

Karl Brink Vde

**Verhalten
von elastischen Kupplungen im
Dauerbetrieb, insbesondere Bestimmung
der Dämpfung**



Springer

**Verhalten
von elastischen Kupplungen im
Dauerbetrieb, insbesondere Bestimmung
der Dämpfung**

von

**KARL BRINK VDE
aus Sarnau (Marburg)**

**Von der Technischen Hochschule Carolo-Wilhelmina
zu Braunschweig zur Erlangung der Würde eines
Doktor-Ingenieurs genehmigte Dissertation**

Eingereicht am 13. September 1937

**Berichter: Professor Dr.-Ing. O. Föppl
Mitberichter: Professor Dr.-Ing. G. Niemann**

Diese Dissertation erscheint gleichzeitig als Heft 32 der „Mitteilungen
des Wähler-Instituts“ im Verlag Friedr. Vieweg & Sohn, Braunschweig

ISBN 978-3-322-98324-4 ISBN 978-3-322-99049-5 (eBook)
DOI 10.1007/978-3-322-99049-5

Bezeichnungen

M_a	Drehmoment [cmkg]
M_b	Biegemoment [cmkg]
G	Gleitmodul [kg/cm ²]
E	Elastizitätsmodul [kg/cm ²]
τ	Schubspannung [kg/cm ²]
σ	Normalspannung [kg/cm ²]
β	Dämpfungsarbeit je Schwingung [cmkg/Schwingung]
A	Formänderungsarbeit [cmkg]
ψ	verhältnismäßige Dämpfung [dimensionslos]
ζ_2	Winkelausschlag der Schwungmasse [Grad]
ζ_{20}	größter Winkelausschlag der Schwungmasse [Grad]
$\zeta_{20,r}$	größter Winkelausschlag der Schwungmasse bei Resonanz [Grad]
ζ_{10}	Winkelausschlag an der Erregerseite [Grad]
λ	Aufschaukelungsverhältnis [dimensionslos]
λ_r	Aufschaukelungsverhältnis bei Resonanz [dimensionslos]
Θ_1	Massenträgheitsmoment an der Erregerseite [cmkg sec ²]
Θ_2	Massenträgheitsmoment der Schwungmasse [cmkg sec ²]
c	Federkonstante (Federzahl) [cmkg/Bogengrad]
c'	mittlere Federkonstante [cmkg/Bogengrad]
φ	Phasenverschiebung zwischen Erregung und Schwingung der Schwungmasse [Grad]
J	Motorstrom [Amp.]
ΔJ	Zunahme des Motorstroms bei Resonanz [Amp.]
U	Motorspannung [Volt]
c_v	spezifische Wärme $\left(\frac{\text{cal}}{\text{°C cm}^3}\right)$
c_g	spezifische Wärme $\left(\frac{\text{cal}}{\text{°C g}}\right)$
V	Volumen [cm ³]
Q	in der Zeiteinheit zugeführte Wärmemenge [cal/sec]
T	Übertemperatur [°C]
k	Reibungsbeiwert [cm kg sec]
K	Höchstwert des erregenden Drehmomentes [cmkg]
α	Verlagerungswinkel [Grad]
n	Drehzahl [1/min]
n_r	Resonanzdrehzahl der Anordnung [1/min]
ω	Frequenz der Erregung [1/sec]
ω_r	Eigenfrequenz der Anordnung [1/sec]

Inhaltverzeichnis

	Seite
Bezeichnungen	6
A. Einleitung.....	7
B. Die untersuchten Kupplungen	9
C. Verdrehungsversuche	
I. Versuchseinrichtungen	
1. Der Wackelprüfstand	11
2. Die statische Eichvorrichtung	13
II. Schwingungstechnische Betrachtung der Versuchsanordnung .	15
III. Meßverfahren zur Bestimmung der Dämpfung ψ .	
1. Aus dem Aufschaukelungsverhältnis bei Resonanz	18
2. Aus der aufgenommenen elektrischen Leistung	18
3. Aus dem Temperaturanstieg	19
4. Aus der Kurvenschar $\frac{\lambda}{\lambda_r} = f\left(\frac{\omega}{\omega_r}\right)$	20
IV. Gummikupplungen	
1. Statische Bestimmung der Federzahl	23
2. Dynamische Bestimmung der Federzahl	24
3. Bestimmung des Gleitmodul des Gummis	25
4. Bestimmung der Dämpfung nach den verschied. Verfahren	26
V. Voith-Kupplung	
1. Bestimmung der Federzahl	39
2. Bestimmung der Dämpfung	40
3. Dauerfestigkeit	41
VI. Bibby-, Elcard-, Forst-, Deli-Kupplung	
1. Statische Eichkurve	43
2. Die mittlere dynamische Federzahl	44
3. Die verhältnismäßige Dämpfung	51
4. Dauerversuche	51
5. Die Schwingungsform	53
VII. Flender-Kupplung	
1. Statische Eichkurve	55
2. Die verhältnismäßige Dämpfung	55
D. Verlagerungsversuche	
I. Versuchsstand	57
II. Biegeeichung	58
III. Dämpfungsbestimmung der Gummischeibenkupplung	60
IV. Dauerversuche	62
E. Zusammenfassung	64
Schrifttum	65
Lebenslauf	67

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand im Wöhler-Institut der Technischen Hochschule Braunschweig.

Dem Vorstand des Instituts, Herrn Professor Dr. Ing. O. Föppl, bin ich für die Anregung zu dieser Arbeit und die wohlwollende Beratung und Unterstützung bei ihrer Durchführung zu herzlichstem Dank verpflichtet.

Ferner möchte ich an dieser Stelle den Axien-Getriebewerken Altona, den Continental-Gummiwerken A.-G. Hannover, dem Eisenwerk Wülfel Hannover, der Firma A. Friedr. Flender u. Co. Hannover, dem Eisenwerk Wanheim G. m. b. H. Duisburg-Wanheim, der Demag Aktiengesellschaft Duisburg, der Maschinenfabrik J. M. Voith Heidenheim und der Maschinenfabrik Malmedie u. Co. A. G. Düsseldorf meinen besonderen Dank dafür aussprechen, daß sie das Versuchsmaterial kostenlos zur Verfügung stellten.

K. Brink

A. Einleitung

Im Kupplungsbau hat sich in den letzten Jahren immer mehr eine besondere Bauart, die elastische Kupplung, entwickelt. Diese hat den Vorteil, daß sie harte Stöße, die auf der einen Kupplungsseite entstehen, bedeutend weicher auf die andere weiterleitet. Hierbei wird ein Teil der Stoßenergie in der elastischen Kupplung in Form von Dämpfungsarbeit verbraucht und je nach Größe der Dämpfung das Aufschaukelungsverhältnis der beiden Kupplungshälften herabgesetzt.

Bis heute sind keine Versuchseinrichtungen für die Bestimmung der Dämpfung, die in den Kupplungen auftritt, bekannt. Man weiß zwar, daß die Dämpfungswerte für die Berechnung der Kupplungen in der Praxis wichtig sind, man weiß auch, daß die verschiedenen Kupplungen sehr verschiedene Dämpfung haben; es sind aber keine Berechnungsgrundlagen vorhanden, mit denen man die Dämpfung bestimmen und zahlenmäßig angeben kann. Im allgemeinen wird bisher eine elastische Kupplung nach dem größten N bemessen, wobei N die Leistung in PS und n die Umdrehungen je Minute sind. Diese Zahl ist dem Drehmoment proportional:

$$M_D = \frac{N}{n} \cdot 716 \text{ mkg} \quad (1)$$

Um die Ungleichförmigkeit des Betriebes zu berücksichtigen, fügt man bei der elastischen Kupplung noch einen Faktor C hinzu, der den Einfluß der auftretenden Stöße kennzeichnet. Aus dem Wert $N : C$ wird dann die Größe der elastischen Kupplung bestimmt. Diese Bestimmungsweise hat aber mehrere Nachteile. Die reine Schwingungsbeanspruchung einer Kupplung hängt nur von der Größe des Verdrehungswinkels bzw. des Biegewinkels ab. Der Verdrehungswinkel ist aber, wenn das System schwingt, nicht nur von der Größe des Drehmomentes (statisch) und der Ungleichförmigkeit (dynamisch) abhängig, sondern auch von dem Verhältnis der Eigenschwingungszahl der Anordnung zur Frequenz der erregenden Stöße und der Dämpfungsfähigkeit der Kupplung. Wäre z. B. die Kupplung und die anschließende Wellenanordnung vollkommen dämpfungslos, so würde bei den geringsten periodischen Stößen, die im Takte der Eigenschwingungszahl auftreten, der Verdrehungswinkel der Kupplung auf unendlich große Werte aufgeschaukelt. Die Überlegung zeigt, daß die Dämpfung der Kupplung auch auf ihre Haltbarkeit großen Einfluß haben kann.

Die ersten Dämpfungsmessungen an Kupplungen wurden von Herrn Dipl.-Ing. H. Radkau im Wöhler-Institut mit Kupplungen der Axiengetriebewerke Altona gemacht. Er stellte bei den verschiedenen Kupplungen der Axiengetriebewerke eine verhältnismäßige Dämpfung ψ fest, die von $\psi = 0,3$ bei kleinen Verdrehungen bis auf $\psi = 1,1$ bei großen Verdrehungen anstieg.

In der vorliegenden Arbeit wird die Dämpfung und der Verlauf der Resonanzkurven für verschiedene Kupplungen bestimmt. Hierfür wurde das Meßverfahren von Radkau verfeinert und neue hinzugefügt.

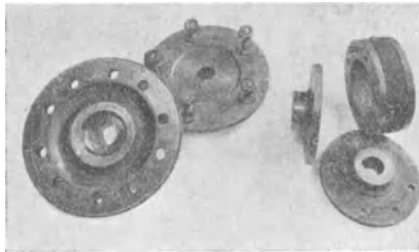


Abb. 1. Conti-Ring- und Conti-Scheibenkupplung.

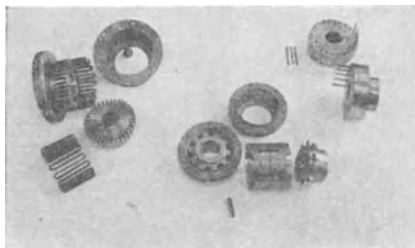


Abb. 2. Bibby-, Eicard- und Forst-Kupplung.

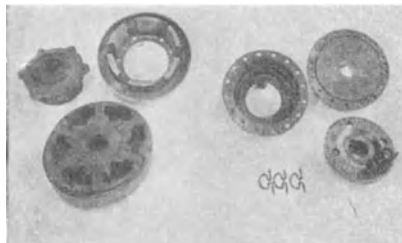


Abb. 3. Flender- und Voith-Mauer-Kupplung.

B. Die untersuchten Kupplungen



Abb. 4. Deli-Kupplung.

Es wurden 8 verschiedene Kupplungen, die in Abb. 1, 2, 3 und 4 wiedergegeben sind, untersucht. Die Nabenbohrung war bei allen Kupplungen 40 mm \varnothing . Das Material, die Anordnung und Form des federnden Zwischengliedes waren verschieden. Der von den Firmen vorgeschriebene Wert $\frac{N}{n} \cdot C$ war für die Kupplungen mit Ausnahme der Deli-Kupplung ungefähr gleich. In Tabelle 1 sind die Kupplungen zusammengestellt.

Firmen- bezeich.	Kupplung	$\frac{N}{n} \cdot C$	Gewicht kg	Federndes Zwischenglied
S K 15	Conti-Scheiben	0,035 \pm 0,06	5,6	Gummi
R K	Conti-Ring		26	Gummi
3	Elcard-Wülfel	0,027	5,5	Stahlblechpakete
K 3 N	Forst	0,02	6,4	Stahlstäbe
E H 3	Voith-Maurer	0,025	10	gebogene Stahldrähte
A 12	Eupex-Flender	0,04	20	Gummiklötze
4 003G	Bibby	0,03	8	Zickzack-Stahlfeder
ZK 4	Deli-Demag	0,09	7	Schraubenblattfeder

Tabelle 1. Zusammenstellung der untersuchten Kupplungen.

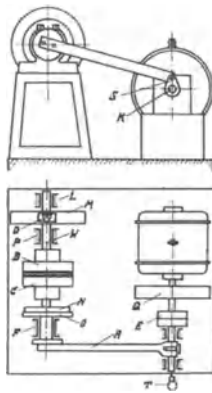


Abb. 5. Wackelprüfstand.

C. Verdrehungsversuche

I. Versuchseinrichtungen

1. Der Wackelprüfstand.

Die Verdrehungsversuche wurden auf einem Wackelprüfstand vorgenommen (Abb. 5, 6, 7 und 8). Die eine Kupplungshälfte B ist hier auf eine Welle W aufgekeilt, die mittels eines Vierkants eine Schwungmasse M trägt. Diese Schwungmasse schwingt zwischen zwei Pendellagern L und P um den Winkel $\mp \zeta_{20}$ frei hin und her. Der Ausschlag kann an einem Ablesedreieck D nach Föppl-Busemann auf der Schwungmasse M abgelesen werden. Abb. 6 zeigt die Hälfte B der Conti-Ringkupplung im Versuchstand in Ruhe, Abb. 7 die Ablesevorrichtung D im Betrieb.

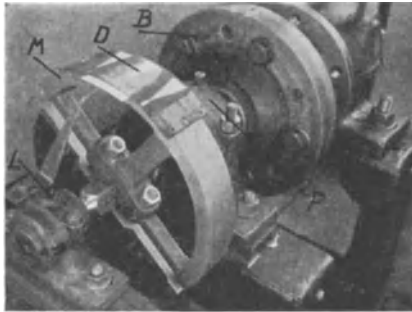


Abb. 6. Schwungmasse M und Kupplungshälfte B im Wackelprüfstand.

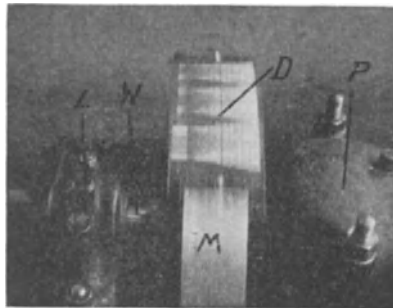


Abb. 7. Ablesevorrichtung im Betrieb.

Die andere Kupplungshälfte ist über zwei Zwischenstücke N und O starr mit einem Antriebshebel A verbunden. Der Antriebshebel A wird durch einen Kurbeltrieb K mit einer Schubstange S um einen Winkel $\mp \zeta_{10}$ periodisch hin- und hergedreht. Abb. 8 zeigt den Kurbeltrieb K mit der Schubstange S, dem Antriebshebel A und einem Tachometer T.

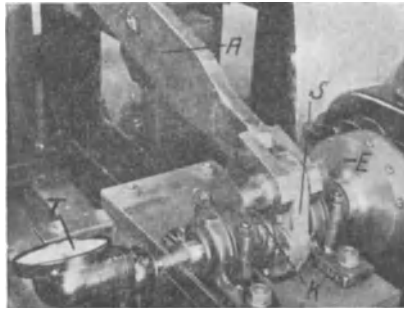


Abb. 8. Kurbeltrieb, Schubstange und Antriebshebel.

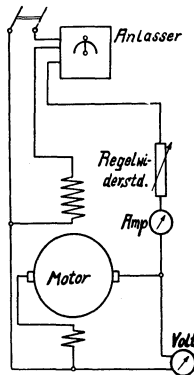


Abb. 9. Elektrische Schaltskizze des Wackelprüfstandes.

Es waren 5 Kurbeln mit verschiedener Excentrizität vorhanden, die nacheinander eingebaut werden konnten. Der Stufenunterschied der einzelnen Kurbeln, d. h. das Verhältnis der Excentrizität von 2 aufeinander folgenden Kurbeln, war ungefähr gleich

und betrug etwa $\sqrt{2}$. Der Antriebshebel A hat eine Länge von 663 mm. Es ergeben sich hiermit folgende Erregerwinkel ζ_{10} :

Kurbel Nr.	Kurbelradius r mm	$\pm \zeta_{10}$ Grad
1	1,06	0,0917
2	1,63	0,141
3	2,36	0,204
4	3,65	0,316
5	4,75	0,411

Tabelle 2.

Der Antriebswinkel ζ_{10} konnte außerdem an einer Dreiecksablesevorrichtung nach Föppl-Busemann abgelesen werden (am Erregerhebel A [Abb. 8] angebracht).

Der Kurbeltrieb K (Abb. 8) wurde über eine Kupplung E durch einen 4 PS Gleichstrommotor mit verschiedenen Drehzahlen bis zu 2850 1/min. angetrieben. Auf dem Motorwellenzapfen war ein Schwungrad Q (Abb. 5) zur Konstanthaltung der Winkelgeschwindigkeit aufgesetzt.

Die Drehzahl des Motors konnte innerhalb der angegebenen Grenzen mit Schiebewiderständen (Abb. 9) geändert werden. Die aufgenommene elektrische Leistung wurde durch Strom-Spannungsmessung bestimmt.

2. Die statische Eichvorrichtung.

Durch die statische Eichung wird die Federzahl c bestimmt. Die Federzahl c gibt an, welches Drehmoment nötig ist, um die an einem Ende fest eingespannte Kupplung am anderen Ende um einen Bogengrad, d. h. um 57,3 Winkelgrade, zu verdrehen. Tatsächlich kann man aber nicht um einen Bogengrad verdrehen, ohne die Elastizitätsgrenze des Werkstoffes der Kupplung zu überschreiten; deshalb wurden die Kupplungen nur bis zu Bruchteilen eines Bogengrads verdreht.

Um die Verdrehungseichung vorzunehmen, wurde der Wackelprüfstand etwas umgebaut (Abb. 10). Der Hebelarm A wurde ver-

klemmt. Über die Schwungmasse M wurde ein Stahlband H gelegt, das über eine Rolle R führte und am Ende eine Waagschale mit dem Belastungsgewicht G trug. Aus dem Hebelarm $r =$

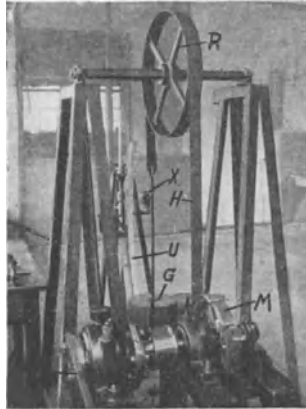


Abb. 10. Statische Eichvorrichtung.

15,4 cm, der durch den Halbmesser der Schwungmasse M und der halben Stahlbanddicke gebildet wird, und dem Gewicht G erhält man das Verdrehungsmoment:

$$M_d = G_{kg} \cdot 0,154 \text{ mkg} \quad (2)$$

Die Messung des Verdrehungswinkels der Kupplung geschah optisch mit einer Spiegelskala U und einem Fernrohr X . Der Abstand der Spiegelskala vom Spiegel betrug 1 m. Ändert sich die Lage des Fadenkreuzes im Fernrohr um Δu mm, so ist der Verdrehungswinkel ζ_2 in Winkelgrad:

$$\zeta_2 = \frac{360}{4 \cdot \pi \cdot 100} \cdot \Delta u \quad (3)$$

Mit einer zweiten Meßanordnung wurde außerdem der Verdrehungswinkel bestimmt, um den die feste Kupplungsseite in der Einspannung nachgab. Dieses Nachgeben war bei allen Eichungen so gering, daß es vernachlässigt werden konnte.

II. Schwingungstechnische Betrachtung der Versuchs-Anordnung

Die elastische Kupplung ist das federnde Zwischenglied einer Schwingungsanordnung mit 2 Massen, die sich an den beiden Kupplungsenden befinden und im normalen Betrieb durch die Antriebs- bzw. die Arbeitsmaschine dargestellt werden. Es ergibt sich also folgende zweigliedrige Schwingungsanordnung:

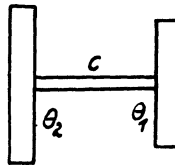


Abb. 11.

θ_1 und θ_2 sind die beiden polaren Trägheitsmomente der Massen, die sich an den Kupplungshälften befinden, c ist die Federkonstante. Die Resonanzschwingungszahl dieser zweigliedrigen Anordnung ist bei geringer Dämpfung [1]:

$$n_r = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{\theta_1 + \theta_2}{\theta_1 \cdot \theta_2} \cdot c} \quad (4)$$

Bei den vorliegenden Versuchen auf dem Wackelprüfstand war die eine Seite der Kupplung fest eingespannt und durch einen Hebelarm starr mit dem Kurbeltrieb verbunden, während das andere Ende eine Schwingmasse trug, die frei hin- und herschwingen konnte. Für eine vollkommen starre Einspannung würde sich bei dem ungedämpften Schwingungszustand folgendes ergeben:

$$\theta_1 \approx \infty \quad (5)$$

$$n_r = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{c}{\theta_2}} \quad (6)$$

Praktisch tritt aber bei jedem Schwingungsvorgang eine Dämpfung durch Reibung und Werkstoffdämpfung auf. Wir messen die Größe dieser Gesamtdämpfung durch das Verhältnis der während einer Schwingung vernichteten Arbeit \mathfrak{A} zur schwingenden Energie (d. h. zur in der äußersten Lage aufgespeicherten Formänderungsarbeit A).

$$\psi = \frac{\mathfrak{A}}{A} \quad (7)$$

Die je Schwingung vernichtete Arbeit \mathfrak{A} ist gleich dem Inhalt der Hysteresisschleife, während die Formänderungsarbeit A gleich der Fläche unter dem Halbbogen bei der statischen Eichung ist.

Der Betrag ϑ wird ausschließlich in Wärme umgesetzt. Ohne fremde Einwirkung würde durch diesen dauernden Verlust eine abklingende Schwingung entstehen. Bei den Versuchen auf dem Wackelprüfstand arbeiten wir aber im Beharrungszustand. Das bedeutet, daß die Ausschläge ζ_{20} am freien Kupplungsende auf einen konstanten Wert gehalten werden. Um nun die vernichtete Energie zu ersetzen, wird das fest eingespannte Ende durch den Kurbeltrieb periodisch im Takte der Motordrehzahl um den Erregerwinkel $\pm \zeta_{10}$ bewegt. Hierdurch werden die Schwingungen immer wieder angefacht und die verlorene Energie in das System neu eingeleitet. Wir haben also eine erregte Schwingung. Die Differentialgleichung für die Ausschläge ζ_2 an der Schwungmasse lautet [1]:

$$\theta_2 \frac{d^2 \zeta_2}{dt^2} + k \frac{d\zeta_2}{dt} + c \cdot \zeta_2 = K \cdot \sin \omega t \quad (8)$$

k ist ein Reibungswert, K der Höchstwert des erregenden Drehmomentes. Ferner wird angenommen, daß die dämpfende Reibungskraft $k \frac{d\zeta_2}{dt}$, die in der Kupplung wirkt, der Geschwindigkeit proportional und die Federkonstante c der Kupplung von dem Ausschlag ζ_2 unabhängig ist. Es wird also ein gradliniger Verlauf der statischen Eichkurve vorausgesetzt. ω ist die Kreisfrequenz der Erregung und ergibt sich aus der Motordrehzahl zu:

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30}$$

Die Lösung der Differentialgleichung 8 lautet:

$$\zeta_2 = \zeta_{20} \cdot \sin(\omega t - \varphi)$$

ζ_{20} ist die Amplitude der Schwingung an der Schwungmassenseite. φ ist die Phasenverschiebung zwischen den Ausschlägen ζ_2 und ζ_1 .

ζ_{20} und φ ergeben sich aus den Integrationskonstanten zu:

$$\operatorname{tg} \varphi = \frac{k \cdot \omega}{c - \theta_2 \cdot \omega^2} \quad (11)$$

$$\zeta_{20} = \frac{K \cdot \cos \varphi}{c - \theta_2 \cdot \omega^2} \quad (12)$$

Infolge der Dämpfung verkleinert sich die Eigenschwingungszahl auf den Wert [2]:

$$n_r = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{c}{\theta_2} \left(1 - \frac{k^2}{4c\theta_2}\right)} \quad (13)$$

Die verhältnismäßige Dämpfung ψ ist (siehe [2] S. 7):

$$\psi = \frac{4 \pi \cdot k}{\sqrt{4 \cdot c \cdot \theta_2}} \quad (14)$$

Es folgt hieraus:

$$\frac{k^2}{4 c \theta_2} = \frac{\psi^2}{16 \pi^2} \quad (15)$$

Bei den Versuchen an den Kupplungen wurden für ψ Werte zwischen 0,1 bis 1,0 gemessen. Damit ergibt sich für den Ausdruck:

$$\frac{k^2}{4 c \theta_2} = 0,000063 \div 0,0063.$$

In Gleichung 13 kann mithin der Einfluß der Dämpfung bei diesen Versuchen vernachlässigt werden. Für die Bestimmung der Eigenschwingungszahl kann also Gleichung 6 angewandt werden.

Die in der Kupplung aufgespeicherte Formänderungsarbeit ist in der äußersten Schwingungslage:

$$A = \frac{1}{2} M_{\max} \cdot \zeta_{20} = \frac{1}{2} \cdot c \cdot \zeta_{20}^2 \quad (16)$$

Die während jeder Schwingung eingeleitete Arbeit ist:

$$\vartheta = \int M \cdot d \zeta_1 \quad (17)$$

$$\text{Es ist nun:} \quad M = c \cdot \zeta_{20} \cdot \sin (\omega t - \varphi) \quad (18)$$

$$\text{und} \quad d \zeta_1 = \zeta_{10} \cdot \cos \omega t \cdot d (\omega t) \quad (19)$$

Gleichung 18 und 19 werden in 17 eingesetzt.

$$\begin{aligned} \vartheta &= \int_0^{2\pi} c \cdot \zeta_{20} \cdot \sin (\omega t - \varphi) \cdot \zeta_{10} \cdot \cos \omega t \cdot d (\omega t) \\ &= - c \cdot \zeta_{20} \cdot \zeta_{10} \left[\frac{\omega t}{2} + \frac{\sin 2 \omega t}{4} \right]_0^{2\pi} \cdot \sin \varphi \\ &= - c \cdot \zeta_{20} \cdot \zeta_{10} \cdot \pi \cdot \sin \varphi \\ \vartheta &= - M_{\max} \cdot \zeta_{10} \cdot \pi \cdot \sin \varphi \quad (20) \end{aligned}$$

Hieraus ergibt sich die verhältnismäßige Dämpfung ψ zu:

$$\begin{aligned} \psi &= \frac{\vartheta}{A} = \frac{2 \zeta_{10} \cdot \pi}{\zeta_{20}} \sin \varphi \\ \psi &= \frac{2 \cdot \pi}{\lambda} \cdot \sin \varphi \quad (21) \end{aligned}$$

$\lambda = \frac{\zeta_{20}}{\zeta_{10}}$ bedeutet das Aufschaukelungsverhältnis der Schwingungsausschläge an den beiden Kupplungshälften. Setzt man für den

Resonanzfall die Eigenschwingungszahl aus Gleichung 6 in 11 ein, so ergibt sich für φ :

$$\operatorname{tg} \varphi = \infty$$

$$\varphi = 90^\circ$$

Mithin ist bei Resonanz:

$$\vartheta = M_{\max} \cdot \zeta_{10} \cdot \pi \quad (22)$$

und

$$\psi = \frac{2 \pi}{\lambda_r} \quad (23)$$

λ_r ist das Aufschaukelungsverhältnis bei Resonanz.

III. Meßverfahren zur Bestimmung der Dämpfung

Die Dämpfung wurde auf dem Wackelprüfstand nach 4 verschiedenen Verfahren bestimmt. Diese sind aber nicht gleichzeitig bei sämtlichen Kupplungen anwendbar.

1. das genaueste Verfahren, das man bei allen Kupplungen gebrauchen kann, ist die Bestimmung der Dämpfung aus dem Aufschaukelungsverhältnis λ_r im Resonanzfall. Die Drehzahl des Motors wird solange erhöht, bis am freien Ende der Kupplung der größte Ausschlag ζ_{20r} und damit der Resonanzpunkt erreicht ist. Es stimmt dann die Maschinendrehzahl mit der Eigenschwingungszahl überein. Der Erregerausschlag ζ_{10} ist durch die Kurbelgröße bestimmt. Man kann ihn mit Hilfe einer Föppl-Busemann-Ablesevorrichtung nachmessen. Hierdurch werden Fehler, die durch Lockern in den Einspannvorrichtungen oder zu starkes Federn der Zwischenstücke entstehen können, vermieden. Aus den beiden Ausschlägen ζ_{10} und ζ_{20r} ergibt sich das Aufschaukelungsverhältnis bei Resonanz λ_r und hiermit die Dämpfung nach Gleichung 23.

Bei diesem Verfahren werden Luft- und Lagerreibung mitgemessen, die den aufgenommenen Wert gegenüber dem tatsächlichen Dämpfungswert der Kupplung vergrößern. Diese zusätzliche Dämpfung ist aber gering. Sie kann deshalb gegenüber der Dämpfung in der Kupplung vernachlässigt werden.

2. Bei einem Verfahren wurde die aufgenommene elektrische Leistung des Antriebmotors gemessen und hieraus die Dämpfung bestimmt.

Die Spannung am Motor ist nur durch die Netzspannung und durch die Stellung der Regelwiderstände bestimmt. Dagegen ändert sich der Motorstrom mit der aufgenommenen Leistung. Der Stromverlauf ist in Abb. 12 in Abhängigkeit von der Drehzahl

dargestellt. Ist die Motordrehzahl gleich der Eigenschwingungszahl, so entsteht eine Stromspitze. Mit dieser Stromspitze läßt sich sehr leicht aus Abb. 12 die Mehraufnahme an Strom ΔJ im Resonanzfall und damit die Dämpfungsarbeit bestimmen [3].

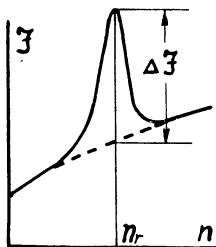


Abb. 12. Stromverlauf J in Abhängigkeit von der Drehzahl n .

Die im Resonanzfall mehr aufgenommene elektrische Leistung ist:

$$N = \Delta J \cdot U$$

U ist die Motorspannung bei der Resonanzdrehzahl. Die Dämpfungsarbeit ergibt sich zu:

$$\vartheta = \frac{\Delta J \cdot U \cdot 1,36 \cdot 75 \cdot 100 \cdot 60}{1000 \cdot n_r} \text{ cmkg/Schwg.} \quad (24)$$

Die Schwingungsenergie A läßt sich aus der Federzahl c und ζ_{20} bestimmen.

$$A = \frac{1}{2} \cdot \zeta_{20}^2 \cdot c$$

Aus dem Verhältnis dieser beiden Werte erhält man die Dämpfung zu:

$$\psi = \frac{\vartheta}{A}$$

Auch diese Meßmethode kann bei allen Kupplungen angewandt werden.

3. Das im folgenden beschriebene Temperaturmeßverfahren kann man nur für die Gummikupplungen benutzen. Es wird hier zunächst der Temperaturanstieg des Gummis, der durch die innere Dämpfung entsteht, mit einem Thermoelement gemessen und in Abhängigkeit von der Anzahl der Schwingungen graphisch aufgetragen [4]. Die Dämpfungsarbeit des Werkstoffes setzt sich im Innern in Wärme um. Diese Wärmemenge dient dazu, die Temperatur des Gummis zu erhöhen und die abgestrahlte Wärmemenge zu ergänzen. Die Kupplung muß bei Beginn des Versuchs Raumtemperatur haben; dann ist im ersten Augenblick die abgestrahlte Wärmemenge Null und daher:

$$Q = c_v \cdot V \frac{dT}{dt} \quad (25)$$

Hierbei bedeutet:

Q = die in der Zeiteinheit zugeführte Wärmemenge in cal/sec,

c_v = die spezifische Wärme auf die Volumeneinheit bezogen cal/°C cm³,

V = das Volumen des Gummis in cm³,

T = die Übertemperatur gegenüber der Ausgangstemperatur in °C.

$\frac{dT}{dt}$ ist der Temperaturanstieg in der Zeiteinheit und ist durch die Neigung der Anfangstangente an die Temperatur-Zeitkurve bestimmt. Die in Wärme umgesetzte Formänderungsarbeit pro Schwingung ist dann:

$$\mathfrak{J} = \frac{60 Q}{n} = \frac{c_v \cdot V}{n} \cdot \frac{dT}{dt} \cdot 60 \text{ cal/Schwingung} \quad (26)$$

n ist die Schwingungszahl pro Minute.

Auf 1 cm³ bezogen, ist die Dämpfungsarbeit:

$$\mathfrak{J} = \frac{c_v}{n} \cdot \frac{dT}{dt} \cdot 60 \text{ cal/cm}^3 \text{ Schwg.} \quad (27)$$

Die auf die Volumeneinheit bezogene Formänderungsarbeit ergibt sich aus der Beanspruchung des Volumenteils, in das das Thermoelement einvulkanisiert ist.

$$\frac{A}{V} = \frac{\sigma^2}{2E} \text{ bzw. } \frac{\tau^2}{2G} \text{ cmkg/cm}^3 \quad (28)$$

Aus A und \mathfrak{J} ergibt sich die Dämpfung. Ein Vorteil dieses Meßverfahrens ist der, daß hierbei nur die Dämpfung der Kupplung selbst ohne die Reibungsdämpfung in den Lagern gemessen wird. Das betrachtete Volumenelement ist hierbei so klein, daß die Spannung σ bzw. τ als konstant angesehen werden kann.

4. Endlich kann man die Dämpfung aus der Darstellung $\frac{\lambda}{\lambda_r} = f\left(\frac{\omega}{\omega_r}\right)$ ermitteln (Abb. 24). Unter der Voraussetzung, daß die Dämpfung unabhängig von der Größe des Ausschlages und der Frequenz ist, besteht nach Gleichung 21 und 23 die Beziehung:

$$\psi = \frac{2 \cdot \pi}{\lambda_r} = \frac{2 \cdot \pi \cdot \sin \varphi}{\lambda}$$

$$\frac{\lambda}{\lambda_r} = \sin \varphi = \frac{\text{tg } \varphi}{\sqrt{1 + \text{tg}^2 \varphi}}$$

Wird $\text{tg } \varphi$ nach Gleichung 11 eingesetzt, so ergibt sich:

$$\frac{\lambda}{\lambda_r} = \frac{k \cdot \omega}{\sqrt{(c - \omega^2 \theta_2)^2 + k^2 \cdot \omega^2}}$$

Setzt man die Werte aus Gleichung 6 und 15 ein, so ist:

$$\frac{\lambda}{\lambda_r} = \frac{1}{\sqrt{\frac{4 \cdot \pi^2}{\psi^2} \left(\frac{\omega_r}{\omega} - \frac{\omega}{\omega_r} \right)^2 + 1}} = \frac{\zeta_{20}}{\zeta_{20r}} \quad (29)$$

ζ_{20r} ist der Anschlag an der Schwungmasse bei Resonanz.

Aus der Gleichung 29 kann nun die Dämpfung auf verschiedene Arten ermittelt werden.

Ist z. B. der Erregerwinkel ζ_{10} unbekannt, so bestimmt man bei der Resonanzfrequenz ω_r den Ausschlag an der Schwungmasse ζ_{20r} . Bei einer beliebigen Frequenz ω mißt man dann den zugehörigen Ausschlag ζ_{20} . Man kann nun Gleichung 29 nach ψ auflösen, die gemessenen Werte ζ_{20} , ζ_{20r} , ω und ω_r einsetzen und hieraus die Dämpfung ψ bestimmen.

Aus Gleichung 29 kann aber auch die Dämpfung ψ bestimmt werden, ohne daß die Resonanzdrehzahl gemessen wird. Es müssen dann drei Meßpunkte ω mit den drei zugehörigen ζ_{20} Werten aufgenommen werden. Die zueinander gehörenden ω und ζ_{20} Werte werden in Gleichung 29 eingesetzt und ergeben drei Gleichungen mit den drei Unbekannten ψ , ω_r und ζ_{20r} . Hieraus kann die Dämpfung ψ bestimmt werden.

Die rechnerische Ermittlung von ψ durch einzelne Meßpunkte ist nicht so genau wie die graphische Bestimmung (Abb. 24), da die Meßpunkte Ungenauigkeiten haben; diese Ungenauigkeiten können durch Aufzeichnen einer ganzen Meßreihe herabgesetzt werden. In Abb. 24 ist eine Schar von Resonanzkurven

$$\frac{\lambda}{\lambda_r} = f \left(\frac{\omega}{\omega_r} \right)$$

nach Gleichung 29 mit verschiedenen ψ Werten ($\psi = 0,1 \div 1,0$) dargestellt. In diese Kurvenschar werden die aufgenommenen Meßpunkte eingezeichnet und aus der Lage der sich hieraus ergebenden Resonanzkurve in der Kurvenschar die Dämpfung ψ bestimmt.

Bei der Bestimmung der Dämpfung aus der Gleichung 29 darf ω nicht zu stark von ω_r abweichen ($\frac{\omega}{\omega_r} > 0,75$). Ändert sich nämlich die Dämpfung ψ mit dem Ausschlag ζ_{20} und der Frequenz ω , so werden die für Gleichung 29 gemachten Voraussetzungen nicht mehr eingehalten. Die Ungenauigkeiten, die hierdurch entstehen, sind natürlich in der Nähe des Resonanzpunktes ($\omega \approx \omega_r$) am geringsten.

Ein anderer Fehler, der auch um so größer wird, je stärker der Meßpunkt ω von der Eingschwingungszahl ω_r abweicht, ergibt sich aus folgender Überlegung. Die Ablesevorrichtung an

der Schwungmasse gibt die Verdrehung an, die sich aus der Bewegung ζ_2 und ζ_1 zusammensetzt. Die tatsächliche Verdrehung ζ_{20} der beiden Kupplungshälften gegeneinander wird an dem Ablesedreieck aber nur dann abgelesen, wenn ζ_2 und ζ_1 um 90° phasenverschoben sind- d. h. wenn die Erregung im Tempo der Eigenschwingungszahl erfolgt. In der Nähe der Eigenschwingungszahl ist die Phasenverschiebung ungefähr 90° und der Fehler daher gering.

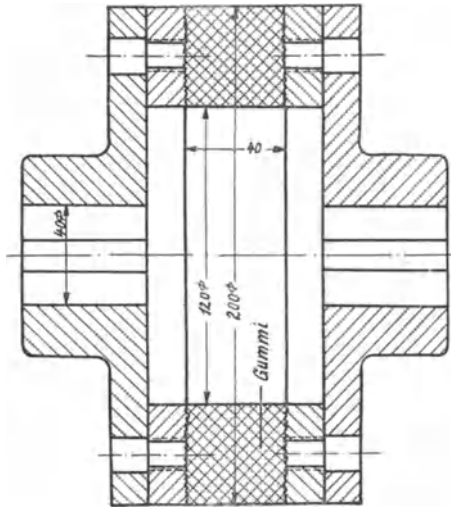


Abb. 13. Schnitt durch die Conti-Scheibenkupplung.

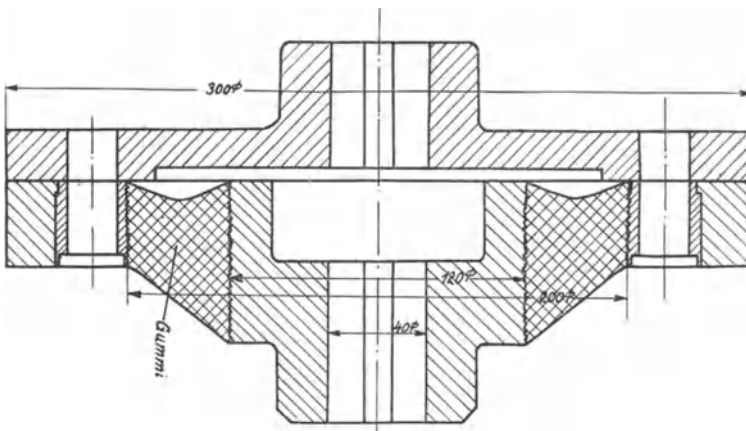


Abb. 14. Schnitt durch die Conti-Ringkupplung.

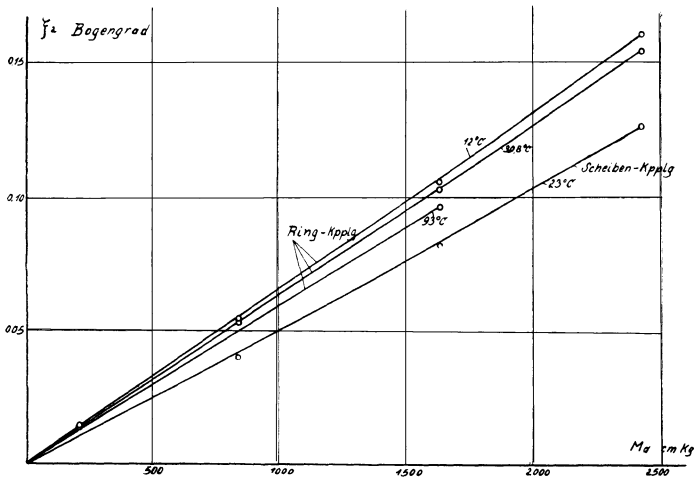


Abb. 15. Statische Eichkurven der Gummikupplungen.

IV. Gummikupplungen

1. Statische Bestimmung der Federzahl.

Zuerst wurden die Conti-Gummikupplungen untersucht. Bei diesen Kupplungen ist Gummi zwischen zwei Metallteilen vulkanisiert und dient als federndes und dämpfendes Zwischenglied. Bei der Ausführung I (Abb. 13) ist der Gummi scheibenförmig, während er bei der Ausführung II (Abb. 14) ringförmig angeordnet ist.

Die Federzahl c (cm kg/Bogengrad) wurde durch den statischen Eichversuch auf dem Verdrehungsprüfstand (Abb. 10) bestimmt. Für beide Kupplungen wurde der Verdrehungswinkel in Abhängigkeit von dem belastenden Drehmoment aufgenommen und als Eichkurve (Abb. 15) aufgetragen. Die Kennlinien verlaufen fast vollkommen linear. Die Federzahl c , die die Neigung der Eichkurven darstellt, ist also konstant. Sie ist bei Ausführung I bei Raumtemperatur (etwa 20° C) $c = 19300$ cmkg/Bogengrad.

Um den Temperatureinfluß auf die Federzahl zu bestimmen, wurde für Ausführung II die Eichkurve bei verschiedenen Gummitemperaturen aufgenommen. Es ergeben sich folgende Werte:

Ausführung II. Bei 12,2° C ist $c = 15\,200$ cmkg/Bogengrad
 bei 30,8° C ist $c = 15\,800$ cmkg/Bogengrad
 bei 93 ° C ist $c = 16\,800$ cmkg/Bogengrad

c ändert sich in diesem Temperaturabschnitt um 10 %. Die Ausführung II ist etwas weicher als Ausführung I.

Während des Eichversuches kroch der Gummi langsam; die Dehnung ist also zeitabhängig. Die Kurven in Abb. 15 beziehen sich auf die gleiche Ableszeit von 30 sec nach Beginn der Belastung. Abb. 16 zeigt, wie die Federzahl in Abhängigkeit von der Belastungsdauer abnimmt. Ablesungen unter 5 sec konnten nicht gemacht werden, da sich die Skala durch das Aufsetzen der Gewichte innerhalb der ersten 5 Sekunden zu stark im Fernrohr bewegte.

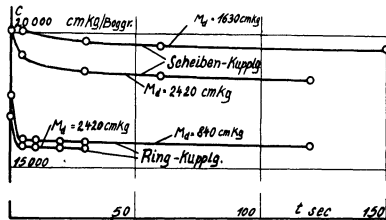


Abb. 16. Die Federzahl c bei der statischen Eichung in Abhängigkeit von der Belastungsdauer.

2. Dynamische Bestimmung der Federzahl.

Die Federzahl der Kupplung läßt sich noch dynamisch aus der Resonanzdrehzahl und der schwingenden Masse bestimmen. Löst man Gleichung 6 nach c auf, so ist:

$$c = \frac{n^2 \cdot \pi^2}{900} \cdot \Theta \quad (30)$$

Das Trägheitsmoment der Schwingmasse wurde mit einem 2,70 m langen 5 mm dicken Stahldraht, der an einem Deckenträger starr befestigt war, bestimmt. Die Masse wurde mit einem Bohrmaschinenfutter an das Drahtende angebracht und die Schwingungsdauer dieser Anordnung mit einer Stoppuhr bestimmt. Hiernach wurde die Schwingungsdauer einer Anordnung mit demselben Draht und einer Planscheibe, deren Trägheitsmoment aus ihren Abmessungen und spezifischem Gewicht leicht bestimmt werden konnte, gemessen. Hieraus ergibt sich dann das Trägheitsmoment der Masse zu:

$$\Theta = \frac{\Theta_{\text{Scheibe}} \cdot T_M^2}{T^2_{\text{Scheibe}}} \quad (30a)$$

Zur Kontrolle wurde die Messung auch noch nach dem Gaußschen Verfahren mit Zusatzmassen [5] vorgenommen. Es ergaben sich nach dem ersten Verfahren $\Theta = 1,90 \text{ cmkg sec}^2$ und nach dem zweiten $\Theta = 1,85 \text{ cmkg sec}^2$.

Nach den später beschriebenen Versuchen (Abb. 21, 22, 23) ergaben sich bei einem Trägheitsmoment von $\Theta = 1,90 \text{ cmkg sec}^2$ untenstehende Resonanzdrehzahlen und c -Werte. Hierbei konn-

ten die Trägheitsmomente der schwingenden Kupplungshälften vernachlässigt werden.

1. $n = 983$ 1/min bei Ausführung I
 $\zeta_{20} = \pm 3,57^\circ$; $T_{\text{Gummi}} = 26^\circ \text{ C}$
 $c = 20\,100$ cmkg/Bogengrad
2. $n = 923$ 1/min bei Ausführung II
 $\zeta_{20} = \pm 4,77^\circ$; $T_{\text{Gummi}} = 27^\circ \text{ C}$
 $c = 17\,700$ cmkg/Bogengrad
3. $n = 910$ 1/min bei Ausführung II
 $\zeta_{20} = \pm 9,02^\circ$; $T_{\text{Gummi}} = 27^\circ \text{ C}$
 $c = 17\,300$ cmkg/Bogengrad

Diese dynamischen Werte sind also etwas größer als die aus den statischen Eichversuchen gefundenen Federzahlen. Die höheren Werte für c sind eine Folge der zeitabhängigen Dehnung, d. h. des Kriechens des Gummis. Bei der dynamischen Bestimmung von c hat der Gummi keine Zeit zum Fließen; er hat deshalb bei gleicher Verdrehung eine etwas größere Formänderungsarbeit in der äußersten Schwingungslage aufgespeichert als bei der statischen Belastung. In Abbildung 16 sind die dynamischen Werte an der Stelle $t = 0$ sec mit eingetragen. Die Belastungszeit beträgt $\frac{1}{4}$ Schwingungsdauer, also $0,015 \div 0,017$ sec. Die für die Schwingungsversuche maßgeblichen Werte von c sind die dynamischen.

3. Bestimmung des Gleitmodul des Gummi.

Die Federzahl ist durch die Abmessungen des Gummis und seinen Gleitmodul bestimmt. Da bei den späteren Berechnungen der Gleitmodul auftritt, soll er hier aus c bestimmt werden. Bei der Scheibenkupplung (Abb. 13) ist:

$$\zeta = \frac{M_d \cdot l}{J_p \cdot G}$$

l ist die Gummilänge in Richtung der Achse; sie beträgt 40 mm. $J_p = 13\,700$ cm⁴ ist das polare Trägheitsmoment des Gummiquerschnittes.

$$G = \frac{l \cdot M_d}{J_p \cdot \zeta} = \frac{l \cdot c}{J_p}$$

$$c = 20\,100 \text{ cmkg/Bogengrad}$$

Hieraus ergibt sich: $G = 5,88 \text{ kg/cm}^2$

Aus den Werten der Ringkupplung wurde der Gleitmodul nicht bestimmt, da sich hier die Gummibreite ändert und die Rechnung dadurch umständlich und ungenau wird. Beide Kupplungen sind aus derselben Gummiqualität FJ 491 hergestellt worden, die

nach den Angaben der Conti-A.-G. einen Gleitmodul von $G \approx 7 \text{ kg/cm}^2$ haben soll.

4. Bestimmung der Dämpfung nach den verschiedenen Verfahren.

Anschließend an diese statischen und dynamischen Eichungen wurde die Dämpfung der Kupplungen nach den verschiedenen oben erwähnten Verfahren bestimmt. Die Kupplung wurde zunächst in den Wackelprüfstand eingebaut und durch den Motor über den Kurbeltrieb mit einem Verdrehungswinkel $\pm \zeta_{10}$ erregt. Hierbei verdrehte sich das freie Ende, das mit der Schwungmasse versehen war, um einen Winkel $\pm \zeta_{20}$. Bei Steigerung der Drehzahl blieb der Erregerwinkel ζ_{10} konstant, während ζ_{20} bis zur Resonanzdrehzahl ständig zunahm. Bei Überschreiten der Resonanzdrehzahl kam man in einen labilen Ast der Resonanzkurve, die Drehzahl n nahm schnell zu und ζ_{20} stark ab. Diese Erscheinung ist folgendermaßen zu erklären. Wenn die Drehzahl gleich der Eigenschwingungszahl der Anordnung ist, ist die Aufschaukelung der Kupplung am größten. Die zugeführte Leistung des Antriebmotors hat ein Maximum erreicht. Beim Überschreiten der Eigenschwingungszahl nimmt die in der Kupplung in Wärme umgesetzte Schwingungsenergie zuerst stark, später schwächer ab. Infolge der geringen Energieumwandlung in der Kupplung wird der Antriebsmotor entlastet. Die Drehzahl des Motors steigt dadurch plötzlich an. Diese Drehzahlsteigerung geht solange vor sich, bis die Entlastung durch die erhöhte Lagerreibung und elektrischen Verluste ausgeglichen ist.

Durch das Einsetzen des labilen Vorganges und die größten Ausschläge ζ_{20r} ist die Resonanzdrehzahl gut zu bestimmen. Es läßt sich also das Aufschaukelungsverhältnis bei Resonanz λ_r bestimmen und mit seiner Hilfe die Dämpfung der Kupplung nach Gleichung 23 berechnen.

Kurbelradius	ζ_{10}	Ausführung I			Ausführung II		
		ζ_{20r}	ψ	T_G	ζ_{20r}	ψ	T_G
mm	Grad	Grad		°C	Grad		°C
1,06	0,0917	1,55	0,372	5	1,66	0,347	—
1,63	0,141	2,13	0,416	9	2,96	0,300	12
2,36	0,204	3,00	0,426	25	4,15	0,309	28
3,65	0,316	—	—	—	5,25	0,344	55

Tabelle 3. Dämpfungswerte und Gummiübertemperaturen der Conti-Kupplungen im Beharrungszustand.

In Tab. 3 sind für die beiden Kupplungen für verschiedene Verdrehungen die aus dem Aufschaukelungsverhältnis λ_r berechneten ψ -Werte bei einer Gummitemperatur von 21°C eingetragen. Man erkennt aus der Tabelle, daß die Dämpfung der Zylinderkupplung ($\psi \approx 0,4$) bei gleicher Erregerkurbel größer ist als die der Scheibenkupplung ($\psi \approx 0,32$). Dieser Unterschied kann durch geringe Abweichungen in der Gummimischung entstanden sein. Ferner ersieht man, daß die Dämpfung bei Vergrößerung der Verdrehung anwächst.

Gleichzeitig sind in Tab. 3 die Übertemperaturen des Gummis, die dieser nach genügend langer Betriebszeit annimmt, eingetragen. Bei Erreichung dieses Endzustandes ist die zugeführte Wärmemenge gleich der abgestrahlten. Die Endtemperaturen sind bei konstantem Dämpfungswert verhältnismäßig der Formänderungsarbeit, also auch verhältnismäßig dem Quadrat des Erregerausschlages, da nach Gleichung 16:

$$A = \frac{c}{2} \cdot \zeta_{23}^2 \sim \frac{c}{2} \zeta_{10}^2 \text{ ist,} \quad (30\text{ b})$$

In Abb. 17 sind die Übertemperaturen in Abhängigkeit von dem Erregerausschlag dargestellt. Die Werte beider Kupplungen verlaufen, wie es aus obiger Ableitung zu erwarten war, parabelförmig. Um dieses besonders hervorzuheben, ist eine Schmiegeparabel in Abb. 17 eingezeichnet.

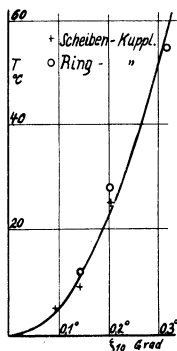


Abb. 17. Die Übertemperaturen der Conti-Kupplungen im Beharrungszustand.

Die Temperaturwerte beider Kupplungen in Abb. 17 decken sich annähernd. Diese Tatsache ist rein zufällig und vielleicht dadurch zu erklären, daß beide Kupplungen von den Contiwerken für gleiches Drehmoment berechnet worden sind. Verlängert man die Kurven im Sinne der Schmiegeparabel, so erkennt man,

daß bei $\zeta_{10} = \pm 0,42^\circ$ eine Übertemperatur von etwa 100° erreicht werden würde. Bei einer Raumtemperatur von 20°C würde die Gummitemperatur 120°C betragen. Bei dieser Gummitemperatur würde die Kupplung nach unseren Erfahrungen an Gummidämpfern zerstört werden.

Mit steigender Gummitemperatur nahm das Aufschaukelungsverhältnis stark zu. Die Dämpfung der Gummikupplung ist also temperaturabhängig. Abb. 18 zeigt die Abhängigkeit der verhältnismäßigen Dämpfung ψ von der Temperatur. Bei hohen Temperaturen sinkt ψ bei der Scheibenkupplung bis auf 0,16 ab. Dieses ist der kleinste Wert für ψ , der bisher im Wöhler-Institut für Gummi festgestellt worden ist.

Die Gummitemperatur ergibt sich aus der Summe der Übertemperatur, die das Thermoelement anzeigt, und der Raumtemperatur. Bei Temperaturen bis zu 70° erwärmte sich der Gummi selbst infolge der inneren Dämpfungsarbeit, während bei höheren Temperaturen elektrische Heizkörper zu Hilfe genommen wurden.

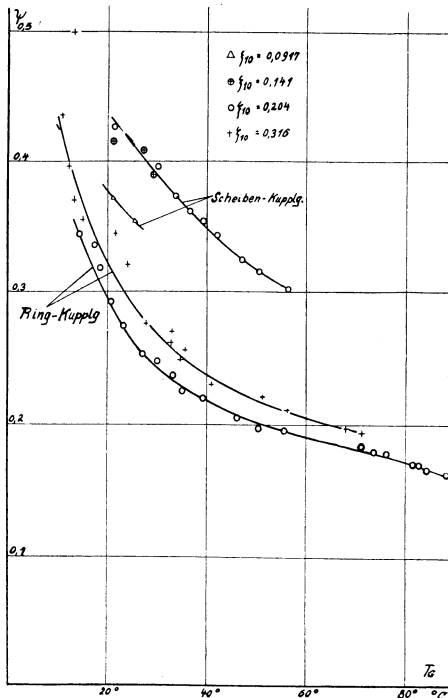


Abb. 18. Die verhältnismäßige Dämpfung ψ der Conti-Kupplungen in Abhängigkeit von der Gummitemperatur.

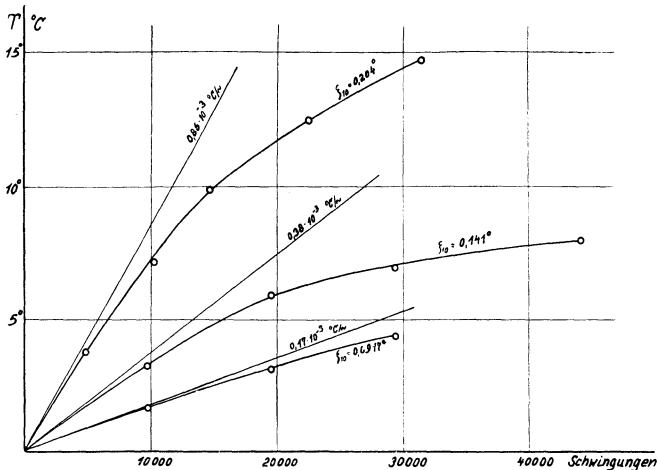


Abb. 19. Temperaturanlaufkurven der Conti-Scheibenkupplung bei verschiedenen Erregerkurbeln.

Bei der Bestimmung der Dämpfung durch Temperaturanstiegs-
messung mußte darauf geachtet werden, daß bei Beginn des
Versuches Gummi- und Raumtemperatur gleich waren, da sonst
die Voraussetzung, daß die abgestrahlte Wärmemenge gleich
Null ist, nicht mehr stimmt. Die Wichtigkeit dieser Forderung ist
von B. Steinborn [8] eingehend behandelt worden. Durch den
Temperaturanstieg während des Anlaufversuches verkleinert sich
aber die Dämpfung. Hiermit ändert sich auch die umgesetzte
Formänderungsarbeit und es entsteht ein Fehler in der Betrachtung,
die eine konstante zugeführte Wärmemenge voraussetzte.
Dieser kleine Fehler wird bei unserer Betrachtung vernachlässigt,
da bei den geringen Zeitabständen der Meßpunkte sein Einfluß
gering ist.

Abb. 19 zeigt den zeitlichen Temperaturverlauf der Scheiben-
kupplung für 3 verschiedene Erregerwinkel. Gleichzeitig sind die
Tangenten durch den Nullpunkt eingezeichnet und ihre Steilheit
 dT/\sim , in $^{\circ}\text{C}/\text{Schwingung}$ gemessen, angegeben.

Die spezifische Wärme des Gummis ist temperaturabhängig
und beträgt nach den Angaben der Contiwerke A.-G., Hannover,
für reinen Kautschuk:

bei $- 12^{\circ}\text{C}$	0,444 cal/g $^{\circ}\text{C}$
„ $+ 1^{\circ}\text{C}$	0,489 „
„ 15°C	0,507 „
„ 28°C	0,553 „
„ 37°C	0,618 „

Bei unseren Versuchen war die Anfangstemperatur 21°C . Die spezifische Wärme des reinen Kautschuks beträgt für diese Temperatur etwa $0,52\text{ cal/g }^{\circ}\text{C}$. Nimmt man für die vorliegende Gummisorte eine 20 %ige Beimengung eines Füllstoffes an, dessen spezifische Wärme $0,2\text{ cal/g }^{\circ}\text{C}$ beträgt, so ist die spezifische Wärme der Mischung:

$$c_g = 0,8 \cdot 0,52 + 0,2 \cdot 0,2 = 0,45\text{ cal/g }^{\circ}\text{C}$$

Bezieht man die spezifische Wärme auf die Volumeneinheit, so ist:

$$c_v = \gamma \cdot c_g = 1,20 \cdot 0,45$$

$$c_v = 0,54\text{ cal/cm}^3\text{ }^{\circ}\text{C}.$$

Das spezifische Gewicht wurde zu $\gamma = 1,20\text{ g/cm}^3$ bestimmt.

Die in Wärme umgesetzte Formänderungsarbeit ist dann nach Gleichung 27:

$$\mathfrak{A} = dT/\sim \cdot 0,54\text{ cal/cm}^3\text{ Schwingung}$$

$$\mathfrak{A} = dT/\sim \cdot 23\text{ cmkg/cm}^3\text{ Schwingung} \quad (31)$$

Die bezogene Formänderungsarbeit ist

$$\frac{A}{V} = \frac{\tau^2}{2G}\text{ cmkg/cm}^3$$

Die Schubspannung an der äußersten Faser der Scheibenkuppung ist durch das Drehmoment und das polare Widerstandsmoment bestimmt:

$$\tau_o = \frac{M_d \cdot r_o}{J_p}$$

Der äußerste Halbmesser des Gummis war bei der Ringkuppung 10 cm .

$$\tau_o = M_d \cdot 0,731 \cdot 10^{-3}\text{ kg/cm}^2$$

$$M_d = c \cdot \zeta_2 = 20\,100 \cdot \zeta_2\text{ cmkg}$$

$$\tau_o = 14,7 \cdot \zeta_2\text{ kg/cm}^2$$

Das Thermolement war 12 mm tief einvulkanisiert. An dieser Stelle ist die Schubspannung:

$$\tau = \frac{\tau_o \cdot 8,8}{10} = 12,9\text{ } \zeta_2\text{ kg/cm}^2$$

und die in der Volumeneinheit an dieser Stelle aufgespeicherte Formänderungsarbeit:

$$\frac{A}{V} = \frac{12,9^2 \cdot \zeta_2^2}{2 \cdot 5,88}$$

$$\frac{A}{V} = 14,2 \cdot \zeta_2^2\text{ cmkg/cm}^3\text{ } (\zeta_2\text{ in Bogengrad})$$

$$\frac{A}{V} = 0,00432 \cdot \zeta_2^2\text{ cmkg/cm}^3\text{ } (\zeta_2\text{ in Winkelgrad}) \quad (32)$$

Der Gleitmodul $G = 5,88\text{ kg/cm}^2$ wurde bereits oben aus der Federzahl c bestimmt.

In Tabelle 4 sind die aus dem Aufschaukelungsverhältnis und dem Temperaturmeßverfahren bestimmten Dämpfungswerte der Scheibenkupplung gegenübergestellt. Ihre größte Abweichung voneinander beträgt 15 %. Die Werte, die sich aus dem Aufschaukelungsverhältnis λ_r ergeben, sind die zuverlässigeren, da bei der Temperaturmessung Fehler in den eingesetzten Werten für G , c_g und γ auftreten, die etwa 15 % betragen können.

ξ_{10}	ξ_{20r}	ψ	τ	A	dT/~	ϑ	ψ
Grad	Grad		kg/cm ²	10 ⁻³ cmkg	10 ⁻³ °C/~	10 ⁻³ cmkg/~	
Scheibenkupplung							
0,0917	1,55	0,372	0,349	10,4	0,17	3,9	0,37
0,141	2,13	0,416	0,479	19,6	0,38	8,7	0,44
0,204	3,04	0,422	0,684	40	0,86	20	0,50
Ringkupplung							
0,204	4,08	0,314	0,805	54,8	0,74	17	0,31
0,316	5,78	0,344	1,14	110	1,24	29	0,26

Tabelle 4: Meßergebnisse der Gummikupplungen nach dem Temperaturmeßverfahren bei einer Gummitemperatur von 21° C.

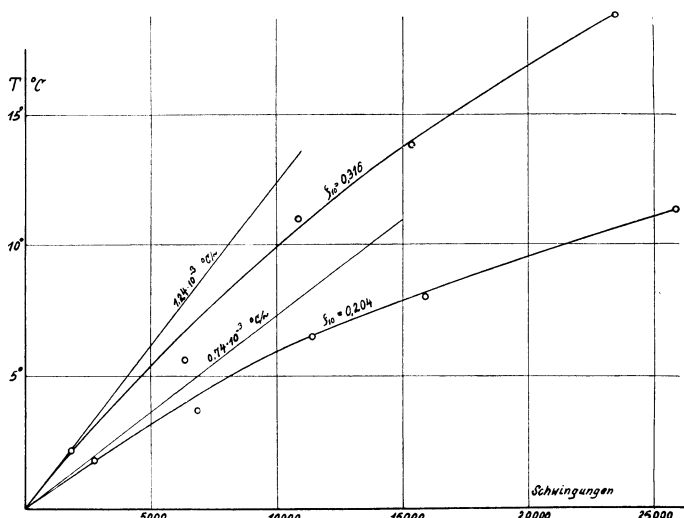


Abb. 20. Gummiübertemperatur der Ringkupplung in Abhängigkeit von der Anzahl der Schwingungen für zwei verschiedene Kurbeln.

Die Betrachtungsweise für die Ringkupplung ist dieselbe. Die Dämpfungsarbeit ergibt sich unter der Voraussetzung gleicher Gummiwerte aus Gleichung 31. Dagegen wird das Drehmoment nicht in axialer, sondern in radialer Richtung übertragen. Infolgedessen ist die Schubspannung an einer bestimmten Stelle von $b \cdot r^2$ abhängig.

$$\tau = \frac{M_d}{2 \cdot r^2 \cdot \pi \cdot b}$$

b ist die Gummibreite (Abb. 14), die bei dieser Kupplung nach außen hin kleiner wird, damit die Beanspruchung möglichst gleichmäßig verteilt ist. Das Thermoelement war in einem Abstand $r = 65$ mm von der Achse einvulkanisiert. Die Breite betrug an dieser Stelle $b = 58$ mm. Die Schubspannung ist hier:

$$\tau = \frac{17300 \cdot \zeta_2}{2 \cdot 6,5^2 \cdot \pi \cdot 5,8} = 11,3 \cdot \zeta_2 \text{ kg/cm}^2$$

Die bezogene Schubspannungsarbeit an dieser Stelle ist also:

$$\frac{A}{V} = \frac{11,3^2}{2 \cdot 5,88} \cdot \zeta_2^2$$

$$\frac{A}{V} = 10,8 \cdot \zeta_2^2 \text{ cmkg/cm}^3 \text{ } (\zeta_2 \text{ in Bogengrad})$$

$$\frac{A}{V} = 0,00392 \cdot \zeta_2^2 \text{ cmkg/cm}^3 \text{ } (\zeta_2 \text{ in Winkelgrad}) \quad (33)$$

In Tabelle 4 sind auch die Werte für die Ringkupplung eingetragen. Abb. 20 zeigt die zur Bestimmung der ψ -Werte nötigen Temperatur-Anlaufversuche. Die Abweichung der berechneten ψ -Werte von den Werten, die aus dem Aufschaukelungsverhältnis bestimmt wurden, beträgt bei der größeren Erregung 24 %. Die größere Abweichung gegenüber den Werten bei der Scheibenkupplung ist darauf zurückzuführen, daß die Spannungsverteilung über den Querschnitt bei der Ringkupplung nicht so gleichmäßig sein wird, wie es zur Durchführung der Rechnung vorausgesetzt wurde.

Mit großer Genauigkeit läßt sich auch die in der Kupplung je Schwingung im Beharrungszustand umgesetzte Energie aus der Leistungsaufnahme des Motors berechnen.

Diese Kurven konnten erst nach einem halbstündigen Betrieb des Versuchsstandes aufgenommen werden, da sich der Motorwiderstand infolge der Erwärmung änderte und erst nach dieser Betriebszeit konstant blieb.

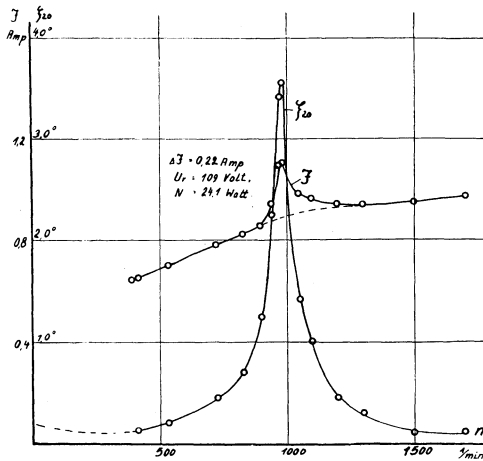


Abb. 21. Schwingungsausläge ζ_{20} und aufgenommener Strom J der Scheibenkupplung in Abhängigkeit von der Drehzahl bei einer Erregung von $\zeta_{10} = \pm 0,204^\circ$.

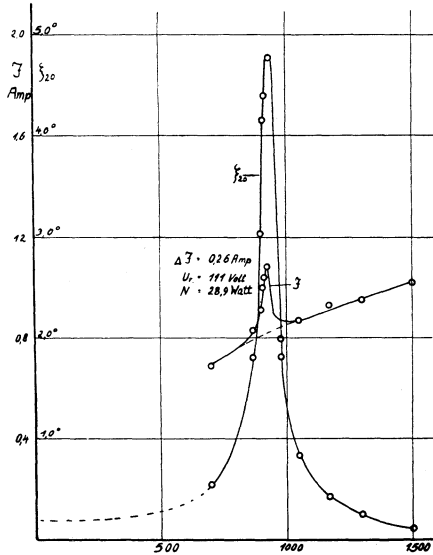


Abb. 22. Schwingungsausläge ζ_{20} und aufgenommener Strom J der Ringkupplung in Abhängigkeit von der Drehzahl bei einer Erregung von $\zeta_{10} = \pm 0,204^\circ$.

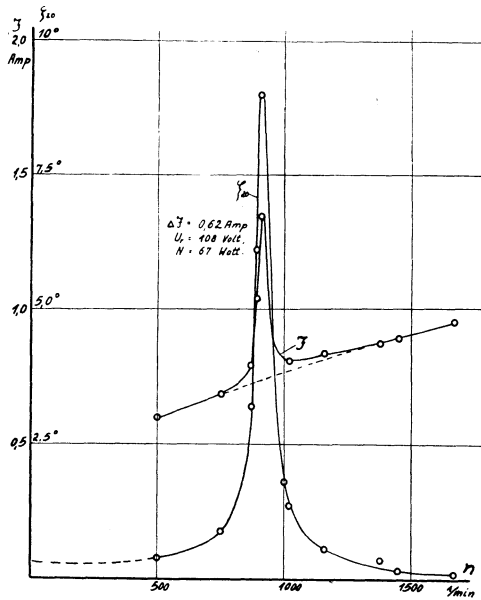


Abb. 23. Schwingungsausschläge ζ_{20} und aufgenommener Strom J der Ringkupplung in Abhängigkeit von der Drehzahl bei einer Erregung von $\zeta_{19} = \pm 0,316^\circ$.

Abb. 21, 22 und 23 zeigen die aufgenommenen Werte. Es sind hier die Resonanzkurven der mechanischen Schwingungen und des aufgenommenen Motorstromes in Abhängigkeit von der Drehzahl aufgezeichnet. Küchler [3] hat ähnliche Versuche an Schwingungsdämpfern gemacht. Die zusätzliche Stromaufnahme, die infolge der Resonanz auftritt, kann aus den Kurven genau ermittelt werden. Die Dämpfungsarbeit ergibt sich aus Gleichung 24:

$$\vartheta = \frac{N \cdot 1,36 \cdot 60 \cdot 100 \cdot 75}{n_r \cdot 1000} \text{ cmkg/Schwing.}$$

Die Schwingungsenergie ist:

$$A = \frac{c}{2} \cdot \zeta_{20}^2$$

Der c -Wert wurde nach Gleichung 30 aus der Resonanzdrehzahl bestimmt. Tabelle 5 zeigt die Auswertung der Meßergebnisse.

ζ_{10}	ζ_{20r}	$\psi = \frac{2\pi}{\lambda_r}$	n_r	c	A	ϑ	$\psi = \frac{\vartheta}{A}$
Grad	Grad		1/min	cmkg/Boggr.	cmkg	cmkg/~	
Scheibenkupplung							
0,204	3,57	0,35	983	20100	34	15	0,38
Ringkupplung							
0,204	4,77	0,27	923	17700	61	19	0,31
0,316	9,02	0,22	910	17300	215	47	0,22

Tabelle 5. Meßergebnisse der Gummikupplung aus der im Beharrungszustande zugeführten elektrischen Energie bei 21° C Gummitemperatur.

Schließlich sollen noch die Dämpfungswerte ψ mit Hilfe der Resonanzkurven der mechanischen Schwingungen bestimmt werden. Zu diesem Zweck ist in Abb. 24 die oben abgeleitete Resonanzfunktion

$$\frac{\lambda}{\lambda_r} = \frac{1}{\sqrt{\frac{4 \cdot \pi^2}{\psi^2} \left(\frac{\omega_r}{\omega} - \frac{\omega}{\omega_r} \right)^2 + 1}}$$

für $\psi = 0,1; 0,2; 0,3; 0,5; 0,75$ und 1 dargestellt.

Aus den gemessenen Versuchspunkten der Resonanzkurven Abb. 21, 22 und 23 sind in Tabelle 6 $\frac{\omega}{\omega_r}$ und $\frac{\lambda}{\lambda_r}$ bestimmt und die einzelnen Punkte in Abb. 24 eingetragen. Für $\frac{\omega}{\omega_r} > 1$ ist $\frac{\lambda}{\lambda_r}$ ebenso groß wie für $\frac{\omega}{\omega_r} < 1$. Es wurde deswegen $\frac{\omega}{\omega_r}$ nur bis 1 aufgezeichnet und für die Meßpunkte, bei denen $\omega > \omega_r$ ist, der Reziprokwert $\frac{\omega_r}{\omega}$ eingesetzt.

Aus der Lage der gemessenen Resonanzkurven innerhalb der theoretischen Kurvenschar liest man für die 3 Versuche die Dämpfung $\psi = 0,2; 0,26$ und $0,4$ ab. Aus dem Aufschaukelungsverhältnis bei Resonanz λ_r ergibt sich für dieselben Versuche $\psi = 0,22, 0,27$ und $0,35$. Die aufgenommenen Kurven schmiegen sich sehr

gut an die theoretischen Kurven, die nach Gleichung 29 bestimmt sind, an. Die Meßgenauigkeit dieses Verfahrens ist recht groß. Erst bei größeren Abweichungen der Drehzahl von der Resonanzdrehzahl ($\frac{\omega}{\omega_r} < 0,75$) treten merkliche Abweichungen von dem theoretischen Verlauf der Resonanzkurven auf, da die oben gemachten Voraussetzungen unter der Annahme gemacht sind, daß ω nur wenig von ω_r abweicht.

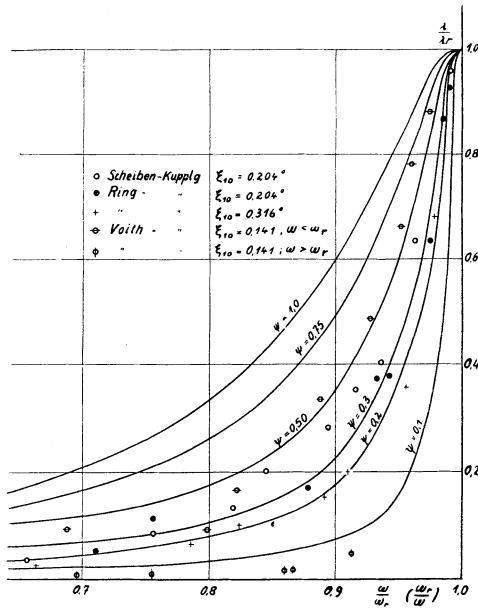


Abb. 24. $\frac{\lambda}{\lambda_r}$ in Abhängigkeit von $\frac{\omega}{\omega_r}$ nach Gleichung 29 für bestimmte Dämpfungswerte berechnet. (In die Kurvenschar Meßpunkte für drei verschiedene Kupplungen eingetragen.)

Tabelle 6

 $\frac{\lambda}{\lambda_r}$ in Abhängigkeit von $\frac{\omega}{\omega_r}$

ω	$\frac{\omega}{\omega_r}$ bzw. $\frac{\omega_r}{\omega}$	$\frac{\lambda}{\lambda_r}$
Scheibenkupplung $r = 2,36$ mm		
415	0,422	0,040
535	0,545	0,061
725	0,738	0,131
830	0,845	0,202
900	0,916	0,354
945	0,962	0,636
975	0,992	0,960
983	1,000	1,000
1050	0,936	0,404
1100	0,894	0,283
1200	0,819	0,131
1300	0,756	0,084
1500	0,655	0,030
Ringkupplung $r = 2,36$ mm		
700	0,756	0,114
870	0,943	0,379
900	0,975	0,637
908	0,984	0,872
915	0,991	0,925
923	1,000	1,000
980	0,932	0,378
1050	0,879	0,174
1170	0,789	0,091
1300	0,710	0,053
1500	0,615	0,023
Ringkupplung $r = 3,36$ mm		
500	0,550	0,044
750	0,824	0,100
870	0,956	0,356
890	0,978	0,680
910	1,000	1,000
1000	0,910	0,200
1020	0,892	0,152
1160	0,785	0,064
1380	0,659	0,036
1450	0,628	0,020
1670	0,545	0,012

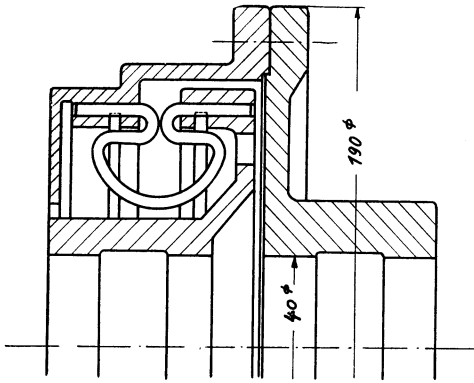


Abb. 25. Schnitt durch die Voith-Kupplung.

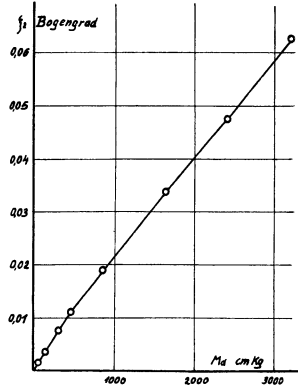


Abb. 26. Statische Eichkurve der Voith-Kupplung

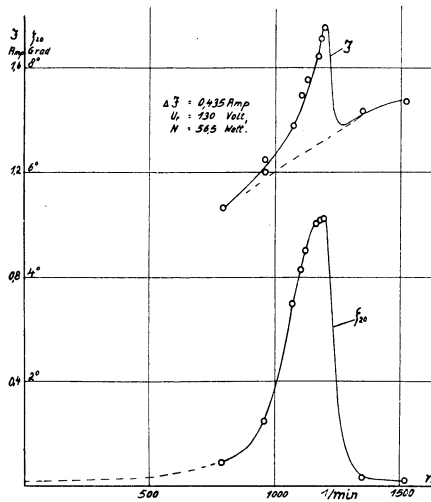


Abb. 27. Schwingungsausschläge ζ_{20} und aufgenommener Strom J der Voith-Kupplung in Abhängigkeit von der Drehzahl bei einer Erregung von $\zeta_{10} = \pm 0,0917^\circ$.

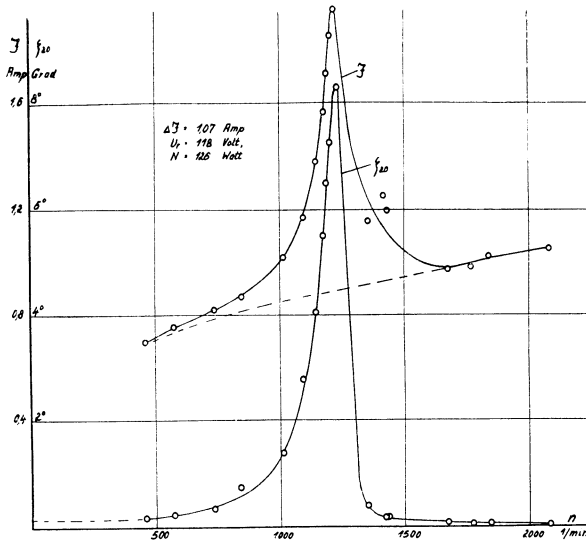


Abb. 28. Schwingungsausschläge ζ_{20} und aufgenommener Strom J der Voith-Kupplung in Abhängigkeit von der Drehzahl bei einer Erregung von $\zeta_{10} = \pm 0,141^\circ$.

V. Voith-Kupplung

1. Bestimmung der Federzahl.

Abb. 25 zeigt einen Querschnitt durch die Voith-Kupplung. Das elastische und dämpfende Zwischenglied bilden bei dieser Kupplung Stahldrahtbögel, die infolge ihrer gebogenen Form auf Verdrehung beansprucht werden. Die Verdrehungsbeanspruchung soll eine möglichst gleichmäßige Ausnutzung des Federvolumens hervorrufen.

Die statische Kennlinie der Voith-Kupplung Abb. 26 verläuft annähernd gradlinig. Einen derart gradlinigen Verlauf hatten von allen Kupplungen nur noch die Gummikupplungen. Die Federzahl c ist also fast konstant. Sie läßt sich aus der Eichkurve zu:

$$c = \frac{2000}{0,0375} = 53300 \text{ cmkg/Bogengrad}$$

ermitteln.

Die Abweichungen von der Graden in der der Nähe des Nullpunktes entstehen dadurch, daß in der Nulllage ($M_d = 0$) nicht alle Federn entspannt, sondern teilweise in der einen oder

anderen Drehrichtung vorgespannt sind, teilweise aber mit etwas Spiel in den Führungslöchern sitzen. Durch dieses Spiel werden bei kleinen Verdrehungen nicht gleich alle Federn gespannt. Der Verdrehungswinkel nimmt deshalb zuerst etwas schneller zu.

2. Bestimmung der Dämpfung.

In Abb. 27 und 28 ist die Stromaufnahme J und der Schwingungsaussschlag ζ_{20} für die Erregerwinkel $\zeta_{10} = 0,0917^\circ$ und $0,141^\circ$ aufgetragen. Für größere Erregungen konnten die Versuche nicht durchgeführt werden, da schon bei $0,141^\circ$ einige Federn brachen.

Die Ergebnisse dieser beiden Resonanzversuche sind in Tabelle 7 eingetragen. Die dynamischen Federzahlen sind wiederum aus den Resonanzdrehzahlen und der Schwungmasse $\Theta_2 = 3,3$ cmkg sec² bestimmt und decken sich fast mit dem statischen Wert $c = 53\,300$ cmkg/Bogengrad.

Die Dämpfung der Voith-Kupplung ist, wie es die Ergebnisse aus dem Aufschaukelungsverhältnis und aus der elektr. Methode zeigen, nicht sehr groß; sie liegt bei $\psi = 0,10 \div 0,11$. Bei Vergrößerung der Verdrehung ändert sich die Dämpfung nicht wesentlich.

Diese Werte gelten aber nur nach längerer Betriebsdauer, da sich die Kupplung erwärmt und hierbei die Dämpfung sinkt. Die Übertemperaturen, die die Kupplung bei diesen Erregungen erreicht, betragen $5 \div 15^\circ$ C. Zu Beginn des Versuches, im kalten Zustande wurde $\psi = 0,14$ gemessen.

$\pm\zeta_{10}$	$\pm\zeta_{20}$	$\psi = \frac{2\pi}{\lambda_r}$	n_r	c	N	ϑ	A	$\psi = \frac{\vartheta}{A}$
Grad	Grad		1/min	cmkg/Bog.	Watt	cmkg/Schwg.	cmkg.	
0,0917	5,13	0,112	1190	51600	56,5	28,8	207	0,139
0,141	8,31	0,107	1230	55200	133	62,6	577	0,109

Tabelle 7. Bestimmung der Dämpfung ψ der Voith-Kupplung aus dem Aufschaukelungsverhältnis λ_r und aus der elektrischen Leistungsaufnahme.

Das Eintragen der Versuchswerte in die Resonanzkurvenschar Abb. 24 zeigt nicht das erwartete Ergebnis wie bei den Gummikupplungen. Die Punkte oberhalb und unterhalb der Resonanzfrequenz weichen vollkommen voneinander ab. Sie liegen unterhalb der Resonanz viel zu hoch ($\psi = 0,5 \div 0,1$) und oberhalb zu

tief. Diese Abweichung kann man dadurch zu erklären versuchen, daß sich die Dämpfung in Abhängigkeit von dem Ausschlag oder der Drehzahl ändert. Die obigen Versuche haben bereits gezeigt, daß sich die Dämpfung mit dem Ausschlag nur wenig ändert. Dagegen wurde bei einer Steigerung der Resonanzdrehzahl von 1080 auf 1435 1/min eine Vergrößerung der Dämpfung von 0,14 auf 0,19 gemessen. Die Resonanzdrehzahl wurde hierbei durch Verkleinern der Schwungmasse geändert. Diese Dämpfungsänderungen sind aber so klein, daß hierdurch die großen Abweichungen von dem theoretischen Verlauf der Resonanzkurven nicht erklärt werden kann, zumal die Dämpfung mit der Drehzahl sinkt, dagegen aber die in Abb. 24 eingezeichneten Punkte unterhalb der Resonanz zu große ψ -Werte liefern. Eine befriedigendere Erklärung für die Erscheinung ist folgende. Durch die oben erwähnte Lose einiger Federn in der Nulllage ist der c -Wert nicht vollkommen konstant, sondern ändert sich etwas mit der Drehzahl und dem Ausschlag. Infolgedessen liegt die Resonanz nicht bei einer festen Drehzahl, sondern erstreckt sich über einen kleinen Bereich, für den die Bedingung $\omega = \sqrt{\frac{c}{\theta_2}}$ erfüllt ist. Die obere Grenze ω_{r1} dieses Resonanzbereiches ist durch das Einsetzen des labilen Gebietes, d. h. den plötzlichen Abfall des Ausschlages ζ_{20} erkennbar. Die untere Grenze ω_{r2} kann nicht bestimmt werden. Soll ein Meßpunkt ω in Abb. 24 eingetragen werden, so muß das Verhältnis $\frac{\omega}{\omega_r}$ gebildet werden. Für kleinere Ausschläge ζ_{20} unter- oder oberhalb der Resonanz müßten für ω_r Werte zwischen ω_{r1} und ω_{r2} eingesetzt werden. Da aber aus diesem Bereich nur ω_{r1} bestimmt werden kann, wird dieser Wert als ω_r eingesetzt. ω_{r1} gilt aber nur für die Größtausschläge ζ_{20r} und ist für Meßpunkte außerhalb der Resonanz zu groß. Hierdurch wird bei Meßpunkten unterhalb der Resonanz der Wert $\frac{\omega}{\omega_r}$ zu klein. Trägt man den Meßwert in Abb. 24 ein, so liegt hierdurch $\frac{\lambda}{\lambda_r}$ zu hoch. Bei Punkten oberhalb der Resonanz wird $\frac{\omega_r}{\omega}$ zu groß, und der Wert $\frac{\lambda}{\lambda_r}$ liegt in Abb. 24 hiermit zu tief.

Die an der Voith-Kupplung gemessenen Werte sind in Abb. 24 eingetragen und zeigen die hier erklärte Erscheinung sehr deutlich.

Dauerfestigkeit.

Schließlich wurde noch für die Voith-Kupplung derjenige Verdrehungswinkel ζ_{20} , bei dem sie nach 2 Millionen Schwingungen zerstört wurde, bestimmt. Es wurde hierfür ζ_{20} durch Drehzahländerung nach je 2 Millionen Schwingungen stufenweise ver-

größert. Bei einem Verdrehungswinkel ζ_{20} von $\pm 1,6^\circ$ wurden einige Federn zerstört. Hierfür ergibt sich aus der statischen Eichkurve ein Drehmoment von 1300 cmkg. Natürlich ist es bei dieser Kupplung besonders einfach, einige zerbrochene Federn rasch auszuwechseln, so daß die Zerstörung nicht viel schaden kann.

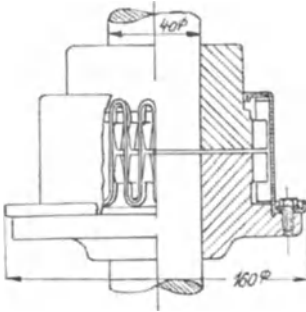


Abb. 29. Bibby-Kupplung.

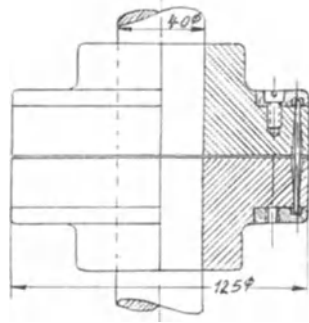


Abb. 30. Forst-Kupplung.

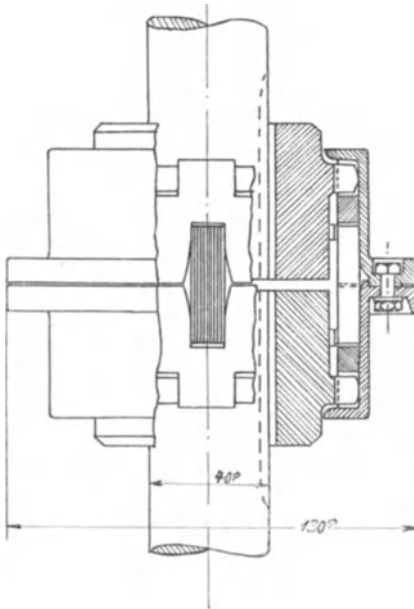


Abb. 31. Elcard-Kupplung.

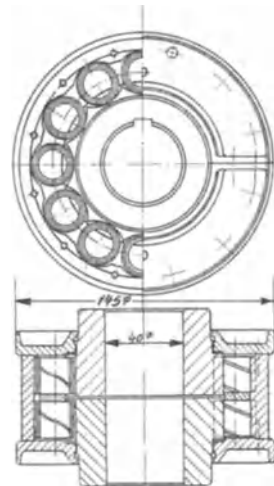


Abb. 32. Deli-Kupplung.

VI. Bibby-, Elcard-, Forst- und Deli-Kupplung

1. Statische Eichkurve.

Die Bibby, Elcard-, Forst- und Deli-Kupplung sind in Abb. 29, 30, 31 und 32 dargestellt. Im Gegensatz zu den vorher behandelten Kupplungen haben diese vier keine konstante Federzahl c . Bei den statischen Eichkurven steigt der Verdrehungswinkel zunächst steil an. Bei größeren Verdrehungen wird die Kupplung steifer, d. h. das Drehmoment wächst bei größerem Verdrehungswinkel rascher als bei kleinerem. Diesen typischen Verlauf haben alle vier Kupplungen gemeinsam. Er wird durch den besonderen Einbau der Federn hervorgerufen. Die Federn sind so eingespannt, daß sich der Hebelarm, unter dem die Drehkräfte die Federn beanspruchen, bei der Belastung verkürzt. Hierdurch setzt die elastische Spannkraft bei Beginn einer Verdrehung zunächst sehr weich ein. Dieser Vorgang ist bei vielen Anordnungen vorteilhaft. Bei größeren Verdrehungen wirkt die Kupplung durch die Verkürzung des Hebelarms bedeutend härter und die Federzahl nimmt einen für die zeitweilige Kupplungsgröße günstigen Wert an.

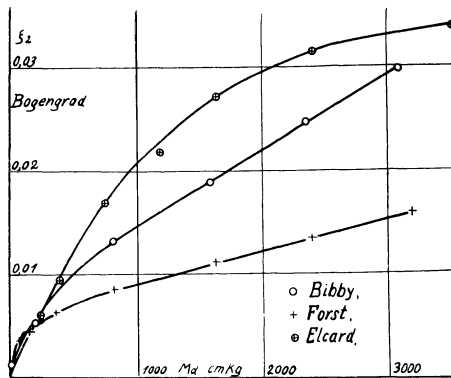


Abb. 33. Statische Eichkurve der Bibby-, Forst- und Elcard-Kupplung.

Die größte Verdrehung bei gleichem Drehmoment und damit die kleinste Federzahl von den vier Kupplungen hat die Deli-Kupplung. Die größte Federzahl hat die Forst-Kupplung. Ob nun eine hart- oder eine wecharbeitende Kupplung günstiger ist, hängt von dem Betrieb ab, in den sie eingebaut werden soll. Eine Kupplung mit kleiner Federzahl leitet Stöße sehr weich weiter, hat aber eine große Verdrehung, während eine Kupplung mit großer Federzahl die Stöße bei kleineren Verdrehungen nicht ganz so weich weiterleitet.

Die statischen Eichkurven sind in Abb. 33 und 34 wiedergegeben. Der Entlastungsverlauf der Eichkurven deckt sich bei allen vier Kupplungen nicht mit dem Belastungsverlauf. Es wird also eine Schleife beschrieben. Diese Erscheinung wird durch Reibung und bleibende Verschiebungen in der Kupplung hervorgerufen. Der Flächeninhalt der Schleife ist ein Maß für die je Belastungswechsel, d. h. je Schwingung in der Kupplung umgesetzte Arbeit. Dieser Wert ist vom Ausschlag ζ_{20} und der Geschwindigkeit ω abhängig. Für die dynamischen Versuche kann man deshalb den aus den statischen Messungen bestimmten Wert nicht verwenden. Aus diesem Grunde sind in den Abbildungen nur die Belastungskurven aufgezeichnet.

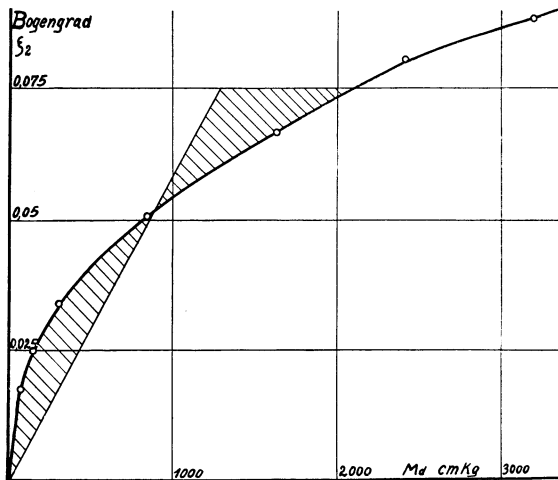


Abb. 34. Statische Eichkurve der Deli-Kupplung mit Bestimmung der mittleren Federzahl c' für einen Verdrehungswinkel von 0,075 Bogengrad.

2. Die mittlere Federzahl c' .

Die Versuche auf dem Wackelprüfstand zeigten, daß bei sämtlichen Kupplungen mit gebogener statischer Eichkurve die Resonanzschwingungszahl mit dem Ausschlag ζ_{20} zunahm. Das steht in Übereinstimmung mit der schon vorher angegebenen Erscheinung, daß die Federzahl mit dem Ausschlag ζ_{20} anwächst (Abb. 33 und 34). Man kann nun den Schwingungsvorgang angenähert durch eine mittlere Federzahl c' erfassen. Diese mittlere Federzahl c' ist nicht mehr konstant, sondern ändert sich mit dem Ausschlag ζ_{20} ; c' gilt nur jeweils für einen bestimmten Ausschlag ζ_{20} .

Der Wert c' setzt sich aus einem konstanten Betrag c_1 und einem Teil, der von ζ_2 abhängig ist, zusammen. Es ist also:

$$c' = c_1 + f(\zeta_2)$$

Für die mittlere Federzahl c' ist die Gleichung 6 auch gültig. Es ergibt sich also:

$$n_r = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{c'}{\theta_2}} \quad (34)$$

Wenn die Resonanzdrehzahl n_r für einen bestimmten Ausschlag ζ_{20} und die schwingende Masse θ_2 bekannt sind, kann die mittlere Federzahl c' mit Hilfe von Gleichung 34 bestimmt werden.

Nimmt man bei diesen Kupplungen den Ausschlag ζ_{20} an der Schwungmasse bei gleichem Erregerausschlag ζ_{10} in Abhängigkeit von der Drehzahl n auf (Abb. 35, 36, 37 und 38), so steigt ζ_{20} zunächst langsam an; hierdurch ändert sich c' und der Resonanzpunkt wird nach höheren Schwingungszahlen verschoben. Man kann für jedes c' , das zu einem bestimmten Ausschlag ζ_{20} gehört, eine neue Resonanzkurve $\zeta_{20} = f(n)$ unter der Annahme aufzeichnen, daß c' zu einer Kupplung mit unveränderlichem c' -Wert gehören würde und daß sich ψ nicht mit ζ_{20} ändert. Die tatsächlich erhaltene Resonanzkurve der Kupplung schneidet jene angenommenen Resonanzkurven nach Abb. 39. Ändert sich die Dämpfung mit ζ_{20} , so treten dementsprechende Verschiebungen der Resonanzkurven auf.

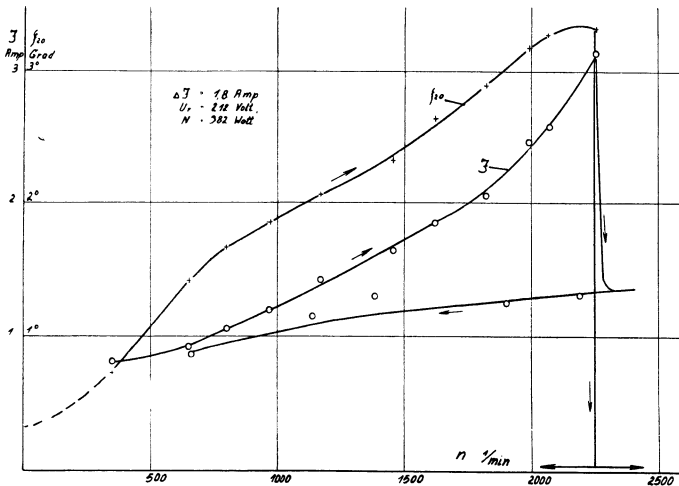


Abb. 35. Schwingungsausschläge ζ_{20} und aufgenommener Strom J der Bibby-Kupplung in Abhängigkeit von der Drehzahl bei einer Erregung von $\zeta_{10} = \pm 0,316^\circ$.

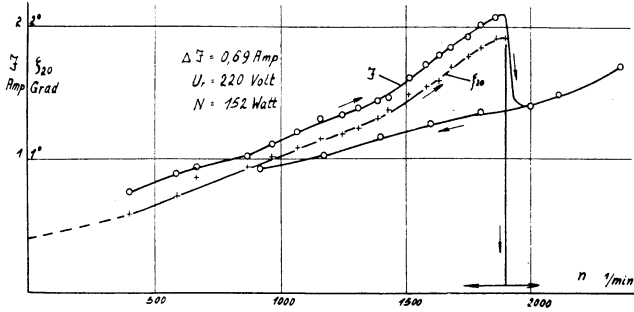


Abb. 36. Schwingungsausläge ζ_{20} und aufgenommener Strom J der Forst-Kupplung in Abhängigkeit von der Drehzahl bei einer Erregung von $\zeta_{10} = \pm 0,204^\circ$.

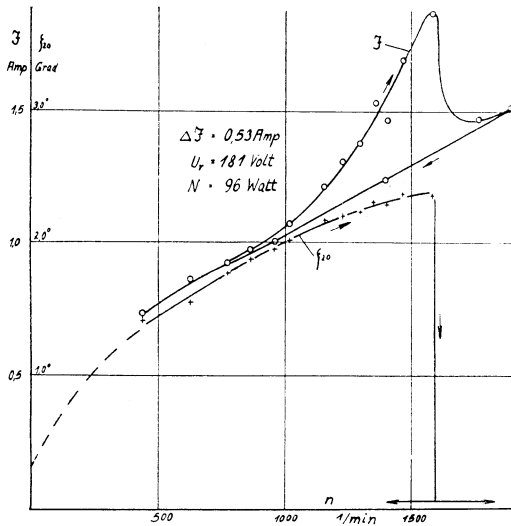


Abb. 37. Schwingungsausläge ζ_{20} und aufgenommener Strom J der Elcard-Kupplung in Abhängigkeit von der Drehzahl bei einer Erregung von $\zeta_{10} = \pm 0,316^\circ$.

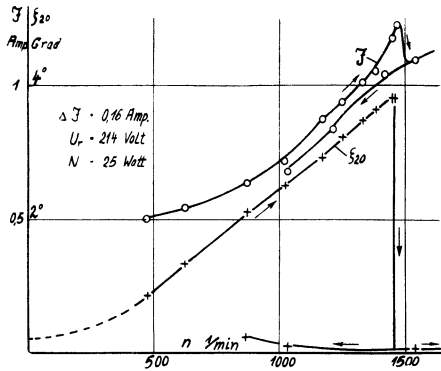


Abb. 38. Schwingungsausläge ζ_{20} und aufgenommener Strom J der Deli-Kupplung in Abhängigkeit von der Drehzahl bei einer Erregung von $\zeta_{10} = \pm 0,204^\circ$.

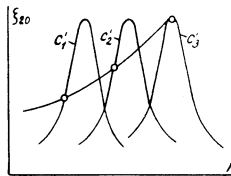


Abb. 39. Schwingungsauslag ζ_{20} in Abhängigkeit von der Drehzahl n bei konstantem Erregerausslag ζ_{10} .

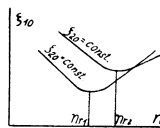


Abb. 40. Erregerausslag ζ_{10} in Abhängigkeit von der Drehzahl n bei konstantem Schwingungsauslag ζ_{20} .

Eine geringe Veränderung des c -Wertes mit dem Ausschlag ζ_{20} war schon bei der Voith-Kupplung aufgetreten. Bei diesen vier Kupplungen ist die Erscheinung viel stärker ausgeprägt. Die Resonanzkurven $\zeta_{20} = f(n)$ (Abb. 35, 36, 37 und 38) haben nicht mehr den eigenartigen Verlauf mit der ausgesprochenen Resonanzspitze wie bei der Gummi- und der Voith-Kupplung. Bei größer werdender Drehzahl steigt der Ausschlag ζ_{20} fast gleichmäßig an und selbst kurz vor dem Resonanzpunkt, der auch hier durch das kurz darauf folgende plötzliche Abfallen des Ausschlages ζ_{20} erkennbar ist, ist die Ausschlagzunahme nicht wesent-

lich stärker. Ist die kritische Resonanzdrehzahl überschritten, so sinkt der Ausschlag ζ_{20} plötzlich fast auf Null. Verringert man die Drehzahl nach Überschreiten des kritischen Punktes um einen entsprechenden Betrag, so setzt die Resonanz nicht wieder ein; der Ausschlag ζ_{20} ist hier so klein, daß der bei der vorliegenden Drehzahl zur Resonanz gehörende c' -Wert nicht erreicht wird. Man muß erst mit der Drehzahl sehr stark heruntergehen und sie dann wieder langsam erhöhen, wenn man von neuem in das Resonanzgebiet kommen will. Daher ist bei abnehmender Drehzahl die je Schwingung in der Kupplung in Wärme umgesetzte Energie und damit die Stromaufnahme geringer als bei zunehmender Drehzahl, bei der die Wahrscheinlichkeit, daß man in Resonanz läuft, größer ist. Dieses ist aus den Stromkurven Abb. 35, 36, 37 und 38 sehr gut ersichtlich. Man kann hieraus die beim Resonanzbetrieb vernichtete Leistung elektrisch bestimmen.

In Abb. 39 ist gezeigt worden, daß man sich das Verhalten der Kupplung bei veränderlichem c -Wert bei den verschiedenen Drehzahlen auch aus einer Summe von Einzel-Resonanzkurven vorstellen kann. Die Aufteilung in diese einzelnen Resonanzkurven kann in verschiedener Weise vorgenommen werden. Man kann z. B. annehmen, daß ein bestimmter Ausschlag ζ_{20} der Schwungmasse konstant gehalten wird, während man den Erregerausschlag ζ_{10} und die Erregerdrehzahl n entsprechend verändert. Man kann dann ζ_{10} als Funktion von n für konstantes ζ_{20} auftragen und erhält eine neue Kurve, bei der diejenige Erregerkurbel ausgezeichnet ist, die den kleinsten Wert ζ_{10} hat (Abb. 40). Die zugehörige Erregerdrehzahl kann man als die Resonanzdrehzahl n_r für den bestimmten Ausschlag ζ_{20} bezeichnen.

Für diesen Ausschlag kann man nach Gleichung 34 eine mittlere Federzahl c' berechnen, da alle übrigen Größen in dieser Gleichung bekannt sind. Dieser Wert c' kann aber auch durch folgende Überlegung aus der statischen Eichkurve angenähert bestimmt werden: Wenn man bei einem bestimmten Ausschlag ζ_{20} innerhalb einer bestimmten Zeit, die durch n_r gegeben ist, von der äußersten Lage ζ_{20} zur Mittellage $\zeta_2 = 0$ gelangen will, muß man die Schwungmasse so stark beschleunigen, daß sie in der Mittellage eine ganz bestimmte Höchstgeschwindigkeit ω_0 hat, die etwa die gleiche ist, wie bei derselben Schwingungsanordnung mit konstanter Federzahl bei gleicher Eigenschwingungszahl n_r und gleichem Ausschlag ζ_{20} . Die Drehgeschwindigkeit ω_0 , mit der die Masse durch die Nulllage durchschwingt, ist aber verhältnisgleich der Wurzel aus der kinetischen Energie oder auch der Wurzel aus der in der äußersten Schwingungslage aufgespeicherten Formänderungsarbeit.

Die mittlere Federzahl c' , die zu einem bestimmten Ausschlag ζ_{20} gehört, kann demnach aus der statischen Eichkurve wie folgt ermittelt werden. Die bis zum Ausschlag ζ_{20} zwischen der statischen Eichkurve und der ζ_2 -Achse liegende Fläche stellt die Formänderungsarbeit dar, die in der äußersten Lage ζ_{20} aufgespeichert ist. Diese Fläche wird durch ein flächengleiches rechtwinkliges Dreieck, das den Ausschlag ζ_{20} als die eine Seite hat, ersetzt, wie es Abb. 34 für einen Ausschlag $\zeta_{20} = 0,075$ Bogengrad zeigt. Die Flächengleichheit wird dadurch erzielt, daß man die in Abb. 34 schraffierten Flächen gleich macht. Die Steilheit der Dreiecksseite, die die statische Eichkurve schneidet, in cmkg/Bogengrad gemessen, gibt dann die mittlere Federzahl c' für den Ausschlag ζ_{20} an. Bei dem Beispiel in Abb. 34 ergibt sich eine mittlere Federzahl von $c' = 17\,200$ cmkg/Bogengrad .

Man kann auf diese Weise aus der statischen Eichkurve die zu jedem Meßpunkt ζ_{20} zugehörige mittlere Federzahl c' angeben und erhält Werte, die in Abb. 41 und 42 als mittlere statische Federzahl c' in Abhängigkeit von dem Verdrehungswinkel ζ_{20} aufgetragen sind. Gleichzeitig sind in Abb. 41 und 42 die mittleren Federzahlen c' , die dynamisch aus der Resonanzdreh-

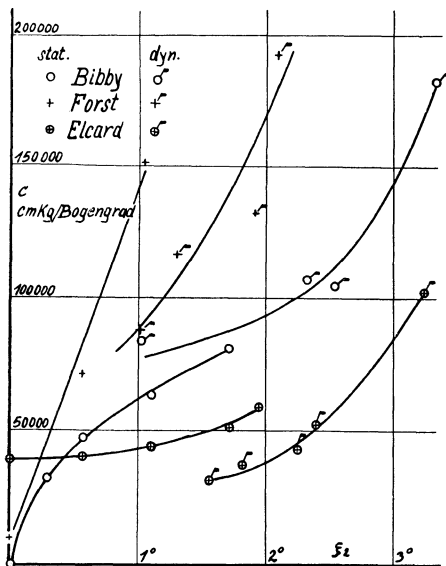


Abb. 41. Mittlere Federzahl c' der Bibby-, Forst- und Elcard-Kupplung statisch aus der statischen Eichkurve und dynamisch aus der Eigenschwingungszahl und der schwingenden Masse bestimmt in Abhängigkeit von der Verdrehung ζ_2 .

zahl und der schwingenden Masse mit Hilfe der Gleichung 34 ermittelt wurden, in Abhängigkeit von dem Ausschlag ζ_{20} aufgetragen. Man kann an Hand der Abb. 41 und 42 die beiden mittleren Federzahlen, die dynamisch und statisch bestimmt wurden, vergleichen. Die Übereinstimmung der beiden Werte ist bei der Deli-Kupplung sehr gut (Abb. 42). Bei den drei anderen Kupplungen ist die Abweichung größer (Abb. 41). Die Abweichungen der beiden Werte voneinander kann damit erklärt werden, daß im dynamischen Betrieb die statische Eichkurve nicht genau durchlaufen wird. Die Eigenart der Kurven $c' = f(\zeta_{20})$ ist aber bei den dynamischen und den statischen Werten die gleiche.

Die Bestimmung des Trägheitsmoments der Schwungmasse wurde auf Seite 22 beschrieben. Es wurden für die Untersuchun-

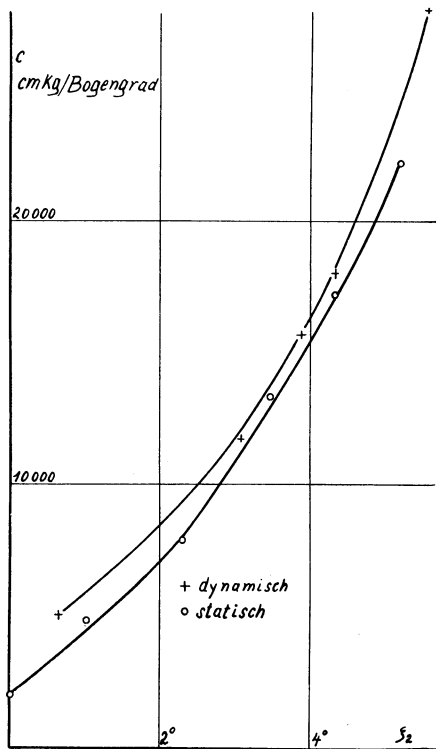


Abb. 42. Mittlere Federzahl der Deli-Kupplung statisch aus der statischen Eichkurve und dynamisch aus der Eigenschwingungszahl und der schwingenden Masse bestimmt in Abhängigkeit von der Verdrehung ζ_2 .

gen dieser vier Kupplungen im Wackelprüfstand Schwungmassen mit folgenden Trägheitsmomenten eingebaut:

Forst-Kupplung	$\theta_2 = 3,3 \text{ cmkg sec}^2$
Bibby-Kupplung	$\theta_2 = 3,3 \text{ cmkg sec}^2$
Elcard-Kupplung	$\theta_2 = 1,9 \text{ cmkg sec}^2$
Deli-Kupplung	$\theta_2 = 0,67 \text{ cmkg sec}^2$

3. Die verhältnismäßige Dämpfung.

In Tabelle 8 ist die verhältnismäßige Dämpfung ψ der Kupplungen, die aus dem Aufschaukelungsverhältnis bei Resonanz λ_r bei verschiedenen Erregerwinkel ζ_{10} bestimmt wurde, eingetragen. Die Dämpfung der Kupplungen war bei Beginn der Versuche größer als nach längerer Betriebsdauer. Diese Dämpfungsabnahme entsteht dadurch, daß sich die Kupplungen erwärmen und hiermit die Dämpfung sinkt. Die eingeklammerten Werte in Tabelle 8 beziehen sich auf die Ergebnisse zu Beginn der Versuche. Die Tabelle 8 zeigt außerdem noch, daß die Dämpfung mit den Ausschlägen ζ_{20} zunimmt.

Ferner ist in Tabelle 8 die mittlere Federzahl c' , die bei den verschiedenen Ausschlägen ζ_{20} auftritt, dynamisch ermittelt. Die Formänderungsarbeit A ist in der äußersten Schwingungslage ζ_{20} :

$$A = \frac{c'}{2} \cdot \zeta_{20}^2 \quad (35)$$

Sie ist ebenfalls in Tabelle 8 eingetragen. Die bei Resonanz aufgenommene Leistung wurde aus dem Stromverlauf in Abb. 35, 36, 37 und 38 ermittelt. Hieraus läßt sich die Dämpfungsarbeit \mathfrak{D} und die verhältnismäßige Dämpfung ψ , wie es auf Seite 16 beschrieben ist, bestimmen. Diese auf elektrischem Wege bestimmte Dämpfung ψ ist in Tabelle 8 eingetragen und kann mit dem Dämpfungswert, der sich aus dem Aufschaukelungsverhältnis bei Resonanz λ_r ergibt, verglichen werden.

4. Dauerversuche.

Durch Dauerversuche wurde noch der Ausschlag ζ_{20} und das zugehörige Drehmoment bestimmt, bei dem die Kupplung nach 2 Millionen Schwingungen zerstört wurde. Bei der Forst-, Bibby- und Elcard-Kupplung brachen hierbei einige Federglieder. Bei der Deli-Kupplung wurden die Federkörper in ihrer elastischen Eigenschaft durch den Dauerbetrieb geändert. Es stellte sich hierdurch ein Spiel von $\pm 0,5^\circ$ ein. Die Federanordnung der Bibby-Kupplung wurde bei den Dauerversuchen infolge von Abnutzung ausgeschlagen, so daß die Kupplung etwa $\pm 0,3^\circ$ toten Gang

ζ_{10}	Bibby					Forst					Eicard					Delli				
	$\frac{2\pi}{\psi=\lambda_r}$	c'	N	A	ψ	$\frac{2\pi}{\psi=\lambda_r}$	c'	N	A	ψ	$\frac{2\pi}{\psi=\lambda_r}$	c'	N	A	ψ	$\frac{2\pi}{\psi=\lambda_r}$	c'	N	A	ψ
	cmkg Bogengr.	Watt	cmkg			cmkg Bogengr.	Watt	cmkg			cmkg Bogengr.	Watt	cmkg			cmkg Bogengr.	Watt	cmkg		
0,917	0,57	83100	25,5	13,2	0,78	(0,76) ¹ 0,57	87700	29,4	13,4	0,87	0,37	31100				0,91 ²	5130			
0,141	(0,58) ¹ 0,38	107000	93,6	87,6	0,38	(0,82) ¹ 0,68	117000	78,3	29,2	0,91	0,49	37600				(0,30) ¹ 0,29	12200			
0,204	0,50	105000				(0,84) ¹ 0,67	132000	152	74,0	0,66	0,57	43400	46,5	34	0,58	(0,35) ¹ 0,53	15700	25	36	0,29
0,316	(0,62) ¹ 0,60	183000	382	307	0,34	0,95	193000				0,83	52800	96	46	0,80	(0,51) ¹ 0,46	18000	67	68	0,38
0,411											0,80	103000	398	163	0,68	(0,47) ¹	28000			
Bruch	3300 cmkg $\zeta_2 = 1,81^\circ$					5850 cmkg $\zeta_2 = 1,62^\circ$					1530 cmkg $\zeta_2 = 1,55^\circ$					2429 cmkg $\zeta_2 = 3,6^\circ$				

Tablle 8. Die verhältnismäßige Dämpfung ψ der Bibby-Eicard-, Forst- und Delli-Kupplung aus dem Aufschaukelungsverhältnis bei Resonanz und der elektrischen Leistungsaufnahme bestimmt.

Bemerkung: ¹⁾ Die eingeklammerten Dämpfungswerte wurden zu Beginn der Versuche gemessen.

²⁾ Dieser Dämpfungswert ist ungenau, da bei dem kleinen Erregerschlag ζ_{10} kein einwandfreier Schwingungszustand der Anordnung erreicht wurde

hatte. Hierdurch wurde der Betrieb der Kupplung stoßartig. Bei der Elcard-Kupplung wurde dasjenige Federpaket zuerst zerstört, das in den Einspannbacken am engsten eingeklemmt war. Der Bruch begann an den äußersten Blechen und pflanzte sich zur Mitte fort. Bei der Forst-Kupplung wurden, wie bei der Bibby-Kupplung, kurz vor Eintritt des Bruches der Federbolzen die Federbolzenlöcher etwas ausgeschlagen. Die Ergebnisse der Dauerversuche sind in Tabelle 8 eingetragen.

5. Schwingungsform.

Da bei den letzten vier Kupplungen die Federzahl c von dem Ausschlag ζ_2 abhängig ist, wird die Differentialgleichung 8 nicht mehr durch eine einfache Sinusfunktion erfüllt. Die Schwingung, die bei diesen Kupplungen entsteht, läßt sich in eine Summe von Sinusfunktionen zerlegen, durch die die Gleichung 8 erfüllt wird.

Die Schwingungsform, d. h. die Amplitude der einzelnen Oberwellen ist von dem Verlauf der statischen Eichkurve abhängig. Rembold und Jehlicka [6] untersuchten mit einem Torsiographen und einem Verdrehungsschreiber die Schwingungsform an verschiedenen Kupplungen. Bei einer Schlangenfeder- und einer Bolzenfederkupplung (offenbar einer Bibby- und einer Forst-Kupplung) fanden sie eine unverkennbare Ähnlichkeit in der Schwingungsform der Drehschwingungen, die in einem Versuchsstand an diesen Kupplungen gemessen wurden. Für diese beiden Kupplungen hatten sie dieselbe Verdrehung für zwei annähernd gleiche Drehmomente gemessen. Die Kupplungen hatten also einen Punkt der statischen Eichkurve gemeinsam. Hiermit begründeten sie die Ähnlichkeit der auftretenden Schwingungsform. Wichtiger ist wohl die Tatsache, daß der gesamte Verlauf der statischen Eichkurven ähnlich ist. Bei den von uns aufgenommenen Eichkurven ist bei der Bibby- und der Forst-Kupplung tatsächlich eine Ähnlichkeit in der Kurvenform vorhanden (Abb. 33). Bei beiden statischen Eichkurven steigt der Verdrehungswinkel zunächst steil an; bei größeren Verdrehungen wächst der Verdrehungswinkel nicht mehr so stark und die Eichkurve verläuft bei beiden Kupplungen fast linear.

Das Wesentliche hierbei ist, daß sich die Kurvenform der beiden statischen Eichkurven bis zu dem Größtausschlag ζ_{20} ähneln. Der Verdrehungswinkel ζ_{20} selbst kann trotzdem für beide Kupplungen verschieden sein.

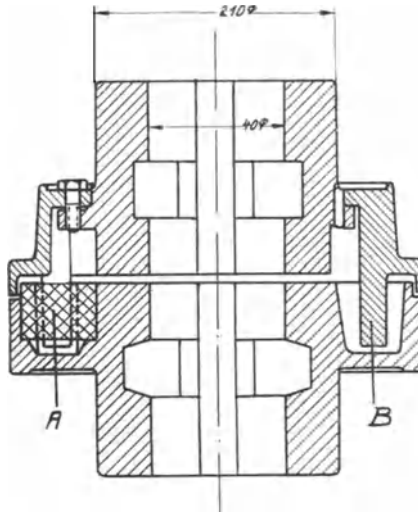


Abb. 43. Flender-Kupplung mit eingezeichneten Gummiklötzen A und den Klauen B (siehe auch Abb. 3).

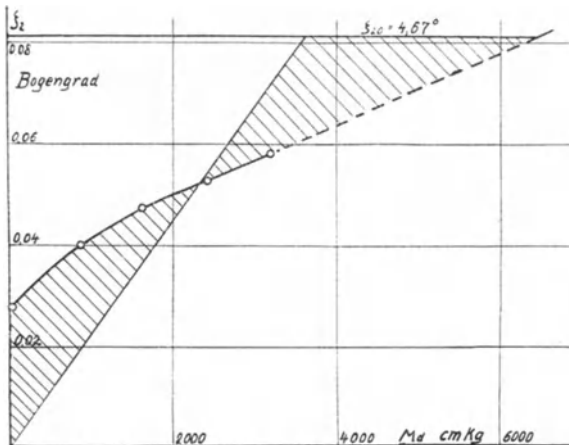


Abb. 44. Statische Eichkurve der Flender-Kupplung mit Bestimmung der mittleren Federzahl c' für eine Verdrehung von $4,67^\circ = 0,082$ Bogengrad.

VII. Flender-Kupplung

1. Statische Eichkurve.

Bei der Flender-Kupplung Abb. 43 sind kleine Gummiklötchen A das elastische Zwischenglied. Diese Gummiklötchen werden durch Klauen B auf Biegung beansprucht. Eine Besonderheit der Kupplung entsteht dadurch, daß zwischen den Klauen der einen Kupplungshälfte und den Gummiklötchen der anderen ein sehr großes Spiel von etwa $\pm 1,6^\circ$ besteht. Durch dieses Spiel ist es möglich, die Kupplung sehr schnell bei Auf- und Umbau von Maschineneinheiten zu lösen. Infolge des großen Spiels wurde die Kupplung bei kleinen Erregungen gar nicht zu Schwingungen aufgeschaukelt, sondern pendelte nur etwas hin und her. Erst bei der größten Kurbel konnten Schwingungen durch einen starken Anstoß mit der Hand angefacht und hiermit ein Beharrungszustand erreicht werden.

Abb. 44 zeigt die statische Eichkurve, aus der das große Spiel der Kupplung sehr gut ersichtlich ist. Infolge des großen Spiels setzt die elastische Spannkraft der Kupplung plötzlich ein und ruft bei einem entsprechend großen Schwingungsaussschlag einen stoßartigen Lauf mit verhältnismäßig großem Geräusch hervor. Trotzdem wurde im Dauerbetrieb (2 Millionen Schwingungen) die Kupplung nicht zerstört.

Die Kupplung wird im Wackelprüfstand durch den stoßartigen Lauf ungünstig beansprucht. Im praktischen Betrieb wird niemals ein derartiger Belastungszustand vorkommen. Hier ist im allgemeinen die dem gleichbleibenden Drehmoment überlagerte Drehmomentsschwingung so klein, daß sich die Klauen nicht von den Gummiklötzen abheben; hierdurch kommt das Spiel gar nicht zur Wirkung und wir haben eine statische Eichkurve, die der Kennlinie der Elcard-Kupplung ähnelt. Tatsächlich haben Rembold und Jehlicka [6] bei ihren Versuchen festgestellt, daß sich die Schwingungsformen der beiden Kupplungen ähneln, so lange die Klauen dauernd am Gummi anliegen. Sobald dieses nicht mehr der Fall ist, ändert sich das Aussehen der Torsiogramme bedeutend.

2. Dämpfung ψ .

Die Resonanzdrehzahl betrug bei einem Erregerwinkel $\zeta_{10} = 0,411^\circ$ und 2 Schwungmassen mit einem Gesamtträgheitsmoment von $3,3 \text{ cmkg sec}^2$ $n_r = 980 \text{ 1/min}$. Der Ausschlag änderte sich von $3,84^\circ$ bei Beginn des Versuches bis auf $4,67^\circ$. Gleichzeitig stieg die Übertemperatur der Kupplung auf etwa 25° C an.

Aus dem Aufschaukelungsverhältnis bei Resonanz $\lambda_r = \frac{4,67}{0,411}$ am Ende des Versuches folgt die Dämpfung ψ :

$$\psi = \frac{2 \cdot \pi \cdot 0,411}{4,67} = 0,555$$

Die mittlere Federzahl c' kann mit Hilfe von Gleichung 34 dynamisch bestimmt werden.

$$c' = \left(\frac{980 \cdot \pi}{30} \right)^2 \cdot 3,3 = 31\,300 \text{ cmkg/Bogengrad}$$

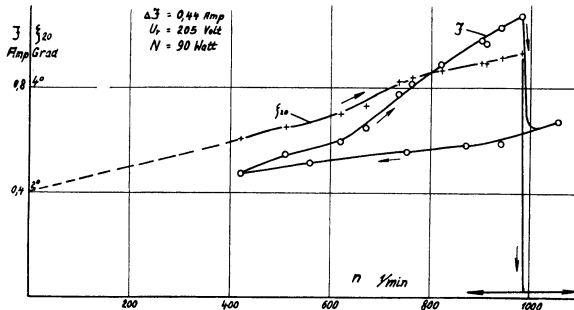


Abb. 45. Schwingungsausschlag ζ_{20} und aufgenommener Strom J der Flender-Kupplung in Abhängigkeit von der Drehzahl bei einer Erregung von $\zeta_{10} = \pm 0,411^\circ$.

Dann ist die Schwingungsenergie A , die zum Ausschlag $\zeta_{20} = 4,67^\circ$ gehört:

$$A = c \cdot \frac{\zeta_{20}^2}{2} = 103 \text{ cmkg}$$

Die elektrische Resonanzleistung wurde beim gleichen Ausschlag zu $\mathfrak{P} = 90 \text{ Watt} = 54,7 \text{ cmkg/Schwingung}$ gemessen (Abb. 45). Hieraus ergibt sich:

$$\psi = \frac{54,7}{103} = 0,53$$

Die beiden Ergebnisse stimmen also sehr gut überein.

Eine noch größere Kurbel, mit der man die Dämpfung bei größeren Verdrehungen hätte messen können, wurde nicht angefertigt, da die Lager des Versuchstandes bei dieser Erregung schon durch die Stöße stark beansprucht wurden.

Der Ausschlag am freien Ende setzt sich aus dem Spiel der beiden Kupplungshälften und dem elastischen Teil zusammen. Das Spiel bedingt nur eine verhältnismäßig geringe Dämpfung,

die durch äußere Reibung entsteht. Dagegen ist bei entsprechend großem Ausschlag die Dämpfung, die durch innere Reibung in den Gummiklötzen entsteht, wesentlich größer.

In Abb. 44 ist die mittlere Federzahl c' aus der statischen Eichkurve für einen Ausschlag von $\zeta_{20} = 4,67^\circ$ ermittelt. Es ergab sich eine mittlere Federzahl von $c' = 44\,000$ cmkg/Bogengrad. Dynamisch wurde c' auf Seite 53 zu $c' = 31\,300$ cmkg/Bogengrad bestimmt.

D. Verlagerungsversuche

I. Versuchsstand

Auf dem Wackelprüfstand wurden die Kupplungen nur auf Verdrehungsschwingungen beansprucht. Oft treten aber in der Praxis durch schlechten Aufbau oder durch Fundamentsenkungen winklige Verlagerungen auf und rufen in den Kupplungen wechselnde Biegebeanspruchungen hervor. Die Wirkungen dieser Biegebeanspruchungen wurden auf dem Verlagerungsprüfstand näher untersucht.

Der Verlagerungsprüfstand bestand aus einem 7,5 PS Antriebsmotor mit regelbarer Drehzahl. Dieser Antriebsmotor war durch die zu untersuchende Kupplung mit einem Generator von 5,5 PS verbunden. Die elektrische Leistung des Generators wurde mit Widerständen vernichtet. Durch Spannungsregelung wurde die vernichtete Leistung und damit das durch die Kupplung übertragene Drehmoment geändert.

Vor dem Versuch wurden Motor- und Generatorwelle mit einer Schlauchwasserwaage auf dieselbe Höhe ausgerichtet und durch die zu untersuchende Kupplung verbunden. Über den Versuchsstand war ein Draht gespannt, an dem ein Senklot hin und her geschoben werden konnte. Das Senklot tauchte in eine Ölwanne, um das Pendeln des Lotes abzdämpfen und ein leichteres Ablesen zu ermöglichen. Motor und Generator wurden so ausgerichtet, daß das Senklot an allen Stellen denselben Abstand von der Wellenmitte hatte.



Abb. 46. Biegeeichvorrichtung.

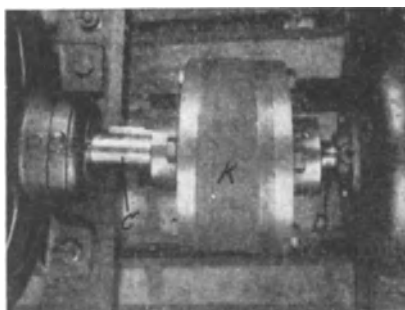


Abb. 47. Conti-Scheibenkupplung K im Verlagerungsprüfstand.
C Motorwelle, D Generatorwelle.

Bei den winkligen Verlagerungen wurde der Motor von den Spannschienen gelöst und waagrecht um die Kupplung gedreht. An dem Wellenende des Motors, das der Kupplung abgewendet ist, wurde die Verschiebung a aus der ursprünglichen Lage mit dem Senklot gemessen. Ist der Abstand dieses Meßpunktes von der Kupplungsmittle l' , so ergibt sich der Biegewinkel zu:

$$\alpha \approx \text{tg } \alpha = \frac{a}{l'}$$

II. Biegeichung

Die Biegeichung der Kupplungen (Abb. 46) wurde in vertikaler Richtung vorgenommen. Hierfür wurde die Kupplung K mit der einen Hälfte auf die Generatorwelle, mit der anderen auf eine 1 m lange Stahlwelle W aufgekeilt. Am Ende dieser Welle griff über eine Schneide N die Kraft Q an, die mit einer Waagschale A gemessen wurde (Abb. 46). Vor dem Eichversuch wurde die Waagschale so belastet, daß die Stahlwelle genau horizontal verlief. Ist p die Länge des Hebelarms von der Schneide bis zur Kupplungsmittle, so ist das Biegemoment:

$$M_b = Q \cdot p$$

Ein Punkt der Welle wurde gekennzeichnet und seine vertikale Bewegung infolge der Biegung mit einer Schublehre (B in Abb. 46) gemessen. Hieraus läßt sich der Biegewinkel α bestimmen:

$$\alpha \approx \text{tg } \alpha = \frac{a}{l'} \text{ (Bogengrad)}$$

l' bezeichnet den Abstand des Meßpunktes von der Kupplungsmittle. Dieser Abstand soll möglichst groß sein, da hierdurch die Genauigkeit erhöht wird.

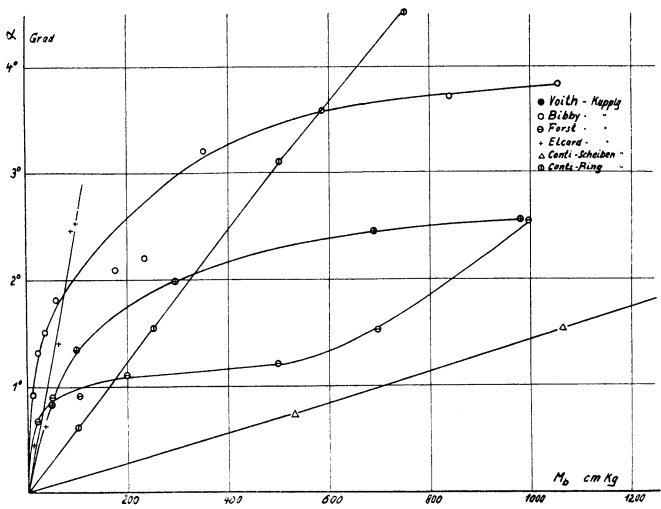


Abb. 48. Statische Biegeekurven.

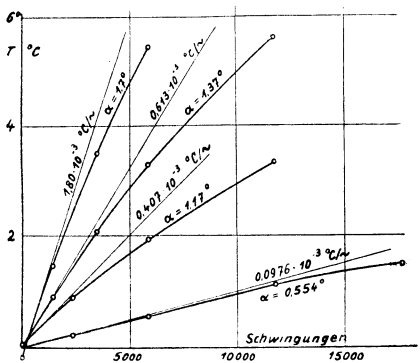


Abb. 49. Übertemperatur der Conti-Scheibenkupplung in Abhängigkeit von den überstandenen Umdrehungen bei verschiedenen Verlagerungen.

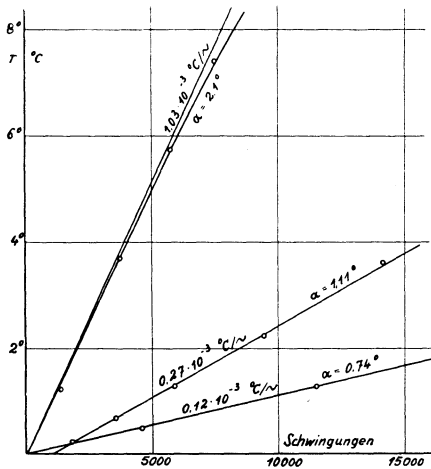


Abb. 50. Übertemperatur der Conti-Ringkupplung in Abhängigkeit von den überstandenen Umdrehungen bei verschiedenen Verlagerungen.

Abb. 48 zeigt die aufgenommenen Biegeeichkurven der verschiedenen Kupplungen. Nur die Eichkurven der beiden Gummikupplungen verlaufen gradlinig, während die der anderen zu Anfang sehr steil, später flacher verlaufen. Die in bezug auf Biegung härteste Kupplung ist die Conti-Scheiben-Kupplung. Von der Flender-Kupplung konnte keine Eichkurve aufgenommen werden, da sie durch das Spiel bei Biegung keine Rückstellkraft auslöste.

III. Dämpfungsbestimmung der Gummischeibenkupplung bei Verlagerung

Von den verschiedenen Dämpfungsmeßverfahren, die auf dem Wackelprüfstand durchgeführt wurden, konnte nur die Temperaturmeßmethode bei den Gummikupplungen angewendet werden (Abb. 49 und 50). Die Temperaturanlaufkurven wurden auch hier mit einem einvulkanisierten Thermoelement aufgenommen. Für die Bestimmung der einzelnen Meßpunkte mußte der Antriebsmotor stillgesetzt werden. In möglichst kurzer Zeit wurde dann das Thermoelement an das Galvanometer angeklemt, die Messung vorgenommen und die Maschine wieder in Betrieb gesetzt. Auch hier mußten Gummi- und Raumtemperatur bei Beginn des Versuches gleich sein und die Raumtemperatur während des Versuches konstant gehalten werden, da sonst Fehler unterlaufen würden.

Aus den Tangenten an die Anlaufkurven ergibt sich nach Gleichung 31 wiederum die Dämpfungsarbeit, die je Schwingung in der Kupplung in Wärme umgesetzt wurde.

Die bezogene Formänderungsarbeit ist:

$$A = \frac{\sigma^2}{2E}$$

Der Elastizitätsmodul E könnte durch den statischen Biegeeichversuch genau bestimmt werden, wenn die Einspannung der Kupplung am Generator vollkommen starr wäre. Der Gummi der Kupplung würde sich dann wie ein einseitig eingespannter Balken durchbiegen. Die Tangente $\frac{dU}{dV} = \operatorname{tg} \alpha$ der Biegelinie wäre dann:

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{M_b \cdot l}{2 \cdot E \cdot J} \quad (36)$$

und

$$E = \frac{M_b \cdot l}{\alpha \cdot 2 \cdot J}$$

Bei dem Biegeeichversuch verbog sich aber die Generatorwelle unter dem Moment erheblich und trug auf diese Weise zur größeren Auslenkung der Kupplung bei. Setzt man den Wert $c = \frac{M_b}{\alpha}$, der sich auf dem Biegeeichversuch ergibt, in Gleichung 37 ein, so erhält man einen Wert E', in dem der Elastizitätsmodul des Gummis und ein Faktor der Versuchsanordnung enthalten sind. Da bei den Biegewinkelablesungen der Anlaufversuche dieser Faktor auch enthalten ist und es nur auf eine rohe Abschätzung ankommt, wurde die Dämpfungsberechnung mit diesem E'-Wert durchgeführt.

Die Federzahl c ist konstant und ergibt sich aus der statischen Eichung zu 710 cmkg/Grad. Die Gummilänge ist $l = 40$ mm und das achsiale Trägheitsmoment des Gummiquerschnittes beträgt $J = 6830$ cm⁴. Hieraus ergibt sich der Wert E' zu:

$$E' = \frac{710 \cdot 4 \cdot 57,3}{2 \cdot 6830} = 11,9 \text{ kg/cm}^2$$

Die Randspannung σ_0 des Gummis ist bei der Scheibenkupplung:

$$\sigma_0 = \frac{c \cdot \alpha \cdot r_a}{J}$$

$$\sigma_0 = \frac{710 \cdot 10 \cdot \alpha}{6830}$$

$$\sigma_0 = 1,04 \cdot \alpha \text{ kg/cm}^2$$

Das Thermoelement war bei der Scheibenkupplung während dieser Versuche 18 mm tief einvulkanisiert. An dieser Stelle ist die Beanspruchung:

$$\sigma = \frac{8,2 \cdot 1,04 \cdot \alpha}{10} = 0,832 \cdot \alpha \text{ kg/cm}^2$$

und die bezogene Formänderungsarbeit:

$$A/V = \frac{0,832^2 \cdot \alpha^2}{2 \cdot 11,9} = 0,0291 \cdot \alpha^2 \text{ cmkg/cm}^3$$

α	σ	A	dT/~	ϑ	ψ
1°	kg/cm ²	cmkg/cm ³	10 ⁻³ °C/~	10 ⁻³ cmkg/cm ³ ~	
0,554	0,461	0,0089	0,0976	2,24	0,23
1,17	0,973	0,0398	0,407	9,36	0,235
1,37	1,14	0,0546	0,613	14,1	0,258
1,70	1,41	0,0840	1,20	27,6	0,328

Tabelle 9. Verhältnismäßige Dämpfung ψ bestimmt aus der Temperaturerhöhung bei einer Verlagerung der Kupplung um den Winkel α .

In Tabelle 9 sind die Werte aus den Anlaufversuchen der Scheibenkupplung eingetragen und die verhältnismäßige Dämpfung ψ bestimmt. Die Dämpfungswerte gelten für eine Gummitemperatur von 20° C. Sie sind etwas kleiner als die Dämpfungswerte bei der Verdrehung und wachsen auch hier mit der Gummibeanspruchung an.

Die Temperaturmeßwerte der Ringkupplung wurden nicht ausgewertet, weil sich die Beanspruchung in einem Volumenteilchen infolge der komplizierten Form des Gummiquerschnittes nicht einwandfrei erfassen ließ.

IV. Dauerversuche

Die Dauerversuche im Verlagerungsprüfstand wurden mit kleinen Biegewinkeln begonnen. Der Winkel wurde nach oben beschriebenen Verfahren bestimmt und nach je 2 Millionen Umdrehungen solange vergrößert, bis infolge der Verlagerung die Kupplung zerstört oder der Dauerbetrieb unmöglich wurde. Die Drehzahl lag bei allen Versuchen zwischen 1150 und 1250 1/min.

Da bei diesen Versuchen die Kupplungen mehr durch kleine Verlagerungen als durch das übertragene Drehmoment beansprucht werden sollten, lief der Generator im Leerlauf, d. h. unbelastet mit.

Bei dem Dauerversuch mit der Conti-Scheibenkupplung wurde bei $2,2^\circ$ der Lagerdruck so groß, daß sich die Lager schon nach 10 Minuten heißgelaufen hatten. Der Gummi hatte sich bei dieser Beanspruchung nur an kleinen Stellen von den Eisenscheiben, auf die er aufvulkanisiert war, abgelöst. Die Conti-Ringkupplung wurde bis zu 3° verlagert. Bei dieser Verlagerung war der Lauf des Versuchsstandes so unruhig, daß die Anlage abgeschaltet werden mußte. Gleichzeitig hatten sich die Lager sehr stark erwärmt.

Die Bibby-Kupplung erwärmte sich bei dem Dauerversuch bei 1° nicht wesentlich. Bei $2,9^\circ$ wurden die Verlagerungsversuche an dieser Kupplung abgeschlossen, da die Temperatur im Innern der Kupplung auf etwa 100°C angestiegen war; hierdurch war das Fett geschmolzen und größtenteils herausgelaufen. Die Schlangenfedern waren hierbei noch nicht zerstört, hatten aber Scheuerstellen und waren am Rande rotbraun gefärbt.

Ähnlich verlief der Dauerversuch an der Elcard-Kupplung. Diese mußte bei $2,3^\circ$ nach 40 Minuten Betriebsdauer abgeschaltet werden, da die Kupplungstemperatur zu hoch war ($T \approx 70^\circ\text{C}$).

Bei der Forst-Kupplung brachen zwei Stäbe bei einem Winkel von 2° . Durch die Hitze war das Fett teerig geworden.

Die Erwärmung der Voith-Kupplung war nicht so hoch. Bei $2,3^\circ$ rissen 3 Federn; hierbei hatte sie sich auf etwa 40° erwärmt. Der Lauf war bei diesem Winkel noch verhältnismäßig ruhig.

Die Flender-Kupplung erwärmte sich bei den Dauerversuchen fast gar nicht. Bei 1° Verlagerung hatten die Eisenklauen auf den Gummiklötzen stark gekämmt und den Gummi herausgemahlen. Infolgedessen scheuerten Eisenteile der beiden Kupplungshälften aufeinander. Die Kupplung lief hierdurch stoßhaft und mußte abgestellt werden, da die Lager durch den unruhigen Lauf sehr heiß wurden.

E. Zusammenfassung

In dieser Arbeit wurden elastische Kupplungen untersucht. Es sind die Dämpfungswerte und Resonanzkurven verschiedener Kupplungen in einem Wackelprüfstand aufgenommen worden. Die verhältnismäßige Dämpfung ψ wurde bei verschiedenen Verdrehungsausschlägen bestimmt; sie liegt bei den untersuchten Kupplungen zwischen $\psi = 0,1 \rightarrow 1,0$. Die bei den Schwingungen aufgenommenen Resonanzkurven $\zeta_{20} = f(n)$ sind von der Form der statischen Eichkurve abhängig. Kupplungen mit gerader statischer Eichkurve lieferten Resonanzkurven mit einem schmalen Resonanzgebiet, während bei gebogener statischer Eichkurve breite Resonanzgebiete auftraten.

Durch die Federzahl c der Kupplung und das Trägheitsmoment der schwingenden Massen ist die Eigenschwingungszahl bestimmt. Die Federzahl c ist bei Kupplungen mit gebogener statischer Eichkurve nicht konstant, sondern ändert sich mit dem Verdrehungswinkel ζ_{20} . Die Größe der Federzahl wurde bei verschiedenen Verdrehungswinkeln ζ_{20} aus der statischen Eichkurve und dynamisch aus der schwingenden Masse und der Eigenschwingungszahl bestimmt.

Ferner wurde in dem Wackelprüfstand der größte Verdrehungswinkel, um den die Kupplungen ohne Zerstörung im Dauerbetrieb schwingen konnten, ermittelt.

Die Kupplungen wurden ferner in einem Prüfstand auf winklige Verlagerungen untersucht. Der Verlagerungswinkel wurde allmählich so stark vergrößert, bis die Kupplungen zerbrachen oder der Betrieb gestört wurde.

In dieser Arbeit soll kein Urteil über die Güte der einzelnen Kupplungen abgegeben werden. Die Brauchbarkeit einer Kupplung richtet sich nach den jeweils vorliegenden Betriebsbedingungen; sie hängt davon ab, ob eine große oder kleine Federzahl, eine große Dämpfung, Dauerfestigkeit oder Verlagerungsfähigkeit usw. die Hauptanforderungen sind, die an die Kupplung gestellt werden. Die Dämpfung ist nur einer von den Werten, die für die Auswahl einer Kupplung wichtig sein können; sie ist aber durchaus nicht der wichtigste oder alleinige Wert, von dem die Bewährung einer Kupplung in der Praxis abhängt.

Schrifttum

1. O. Fö p p l : Grundzüge der technischen Schwingungslehre. 2. Auflage. Berlin, Julius Springer, 1931.
2. O. Fö p p l : Technische Schwingungslehre, 2. Band: „Aufschaukelung und Dämpfung von Schwingungen“. Berlin, Julius Springer, 1936.
3. E. K ü c h l e r : Untersuchungen an scheibenförmigen Resonanz-Drehschwingungsdämpfern. Mitt. des Wöhler-Instituts, Heft 23. Friedr. Vieweg & Sohn, Braunschweig.
4. W. K n a c k s t e d t : Die Werkstoffdämpfung bei Drehschwingungen. Mitt. des Wöhler-Instituts, Heft 4. Friedrich Vieweg & Sohn, Braunschweig.
5. E. L e h r : Schwingungstechnik, I und II. Julius Springer, Berlin, 1930 und 1934.
6. V. R e m b o l d u. J. J e h l i c k a : Das Verhalten federner Kupplungen im Betrieb. Zeitschr. Forschung auf dem Gebiet des Ingenieurwesens Mai/Juni 1937.
7. F. G. A l t m a n n : Drehfedernde Kupplungen. VDI.-Zeitschrift 1936, Seite 245 und 1281.
8. B. S t e i n b o r n : Die Dämpfung als Qualitätsmaß für Gummi. Mitt. des Wöhler-Instituts, Heft 31. Friedrich Vieweg & Sohn, Braunschweig, 1937.
9. G. P i e l s t i c k : Schwingungsdämpfende Hülsenfedern. Mitt. Forsch.-Anst. GHH.-Konzern, Band 4, Heft 5, Seite 123. (1936)

Lebenslauf

Ich wurde am 14. Oktober 1912 in Sarnau (Kreis Marburg) als Sohn des technischen Reichsbahnoberinspektors Karl Brink geboren. Ostern 1919 trat ich in die Vorschule des Gymnasiums zu Hann.-Münden ein. Ab Herbst 1924 besuchte ich das Wilhelms-Gymnasium zu Kassel und bestand hier 1931 die Reifeprüfung.

Nach einer halbjährigen praktischen Tätigkeit in den Eisenbahnwerkstätten Kassel studierte ich ab Herbst 1931 Elektrotechnik an der Technischen Hochschule Braunschweig. Ostern 1936 bestand ich hier die Hauptprüfung.

Ab Mai 1936 bin ich im Wöhler-Institut der Technischen Hochschule Braunschweig als Hilfsassistent tätig und begann gleichzeitig mit der Ausführung vorliegender Arbeit.

Braunschweig, den 1. Oktober 1937.

Karl Brink