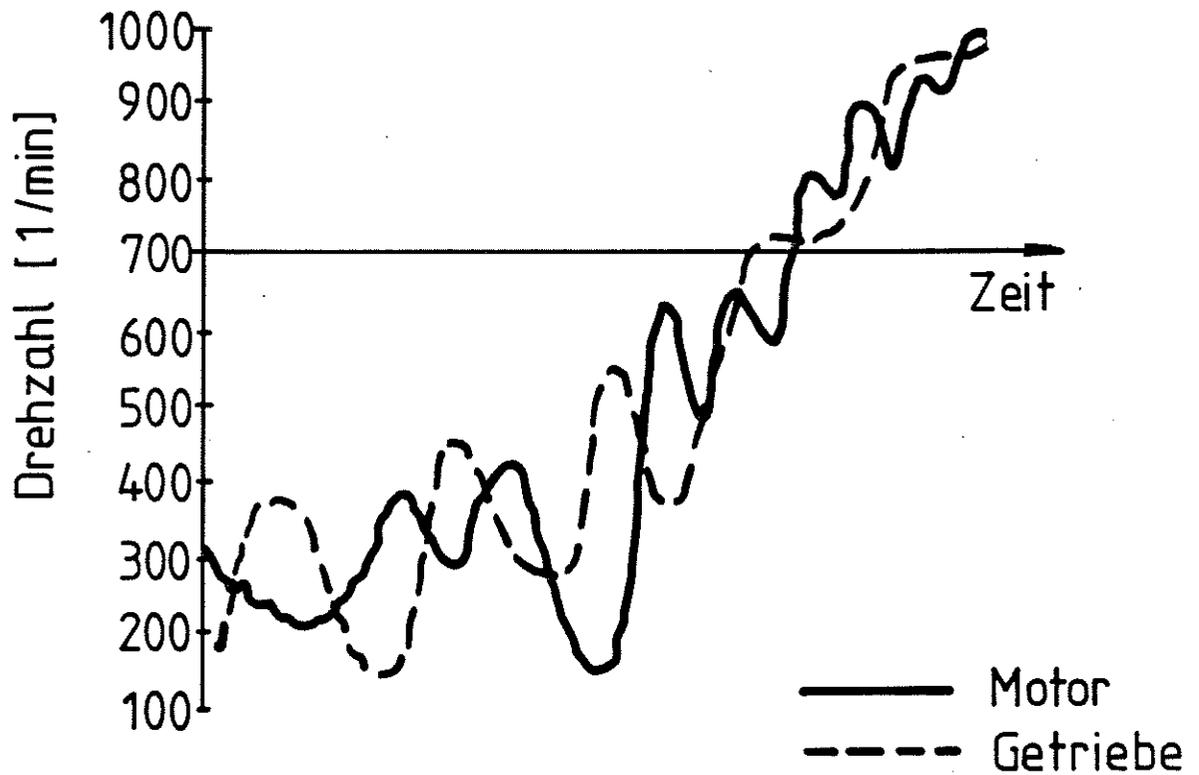
Messung einer Resonanzschwingung
mit Zweimassenschwungrad

LUK

ohne Außendämpfer



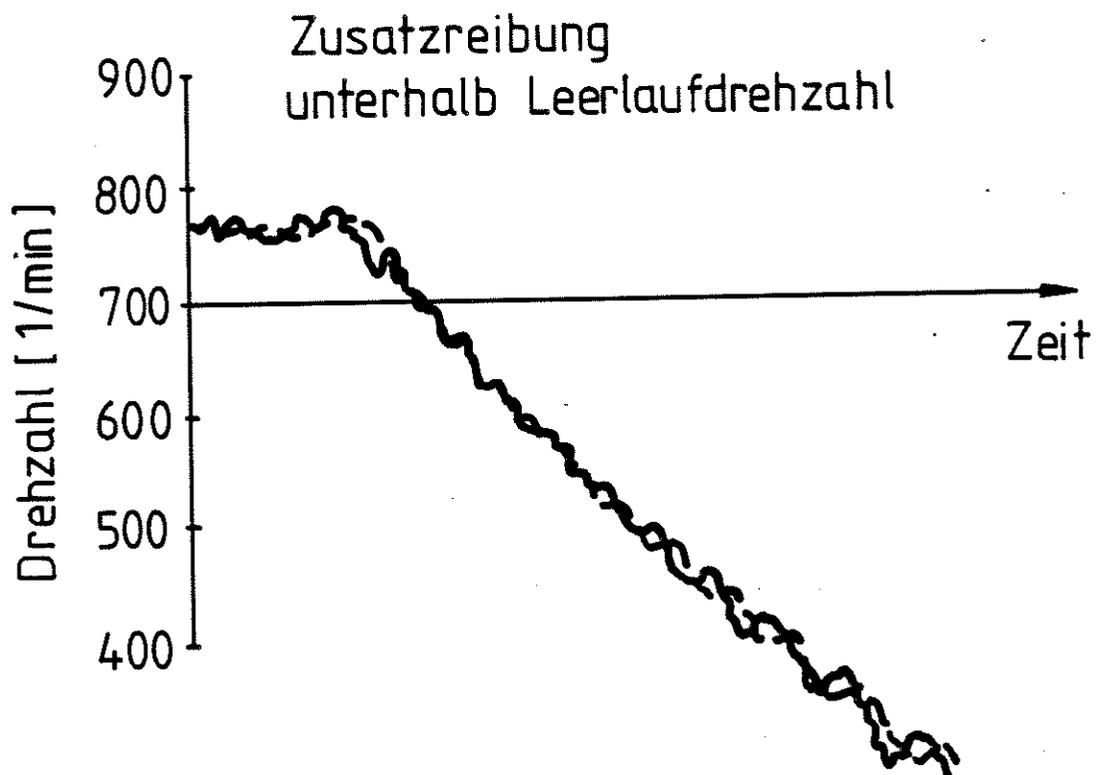
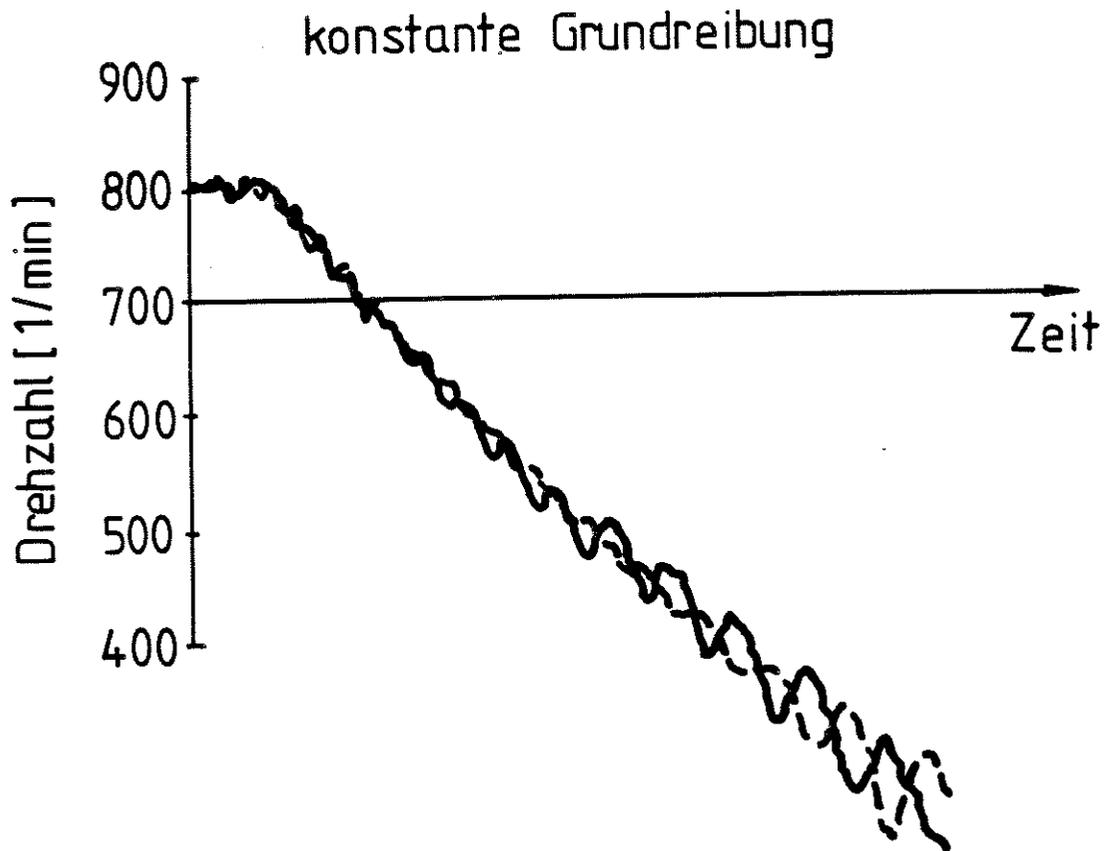
mit Außendämpfer



13 02 86

Messung eines Anlaßvorganges
mit Zweimassenschwungrad

LUK

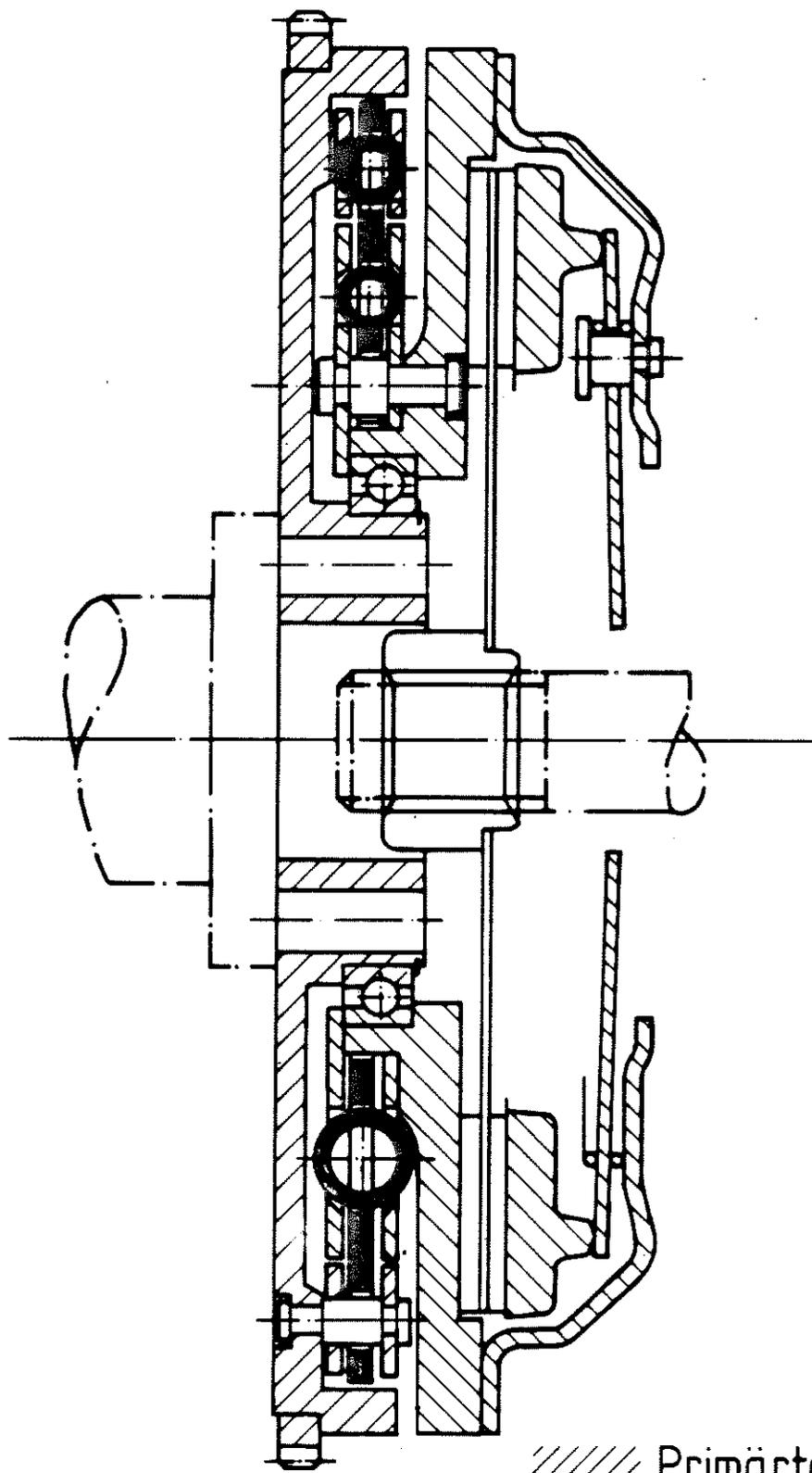


— Motor
- - - Getriebe

14 02 86

Messung eines Abstellvorganges
mit Zweimassenschwungrad

LUK

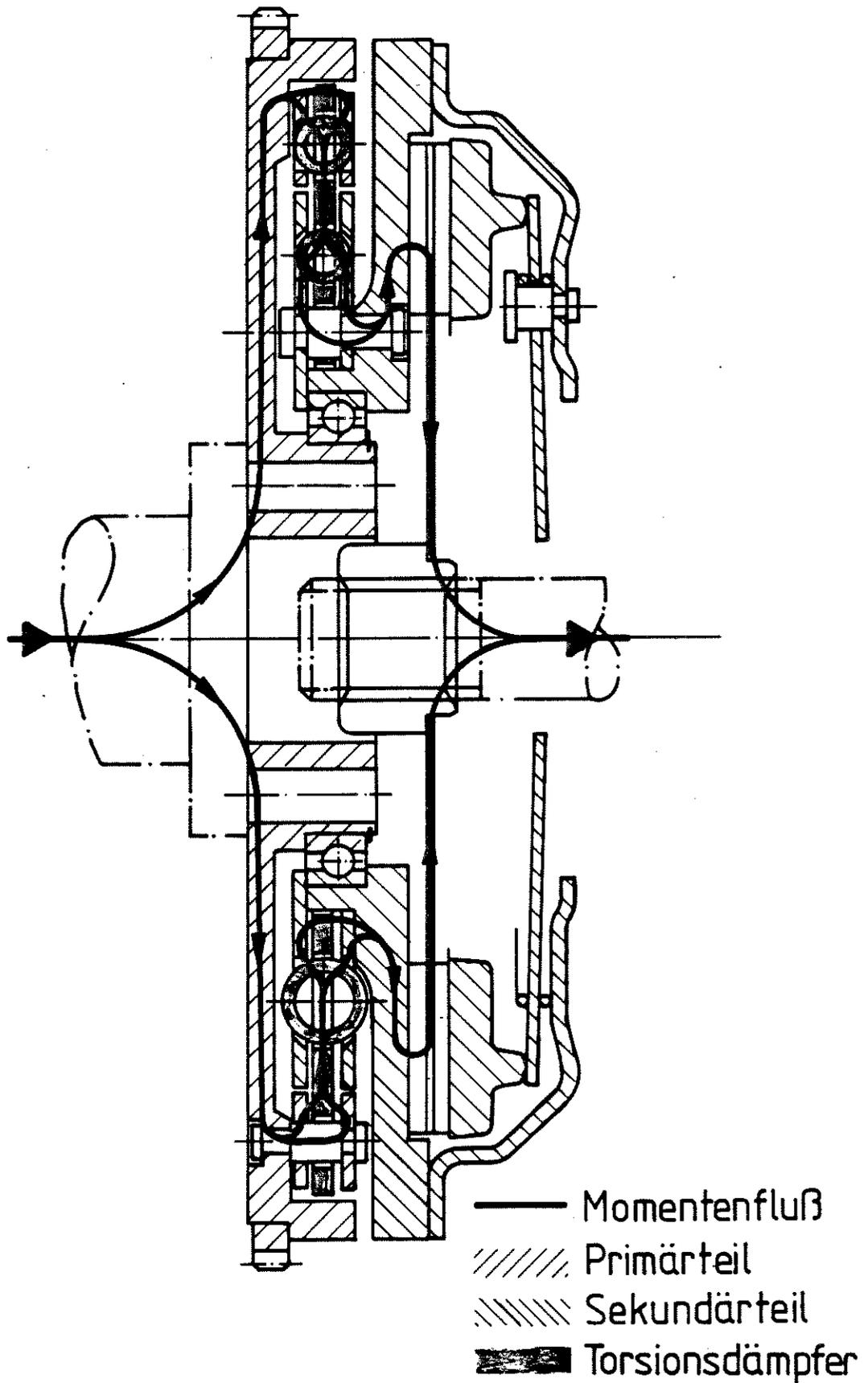


//// Primärteil
// Sekundärteil
■ Torsionsdämpfer

15 02 86

Prinzip Zweimassenschwungrad





16 02 86

Momentenfluß Zweimassenschwungrad

LUK

Außendämpfer

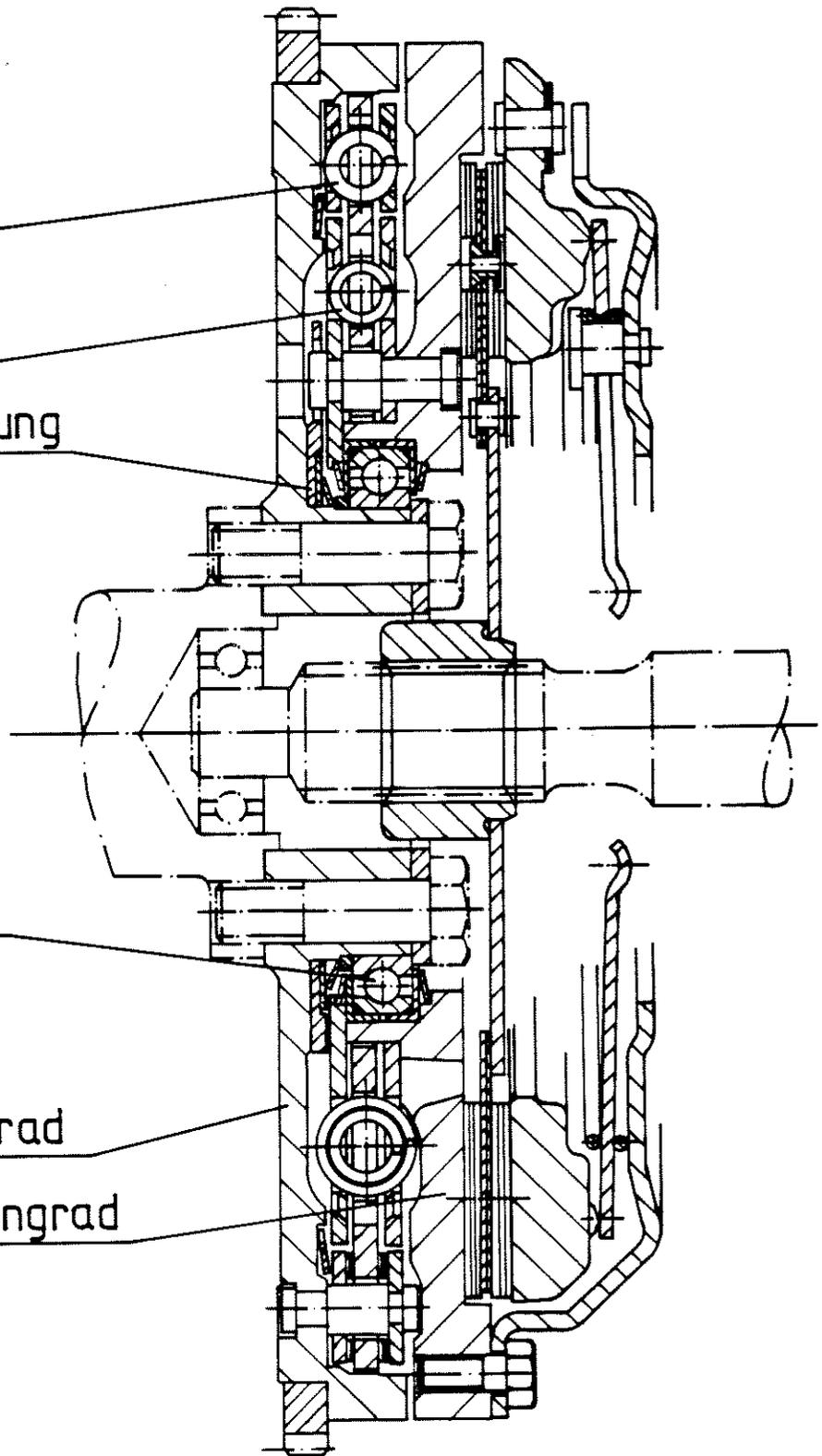
Innendämpfer

Lastreibeinrichtung

Lager mit
Grundreib-
einrichtung

Primärschwungrad

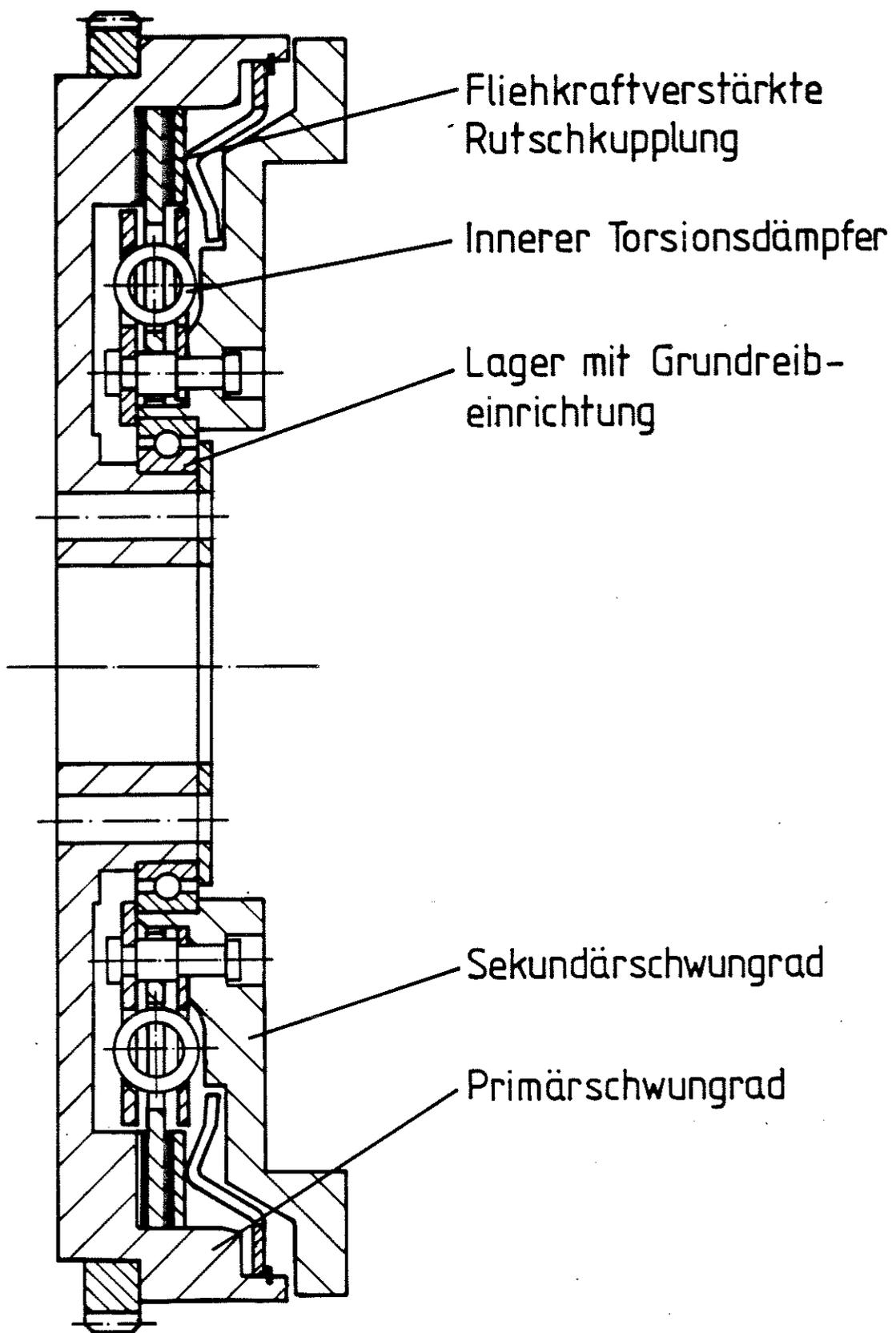
Sekundärschwungrad



17 02 86

Zweimassenschwungrad
mit Reihendämpfer

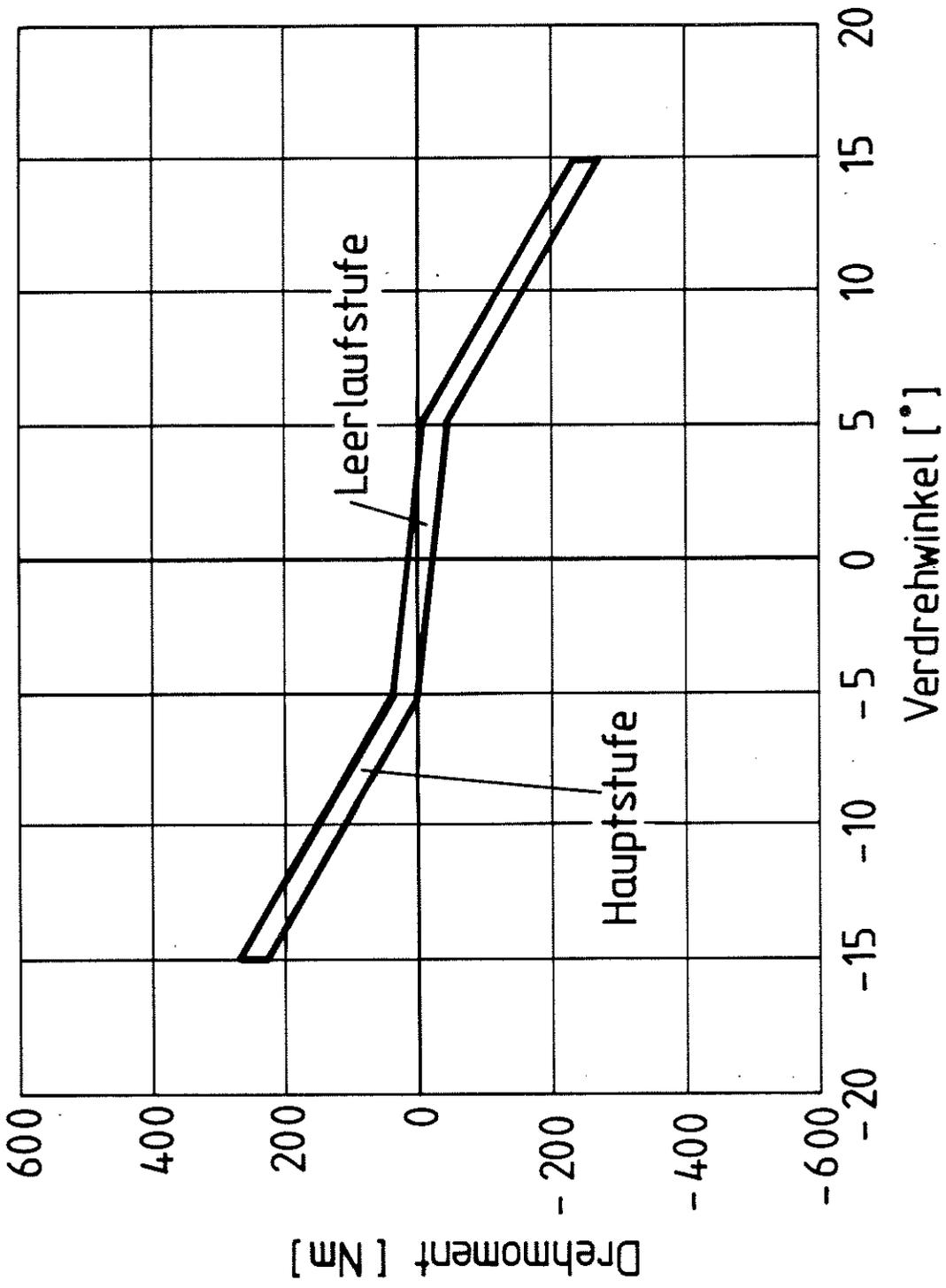
LUK

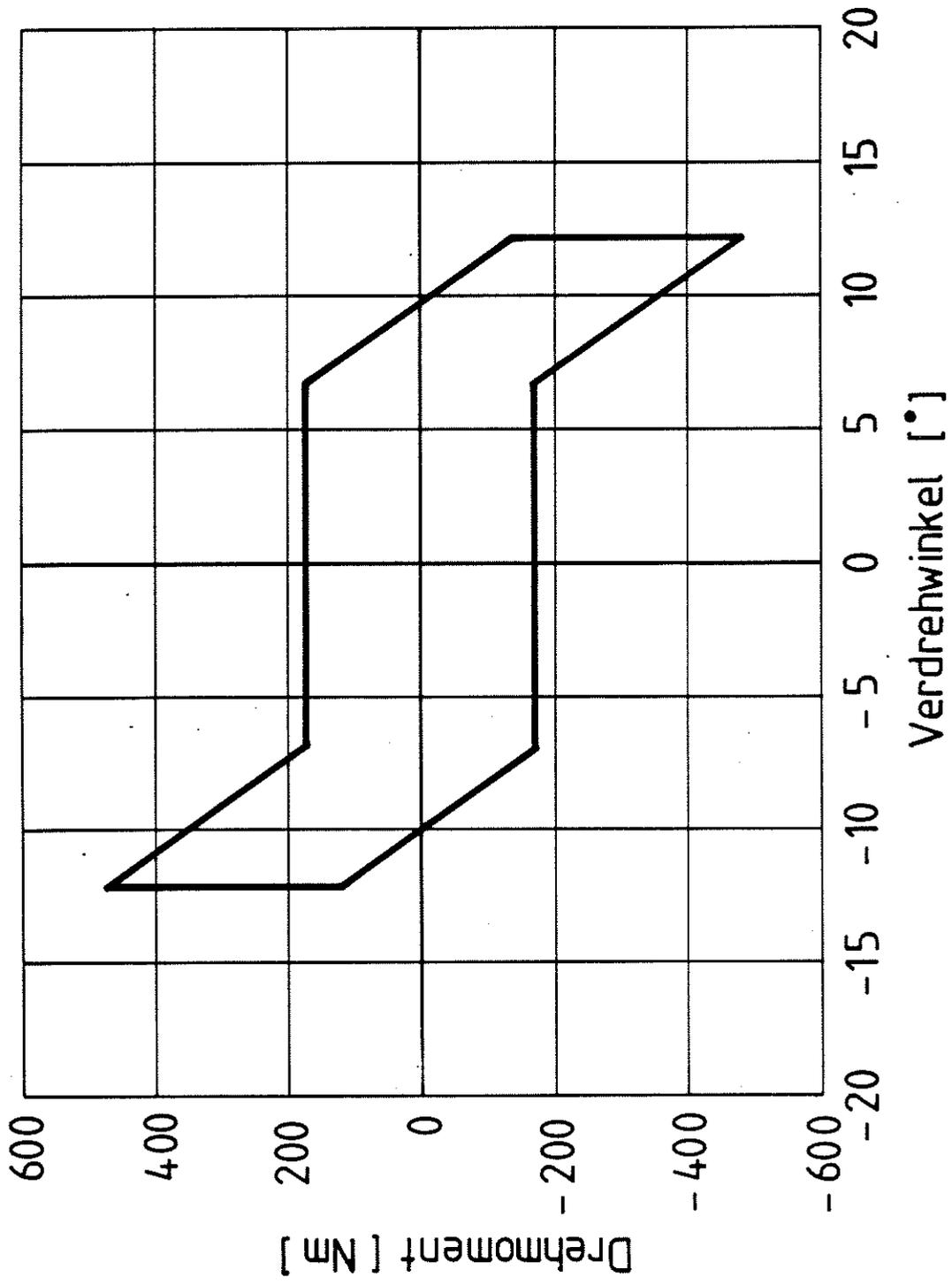


18 02 86

Zweimassenschwungrad mit
fliehkraftverstärkter Rutschkupplung

LUK

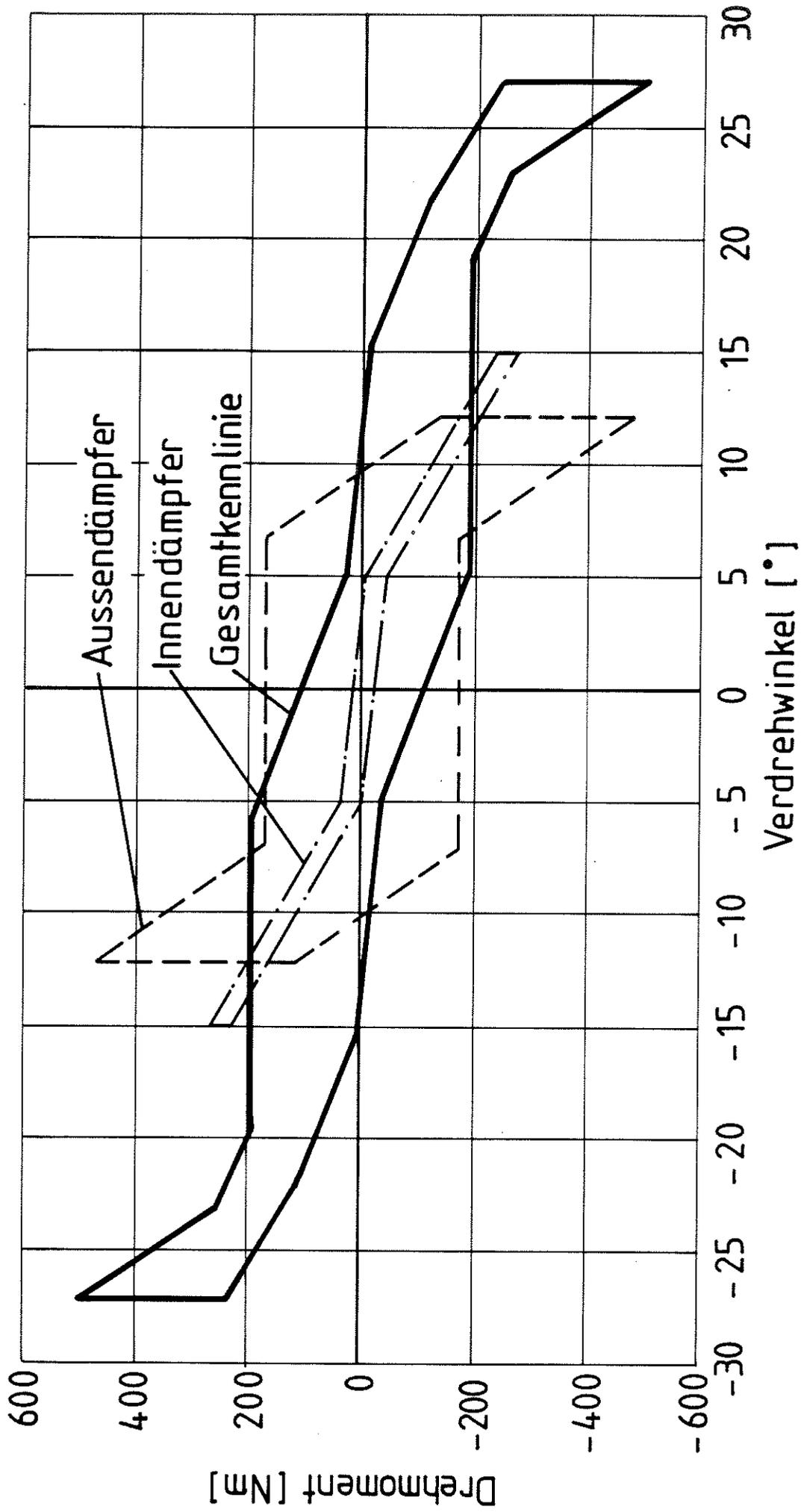




20 02 86

Kennlinie des Außendämpfers

LUK



Gesamtkennlinie

Zweimassenschwungrad mit Reihendämpfer

2102 86

LUK