

Reibungsfedern RINGFEDER® im Maschinenbau



Wichtige Formelzeichen und Abmessungen (mit Seitenhinweisen)

		Seite
a	Beschleunigung [m/sec ²]	18
b/2	halbe Ringbreite [mm]	19, 20
c	Federsteifigkeit [kN/mm]	6, 14, 16, 17, 41
D	Dämpfung [%]	3, 7, 10, 31, 41
D ₁	Außendurchmesser [mm]	20, 22
d ₁	Innendurchmesser	20
D ₂	Außenführungsdurchmesser	8, 21, 30, 41
d ₂	Innenführungsdurchmesser	21, 30, 41
d _s	Ausnutzbarer Durchmesser bei Schlitzringen	21
e	Elementenzahl	6, 19
e _s	Anzahl der Schlitzelemente	12
F	Federendkraft [kN]	3, 10, 14, 20, 22
F _B	Betriebskraft	14, 23, 24, 25, 41
F _R	Rückstoßkraft	10
F _V	Vorspannkraft	14, 41
F _W	Schließkraft des Schlitzringes („weicher Anhub“)	21
g	Erdbeschleunigung [m/sec ²]	24, 25
G _e	Gewicht eines Elementes [kg]	21
G _s	Gewicht des Schlitzelementes	21
h	Fallhöhe [m]	24
h _n	Rückstoßhöhe	24
h _e	Elementenhöhe [mm]	19, 20
h _s	Elementenhöhe des Schlitzringes	21
L ₀	Ungespannte Länge [mm]	19, 31
L _V	Vorgespannte Länge	8, 14, 28, 29, 41
L _{BL}	Blocklänge	7
N	Lastspielzahl	27, 41
n	Belastungsfrequenz [1/min]	26, 41
S	Ausnutzbarer Federweg [mm]	14
S _B	Betriebsfederweg	14, 23, 24, 25, 41
S _e	Elementenfederweg	3, 19, 20
S _{ges}	Gesamtfederweg	2, 10, 14, 19
S _s	Gesamtfederweg für ein Schlitzelement	21
S _V	Vorspannweg	14
S _W	Federweg bis Schließen des Schlitzringes („weicher Anhub“)	21
v	Geschwindigkeit [m/sec]	9, 18, 23
W	Federarbeit [J]	14, 19, 23, 41
W _B	Betriebsarbeit	14, 23
W _e	Arbeit eines Elementes	19, 20
t	Umgebungstemperatur [°C]	9, 26, 31, 41
η _A	Gestaltnutzwert	5
η _G	Gewichtsnutzwert [J/kg]	5

Inhaltsverzeichnis

1. Beschreibung der Reibungsfeder RINGFEDER®	
1.1 Kennzeichen	Seite 2
1.2 Verwendungsmöglichkeiten	Seite 4
1.3 Einige Vorteile der Reibungsfeder RINGFEDER®	Seite 5
2. Das Kraft-Weg-Diagramm	
2.1 Aufbau der Diagramme mit geschlossenen Ringen	Seite 10
2.2 Kraft-Weg-Diagramm beim Einbau geschlitzter Innenringe	Seite 12
2.3 Vergleich linearer mit geknickten Diagrammen	Seite 13
2.4 Notwendige Vorspannung von Reibungsfedern RINGFEDER®	Seite 14
2.5 Gegeneinander verspannte Federn	Seite 15
2.6 Parallel- und Serienschaltung von Federn	Seite 16
2.7 Zulässige Stoßkraft und Beschleunigung	Seite 18
3. Auswahl einer geeigneten Feder	
3.1 Aufbau einer Reibungsfeder RINGFEDER®	Seite 19
3.2 MASSTABELLE	Seite 20
3.3 Bereich möglicher Reibungsfedern RINGFEDER®	Seite 22
3.4.1 Berechnungsgrundlagen des „Horizontalen Stoßes“	Seite 23
3.4.2 Berechnungsgrundlagen des „Freien Falls“	Seite 24
3.4.3 Berechnungsgrundlagen der „Schiefen Ebene“	Seite 25
3.5 Einfluß der Belastungsfrequenz auf die Temperatur	Seite 26
3.6 Lebensdauer und Auslastung	Seite 27
3.7 Beispiele zur Federauslegung	Seite 28
4. Konstruktionshinweise	
4.1 Führung	Seite 30
4.2 Abdichtung	Seite 30
4.3 Hubbegrenzung	Seite 30
4.4 Montage	Seite 30
4.5 Schmierung und Wartung	Seite 31
4.6 Toleranzen	Seite 31
4.7 Vorspannung	Seite 32
4.8 Prinzipskizzen ungünstiger Lösungen	Seite 33
4.9 Konstruktionsbeispiele	Seite 34
5. Puffer	
5.1 Ausführungen von Industrie-Puffern	Seite 38
5.2 Tabelle der serienmäßigen Industrie-Puffer	Seite 39
Anhang	
Nahtlos gewalzte Profilringe	Seite 40
Fragebogen	
Daten für die Anfrage	Seite 41

1. Beschreibung der Reibungsfeder RINGFEDER®

Reibungsfedern RINGFEDER® werden im allgemeinen Maschinenbau eingesetzt, wenn große Bewegungsenergien aufgenommen und gedämpft werden müssen oder Federn für hohe Kräfte bei relativ geringen Abmessungen benötigt werden.

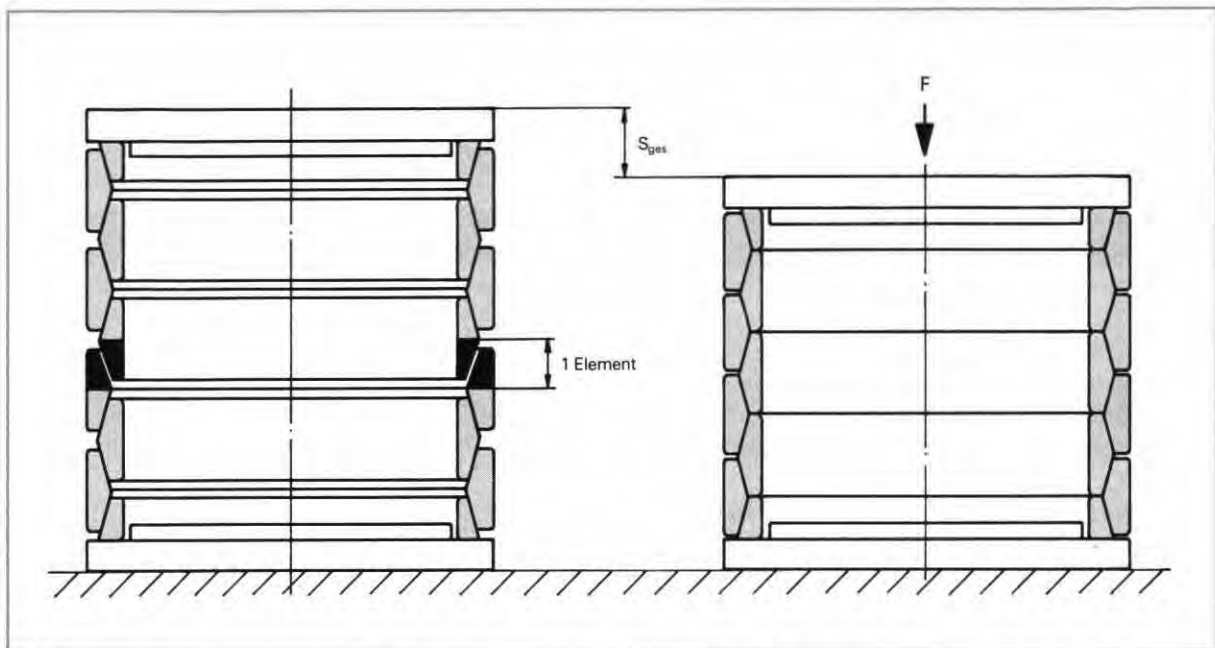


Bild 1
Reibungsfeder RINGFEDER®, bestehend aus 4 Außenringen, 3 Innenringen und 2 halben Innenringen. Die Feder besteht aus 8 Elementen.

1.1 Kennzeichen

Reibungsfedern RINGFEDER® bestehen aus geschlossenen Außen- und Innenringen, die sich auf ihren Kegelflächen berühren. Bild 1 zeigt eine Feder im Schnitt. Als **Federelement** bezeichnet man eine wirksame Kegelfläche, d. h. einen halben Innen- und einen halben Außenring. Dementsprechend besteht die Feder des Bildes aus acht Elementen.

Wird die Federsäule in Richtung der Achse belastet, so schieben sich die Konusflächen ineinander und bewirken, daß sich die Außenringe dehnen und die Innenringe im Durchmesser verkleinern.

Um dieses Prinzip zu erläutern, stellt man sich zunächst einen Stahlkegel und einen dehnbaren Ring, z. B. aus Kunststoff, vor (Bild 2). Wird nun die Kraft F aufgebracht, so schiebt sich der Kegel in den Ring. Hierbei wird der Kunststoffring aufgeweitet. Der zurückgelegte Weg entspricht $\Delta R / \tan \beta$.

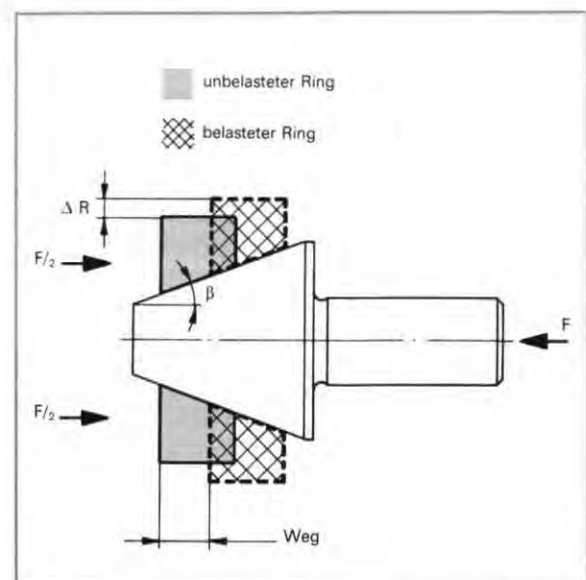


Bild 2
Durchmesseränderung durch radiale Kräfte.

Da bei der Reibungsfeder RINGFEDER® sowohl die Außen- als auch die Innenringe aus Federstahl gefertigt werden, tritt bei entsprechend hohen Kräften eine elastische Stauchung (Δr) auch am inneren Ring auf. Analog zum aufgeführten Modell gilt für den Federweg an einem Element (Elementfederweg s_e)

$$s_e = \frac{\Delta R + \Delta r}{\tan \beta}$$

Um die Größenordnung der Verformung zu verdeutlichen, sei ein mittlerer Durchmesser D_m von 200 mm für den Außenring bei einer zulässigen Zugspannung von $\sigma_z = 1100 \text{ N/mm}^2$ angenommen:

$$\Delta R = \frac{\sigma_z}{E} \cdot \frac{D_m}{2} \cong 0,52 \text{ mm}$$

Für den Innenring gelte eine zulässige Druckspannung von z.B. $\sigma_D = 1350 \text{ N/mm}^2$ bei einem mittleren Durchmesser $d_m = 180 \text{ mm}$

$$\Delta r = \frac{\sigma_D}{E} \cdot \frac{d_m}{2} \cong 0,58$$

Der Federweg s_e eines Elementes beträgt also

$$s_e = \frac{\Delta R + \Delta r}{\tan \beta} = 4,4 \text{ mm}$$

für einen angenommenen Winkel von 14° .

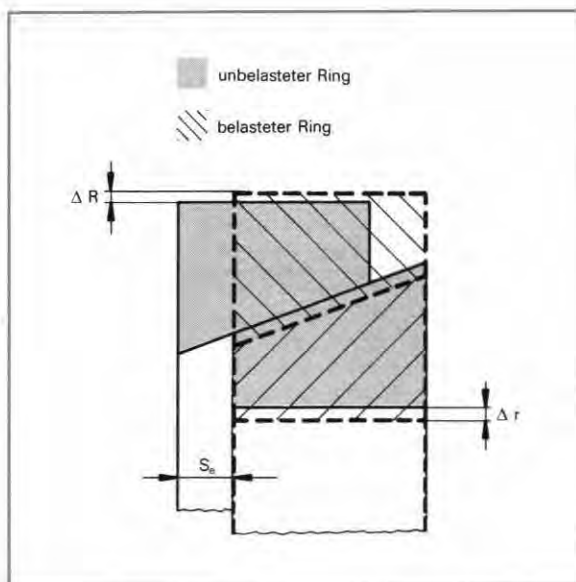


Bild 3
Schematische Darstellung beider Durchmesseränderungen und des hieraus resultierenden Federweges s_e an einem Element.

Der Gesamtfederweg der Reibungsfeder ergibt sich aus der Anzahl der Elemente, während sich die Federkraft nicht mit der Elementzahl ändert (vergleichbar mit dem wechselsinnigen Schichten von Tellerfedern oder mit der Anzahl der federnden Windungen einer Schraubenfeder).

Spannungsverteilung in den Ringen

Im Gegensatz zu anderen Federn verteilen sich die Umfangsspannungen nahezu gleichförmig über die Querschnittsfläche: bei einer Reibungsfeder RINGFEDER® ist daher jedes Volumenelement gleichmäßig ausgenutzt, so daß sich ein geringeres Federgewicht gegenüber anderen Federarten ergibt (Blattfedern, Tellerfedern, Schraubenfedern, Spiralfedern, Torsionsstäbe, Evolutfedern usw.). Deren Querschnitte müssen nach den maximalen Randspannungen dimensioniert werden, während die mittleren Fasern unbelastet bleiben.

Dämpfung der Reibungsfeder RINGFEDER®

Das besondere Kennzeichen der Reibungsfeder RINGFEDER® ist die starke Reibungsdämpfung von etwa zwei Dritteln der eingeleiteten Energie. Nähere Einzelheiten siehe Abschnitt 2.1 „Das Kraft-Weg-Diagramm der Reibungsfeder RINGFEDER®“. Eine Senkung der Dämpfung ist aber z.B. durch Änderung des Schmiermittels möglich. (siehe Abschnitt 4.5).

Schmierung

Die Gleitflächen der Ringe werden ab Werk mit Spezialfett geschmiert (Lebensdauerschmierung).

Außerdem eignen sich Mineralöle, synthetische Öle und unbrennbare Hydraulikflüssigkeiten (Wasserglykole, organische Ester) gut zur Schmierung der Reibungsfeder RINGFEDER®. Diese sollten jedoch nur nach Rücksprache eingesetzt werden (siehe auch Seite 31).

Lieferprogramm

Reibungsfedern RINGFEDER® können in jeder Größenordnung gefertigt werden. Unser serienmäßiges Lieferprogramm umfaßt Federn von 18 mm bis 400 mm Durchmesser mit Endkräften von 5 kN bis 1800 kN. Die Endkraft steigt in erster Näherung mit dem Quadrat des Durchmessers:

$$F \sim D_1^2$$

Eine graphische Darstellung der Abhängigkeit von Kraft und Durchmesser befindet sich auf Seite 22.

Die größten bisher gelieferten Reibungsfedern RINGFEDER® waren für eine Endkraft von 5000 kN ausgelegt. In der Maßtabelle auf Seite 20 ist auch das Herstellungsverfahren (gewalzt oder gedreht) eingetragen.

1.2 Verwendungsmöglichkeiten

Reibungsfedern RINGFEDER® werden im allgemeinen Maschinenbau in den verschiedenartigsten Einrichtungen eingesetzt; die Aufgaben, welche die Federn hierbei zu erfüllen haben, lassen sich grob in drei Gruppen einteilen:

- Federn für Kraftausgleich
- Federn für Energieausgleich
- Federn für Spielausgleich

Diese Einleitung läßt sich nicht immer eindeutig anwenden. In vielen Fällen dient die Feder auch mehreren Zwecken gleichzeitig. Einige Beispiele hierzu befinden sich auf der Rückseite dieses Kataloges.

Federn für Kraftausgleich

Hierunter sollen diejenigen Anwendungsfälle verstanden werden, bei denen statt der aufnehmbaren Federarbeit der Zusammenhang zwischen Belastungskraft und Federweg im Vordergrund steht. Das ist z. B. der Fall, wenn eine Feder als Kraftmeßeinrichtung arbeitet und nach einem vorgegebenen Federweg – dem eine bestimmte Kraft zugeordnet ist – ein Endschalter anspricht.

Kraftausgleich liegt auch dann vor, wenn eine Feder als Überlastsicherung dient: In den kraftübertragenden Teilen befindet sich eine Feder, die mit F_v vorgespannt ist (Bild 4). Solange die übertragene Kraft unterhalb F_v bleibt, verhält sich die Feder wie eine **starre Säule**; wird der Wert überschritten, erlaubt die Feder ein elastisches Ausweichen um den Betrag Δs . Je geringer man dabei den zulässigen Kraftanstieg ΔF wählt, je flacher also die Federkennlinie verläuft, desto größer werden der Vorspannweg s_v und damit der Gesamtfederweg s_{ges} sowie Länge und Preis der Reibungsfeder RINGFEDER®.

Bei der Anwendung als Überlastsicherung ist zu beachten, daß – wie auf Seite 32 beschrieben – die Vorspannkraft F_v nicht mehr als 50 % der Endkraft F betragen sollte.

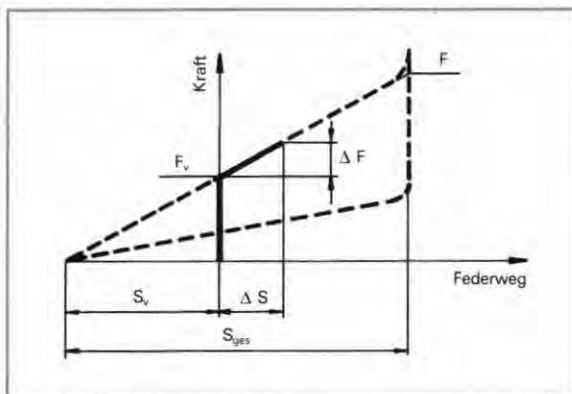


Bild 4
Vorgespannte Reibungsfeder RINGFEDER® als Überlastsicherung. Bei Kräften, die geringer sind als F_v , verhält sich die Feder wie ein starres Bauteil.

Federn für Energieausgleich

Hierbei arbeitet die Feder als Puffer bzw. Stoßdämpfer; sie hat die kinetische Energie einer bewegten Masse vollständig oder teilweise aufzunehmen (Berechnung siehe Abschnitt 2.7).

Die Pufferfeder ist in erster Linie nach der aufnehmbaren **Federarbeit W** auszuwählen. Je nach Belastbarkeit der zu schützenden Teile muß man die zulässige Stoßkraft festlegen und danach den erforderlichen Federweg bestimmen.

Federn für Spielausgleich

Als Spielausgleich sei der Einbau von Federn bezeichnet, die Abstandsänderungen zwischen zwei Bauteilen – z. B. infolge Wärmedehnung oder Verschleiß – erlauben.

Sind Reibungsfedern RINGFEDER® als Spannfedern vorgesehen, die eine bestimmte Spann- oder Anpreßkraft aufbringen müssen, so bieten sie für diesen Anwendungsfall im allgemeinen keine Vorteile, weil hier die Reibungsdämpfung nicht genutzt werden kann. Wenn eine Reibungsfeder als Spannfeder arbeitet, gilt die **Rückstoßkennlinie** (untere Kurve des Kraft-Weg-Diagrammes). Soll z. B. die Anpreßkraft 100 kN betragen, so ist zum Zusammendrücken der Feder eine Kraft von 300 kN erforderlich (Bild 5). Da außerdem die höchstzulässige Vorspannkraft mit Rücksicht auf die ruhende Belastung des Schmierfilms auf den Kegelflächen der Ringe bei etwa 50 % der Endkraft liegt (siehe Seite 32), wäre es nötig, eine Reibungsfeder mit ca. 600 kN Endkraft einzubauen.

Bei der Anwendung von Reibungsfedern RINGFEDER® als Wegausgleich ist also zu prüfen, ob die Reibungsdämpfung ausgenutzt werden kann. Ist das nicht der Fall, so kann nach Rücksprache durch konstruktive und tribologische Änderungen der Reibungsfeder RINGFEDER® die Dämpfung reduziert werden.

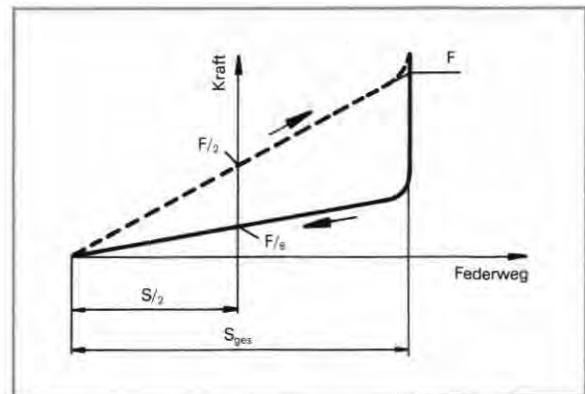


Bild 5
Soll eine Reibungsfeder RINGFEDER® als Spannfeder arbeiten, so ist zu beachten, daß in diesem Fall die Rückstoßkennlinie gilt (dick gezeichnet).

1.3 Vorteil

Hohe Federarbeit bei geringem Gewicht und Volumen

Gestaltnutzwert η_A

Reibungsfedern RINGFEDER® nützen den Federwerkstoff vollständig aus. Im Gegensatz zu anderen Federarten, bei denen die Maximalspannungen nur in den Randfasern auftreten, sind die Zug- und Druckspannungen nahezu gleichmäßig über den Querschnitt verteilt. Das bedeutet, daß Reibungsfedern RINGFEDER® für eine bestimmte Federarbeit nur ein geringes Gewicht und Volumen benötigen.

Als Maß für die Ausnutzung einer Feder dient der Gestaltnutzwert η_A (auch Volumennutzungsgrad genannt); er ist definiert durch die Gleichung

$$W = \eta_A \frac{V \cdot \sigma^2}{2 E}$$

W = Federarbeit σ = maximale Spannung
 V = Federvolumen E = Elastizitätsmodul

Sinngemäß gilt bei schubbeanspruchten Federn

$$W = \eta_A \frac{V \cdot \tau^2}{2 G}$$

τ = max. Schubspannung G = Schubmodul

Für einen Zugstab mit gleichförmiger Spannungsverteilung hat η_A den Wert 1,0. Wie Bild 6 zeigt, erreichen die üblichen Federn nur Nutzwerte bis $\eta_A = 0,5$.

Reibungsfedern RINGFEDER® erzielen jedoch wegen der zusätzlichen Arbeitsaufnahme infolge Reibung den mit Abstand größten Wert $\eta_A = 1,54$.

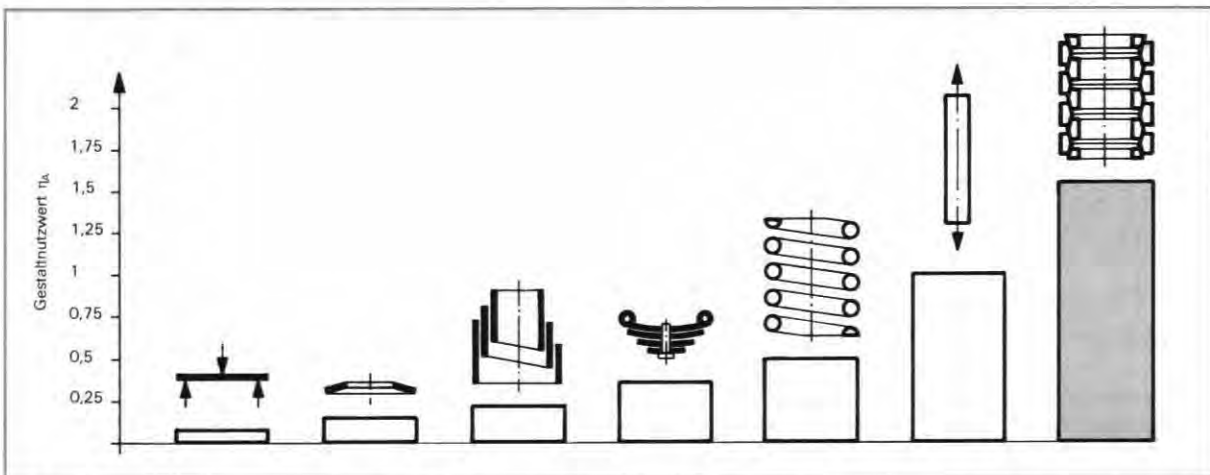


Bild 6 Gestaltnutzwert η_A verschiedener Federbauarten.

Gewichtsnutzwert η_G

Eine für die Praxis noch besser geeignete Kenngröße ist der Gewichtsnutzwert

$$\eta_G = \frac{\text{Arbeit}}{\text{Gewicht}} \text{ in Joule/kg}$$

das ist die auf das Gewicht bezogene Federarbeit. Setzt man für die Arbeit obige Gleichung ein, so erhält man

$$\eta_G = \frac{\eta_A \cdot V \cdot \sigma^2}{2 E \cdot \rho \cdot V} = \frac{\eta_A \cdot \sigma^2}{2 E \cdot \rho}$$

oder:

$$\eta_G = \frac{\eta_A \cdot V \cdot \tau^2}{2 G \cdot \rho \cdot V} = \frac{\eta_A \cdot \tau^2}{2 E \cdot \rho}$$

In Bild 7 sind für einige bekannte Federarten die Gewichtsnutzwerte η_G aufgetragen. Auch hier erreicht die Reibungsfeder RINGFEDER® mit 660 Joule/kg den höchsten Wert.

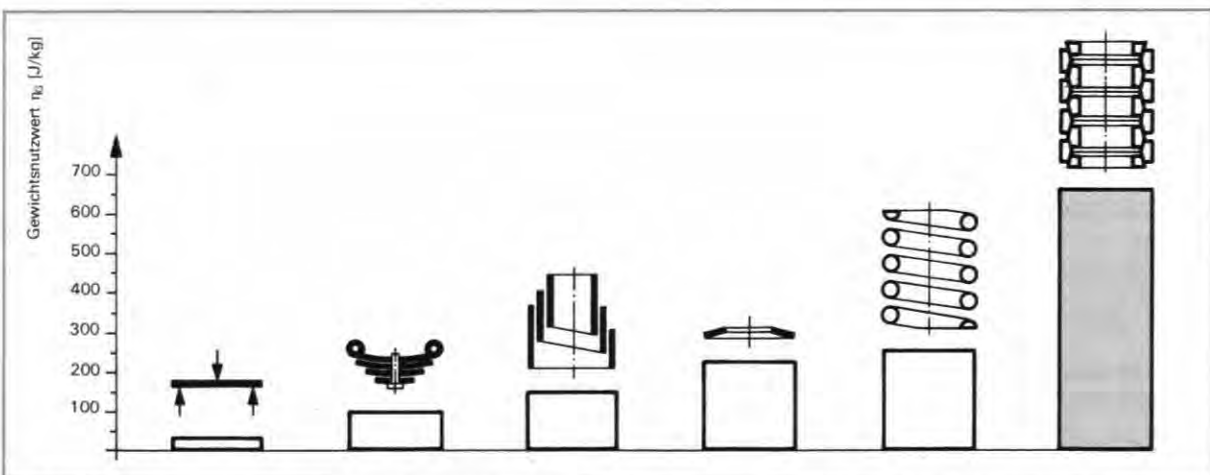


Bild 7 Gewichtsnutzwert η_G verschiedener Federbauarten (berechnet mit mittleren Werten der üblichen Spannungen).

Vorteil

Kennlinie durch Wahl der Ringzahl veränderlich

Reibungsfedern RINGFEDER® sind aus gleichartigen Innen- und Außenringen aufgebaut. Durch Verändern der Elementenzahl kann jeder beliebige Federweg und damit jede Federsteifigkeit c erreicht werden. Wie aus Bild 8 hervorgeht, bleibt die Endkraft für unterschiedliche Elementenzahlen gleich, während sich der Federweg und die Federlänge ändern.

Reibungsfedern RINGFEDER® bieten außerdem den Vorteil, daß bei Beschädigung eines einzelnen Ringes nicht die gesamte Feder unbrauchbar wird, wie das bei einteiliger Ausführung (z. B. Schraubenfeder, Torsionsstab, Spiralfeder, Evolutfeder usw.) der Fall ist, sondern daß sich lediglich das Kraft-Weg-Diagramm im Verhältnis zur gesamten Ringzahl ändert. Nach dem Auswechseln des Ringes arbeitet die Feder wieder einwandfrei.

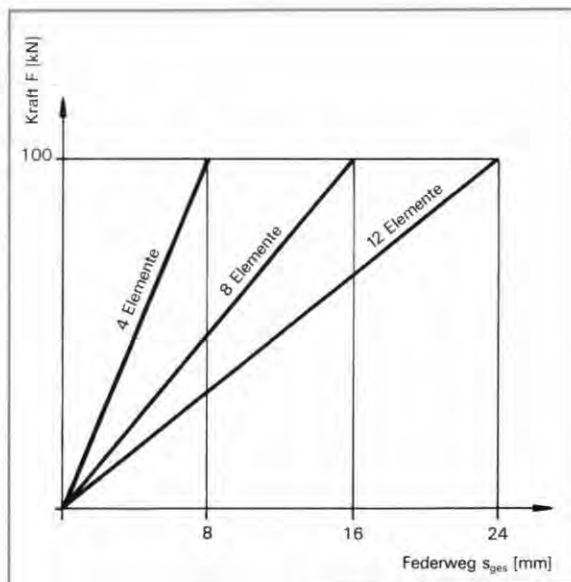


Bild 8
Änderung der Federkennlinie (nur Belastungskurve gezeichnet) durch Wahl verschiedener Elementenzahlen. (Hier Beispiel einer Reibungsfeder RINGFEDER® Säule aus Ringen des Typs 1311).

Vorteil

Lineare Kennlinie, daher niedrige Stoßkräfte

Reibungsfedern RINGFEDER® arbeiten häufig als Puffer, welche die kinetische Energie einer bewegten Masse aufzunehmen haben. Die entscheidende Größe ist hier also die **Federarbeit**. Um die Konstruktionsteile zu schützen, strebt man möglichst niedrige Kräfte in der Endlage an. Nicht selten wird die hohe Endkraft eines Puffers als Vorteil angesehen; das Gegenteil ist jedoch der Fall: Puffer sollen eine möglichst große Arbeitsaufnahme **bei geringer Endkraft haben**.

Bild 9 zeigt als Vergleich zwei Federkennlinien mit **gleicher Federarbeit** und gleichem Hub. Wie man sieht, erreicht die Feder mit progressivem Diagramm II eine wesentlich höhere Stoßkraft als Feder I mit linearer Kennlinie.

Während der progressive Verlauf der Federkennlinie für bestimmte Zwecke durchaus vorteilhaft sein kann, ist also ein derartiges Diagramm für die Anwendung als Pufferfeder abzulehnen.

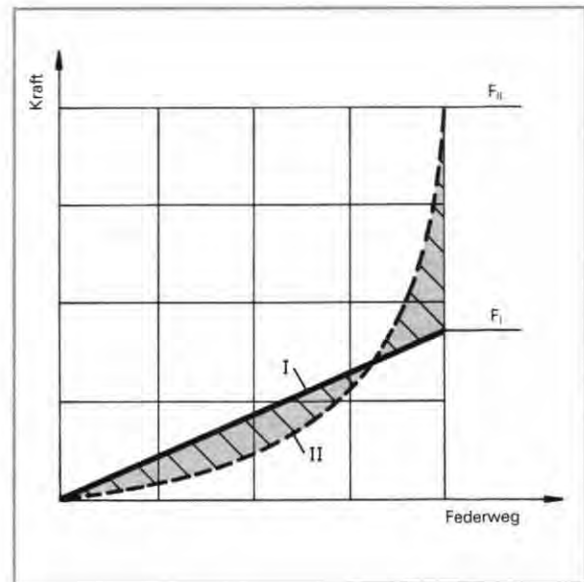


Bild 9
Vergleich zweier Kraft-Weg-Diagramme mit gleichem Federweg und gleicher Arbeitsaufnahme (die beiden gekennzeichneten Flächen stimmen überein). Die Feder II mit progressivem Diagramm benötigt dabei eine wesentlich höhere Endkraft als eine Reibungsfeder RINGFEDER® mit linearer Kennlinie.

Vorteil

In Blockstellung überlastungssicher

Reibungsfedern RINGFEDER® sind als Blockfedern konstruiert (Ausnahme Typ 1316), d.h. bei maximalem Federweg berühren sich die Innenringe auf ihren Planflächen und bilden eine starre Säule (Bild 10).

Der Federweg je Element ist ein Maß für die Ringdehnung und damit für die auftretenden Umfangsspannungen; es ist also sichergestellt, daß die **zulässigen Spannungen nicht überschritten** werden können. Reibungsfedern RINGFEDER® erleiden keinen Schaden, wenn sie in einer Ausnahmesituation z.B. mit einer Kraft oberhalb der Maximalkraft F (Nennwert) belastet werden. Im konkreten Anwendungsfall sollte man diesen Belastungszustand allerdings vermeiden, weil die Feder in der Blockstellung nicht mehr wirksam ist. Wegen des steilen Anstiegs im Kraft-Weg-Diagramm können sich hohe Kraftspitzen ergeben, welche die Konstruktionsteile gefährden, die ja gerade vom Puffer geschützt werden sollten.

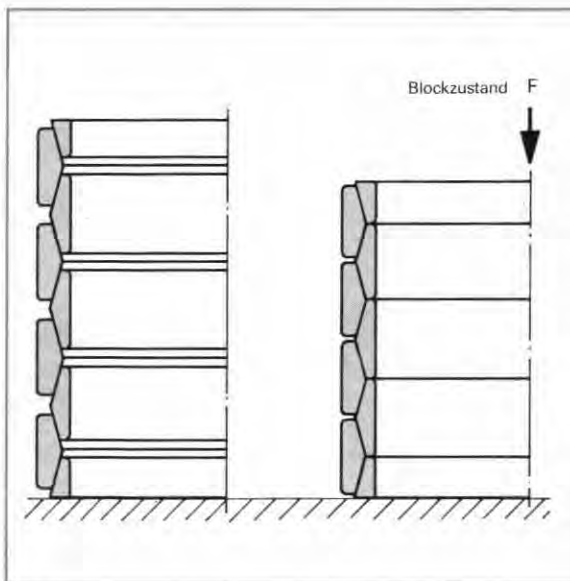


Bild 10

Bei Belastung mit der Endkraft F berühren sich die Innenringe auf ihren Planflächen und bilden eine starre Säule. Damit sind die max. Ringdehnungen und -spannungen festgelegt; diese Werte können nicht überschritten werden.

Vorteil

Starke Reibungsdämpfung D

Die Dämpfung der in diesem Katalog aufgeführten Reibungsfedern RINGFEDER® beträgt etwa 66 %; das bedeutet, daß zwei Drittel der eingeleiteten Energie in Wärme umgewandelt und damit dem Stoßsystem entzogen werden. Dadurch klingen Schwingungen und Stöße sehr schnell ab. Ist die dämpfende Feder sowohl in Druck- als auch in Zugrichtung wirkend eingebaut, dann tritt bei einem Schwingungsvorgang zweimal der Energieentzug auf.

Die eingeleitete Energie E_0 nimmt mit der Anzahl der Schwingungen z nach folgender Beziehung ab

$$\frac{E_z}{E_0} = (1 - D)^{2z} \cdot 100 \text{ in } \%$$

In Bild 11 ist diese Funktion für verschiedene Werte der Dämpfung D (in %) aufgetragen. Bei Reibungsfedern RINGFEDER® mit $D = 66\%$ ist die eingeleitete Energie schon nach zwei Schwingungen auf 1,3 % des Ausgangswertes abgesunken! Damit werden Resonanzerscheinungen vollständig unterdrückt.

Durch Ändern des Kegelwinkels und des Reibbeiwertes (siehe Seite 31) ist es grundsätzlich möglich, die Dämpfung der Reibungsfeder zu beeinflussen.

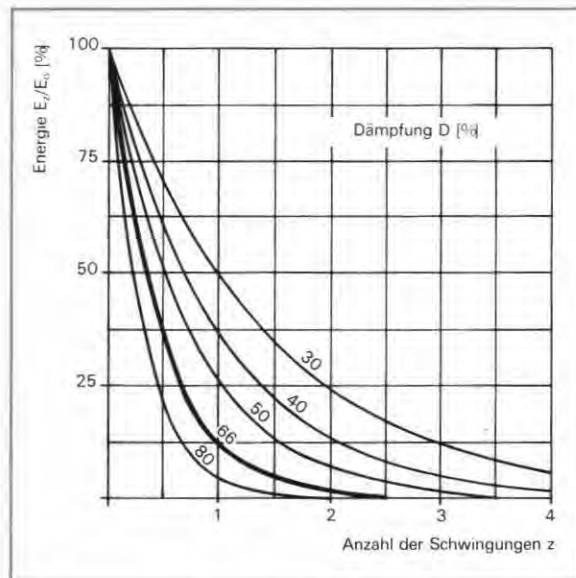


Bild 11

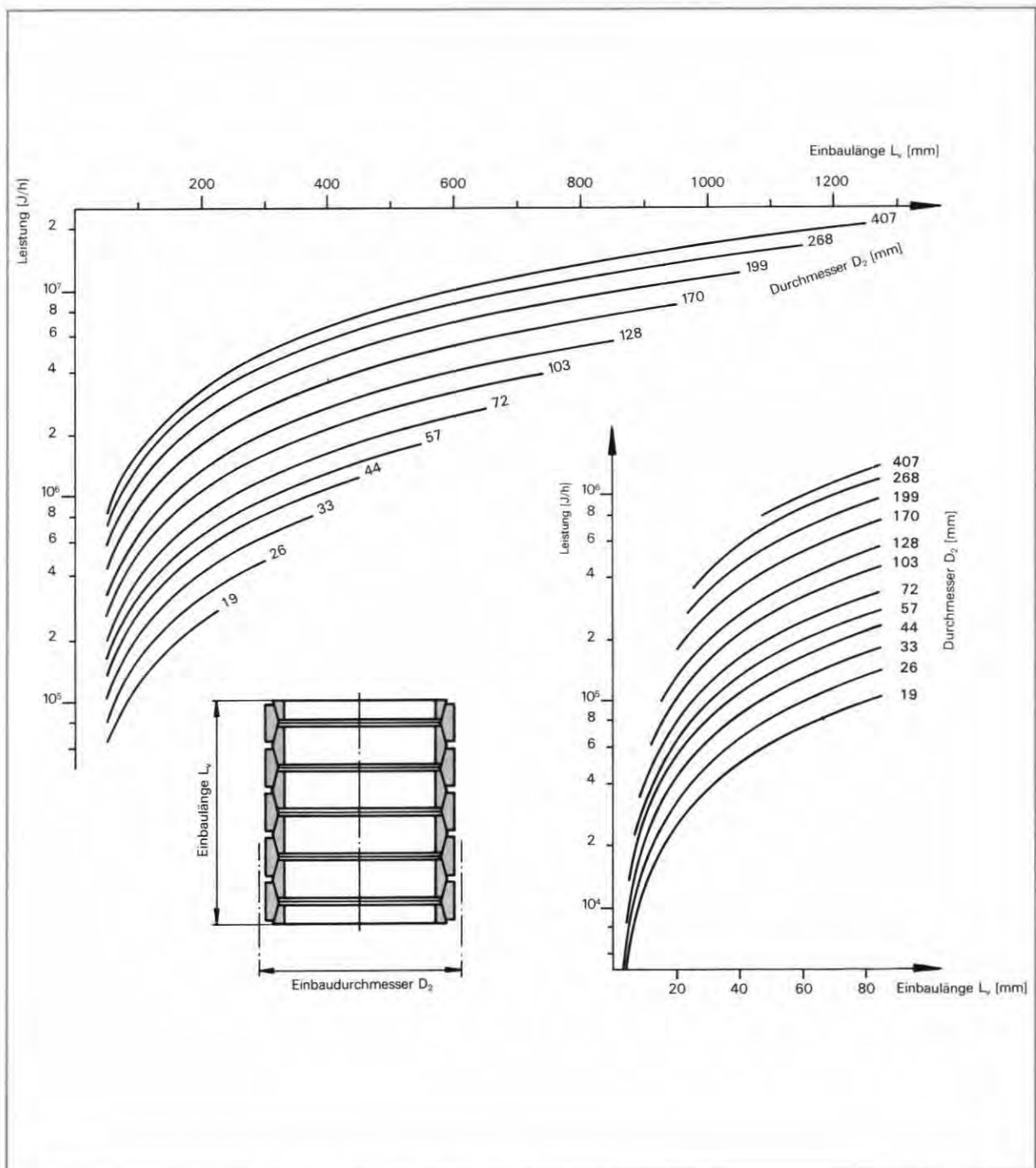
Abnahme der Energie E_z (bezogen auf den Ausgangswert E_0) in Abhängigkeit von der Schwingungszahl z bei verschiedenen Dämpfungswerten.

Vorteil

Hohes Leistungsvermögen

Zur Veranschaulichung der hohen Leistungsfähigkeit der Reibungsfeder RINGFEDER® ist im Bild 12 die maximale Energieaufnahme pro Stunde bei Raumtemperatur und einer zulässigen Erwärmung um 50°C dargestellt. Die Grafik beruht auf einer Zusammenfassung der zulässigen Belastungsfrequenz (Seite 26) und der Federarbeit der einzelnen Typen bzw. Durchmesser in Bezug auf die notwendige Einbaulänge. (Es handelt sich hierbei lediglich um einen Auszug aus dem Serienprogramm.)

Für eine überschlägige Bestimmung der Baugröße ist an der einen Achse die maximale Energieaufnahme pro Stunde (J/h) einzusetzen. Aus den Schnittpunkten mit den Kurven ergeben sich die Mindesteinbaulängen L_v und die zugehörigen Einbaudurchmesser D_2 . Die Federtypen können dann aus der Tabelle auf Seite 21 entnommen werden. Die Nachrechnung des überschlägigen Ergebnisses aus der Grafik ist aus Sicherheitsgründen erforderlich. Ein Beispiel unter Berücksichtigung der geforderten Lebensdauer sowie der Arbeitsaufnahme pro Hub befindet sich auf Seite 28.



Vorteil

Unabhängigkeit der Kennlinie von der Belastungsgeschwindigkeit

Das Kraft-Weg-Diagramm der Reibungsfeder RINGFEDER® gilt unter allen Betriebsbedingungen; die Belastungsgeschwindigkeit hat nahezu keinen Einfluß. Bild 13 zeigt ein dynamisches Kraft-Weg-Diagramm, das bei einer Belastung unter der Kurbelpresse aufgenommen wurde (Schirmbildfoto vom Elektronenstrahl-Oszillografen). Aus der Größe der Dämpfungsfläche erkennt man, daß sich der Reibwert gegenüber einer langsamen Belastung („statisches Diagramm“) nicht geändert hat: die größte Kraft beträgt 6 Skalenteile; die Rückstoßkraft hat einen Wert von 2 Teilen – also nur ein Drittel der Maximalkraft.

Im Gegensatz zu geschwindigkeitsabhängigen Federsystemen bieten Reibungsfedern auch bei langsamster Belastung die volle Federarbeit und Dämpfung. Beim Vergleich mit anderen Bauarten ist also unbedingt darauf zu achten, für welche Belastungsgeschwindigkeit die Diagrammdaten gelten und in welchem Maße Federarbeit und Dämpfung mit sinkender Geschwindigkeit abnehmen!

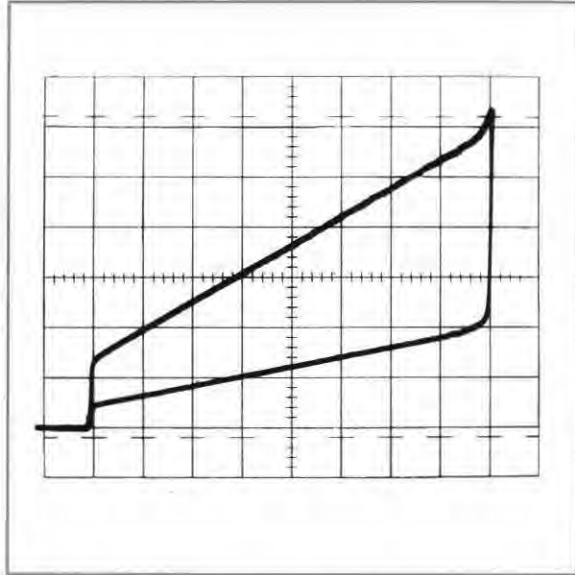


Bild 13

Dynamisches Kraft-Weg-Diagramm einer vorgespannten Reibungsfeder RINGFEDER®. Das Verhältnis der Maximalkraft F zur Rückstoßkraft F_R zeigt, daß sich der Reibwert nicht geändert hat.

Vorteil

Unabhängigkeit des Diagramms von der Temperatur

Bei Feder- und Dämpfungseinrichtungen, die aus synthetischem Werkstoff bestehen oder welche die Viskosität einer Flüssigkeit ausnutzen, wird das Kraft-Weg-Diagramm durch Temperaturschwankungen und Eigenerwärmung beeinflusst.

Die Kennlinie einer Stahlfeder bleibt jedoch – innerhalb gewisser Grenzen – davon unabhängig. Reibungsfedern RINGFEDER® lassen sich im Temperaturbereich von -40°C bis $+80^\circ\text{C}$ unproblematisch einsetzen.

Sollten höhere Temperaturen im Einsatzfall vorliegen, so ist Rücksprache mit uns zu nehmen, da dann Schmierstoffänderungen erfolgen müssen.

Vorteil

Reproduzierbarkeit der Kennlinie

Auch wenn das Diagramm einer Feder weder von der Temperatur noch von der Belastungsgeschwindigkeit abhängt, kann sich die Kennlinie im Laufe der Betriebszeit gegenüber dem Neuzustand verschieben, wenn Setz- oder Ermüdungserscheinungen auftreten.

Das Diagramm der Reibungsfeder RINGFEDER® bleibt dagegen über lange Zeit reproduzierbar, so daß stets die volle Arbeitsaufnahme zur Verfügung steht und die Dämpfung konstant bleibt. Damit hat der Konstrukteur die Gewähr, daß die der Rechnung zugrunde gelegten Daten auch im Laufe der Betriebszeit erhalten bleiben.

2.1 Aufbau der Diagramme mit geschlossenen Ringen

Das elastische Verhalten jeder Feder ist eindeutig durch ihre Kennlinie bestimmt, d. h. durch das Kraft-Weg-Diagramm, welches den Verlauf der Federkraft F in Abhängigkeit vom Federweg s_{ges} zeigt. Das charakteristische Diagramm der Reibungsfeder RINGFEDER® soll im folgenden erläutert werden.

Diagramm bei fehlender Reibung

Nimmt man einmal an, daß auf den Kegelflächen der Ringe keine Reibung wirkt, dann besteht entsprechend dem Hook'schen Gesetz ein linearer Zusammenhang zwischen dem Federweg s_{ges} und der Kraft $F_{elast.}$ zum Verformen der Ringe (Bild 14).

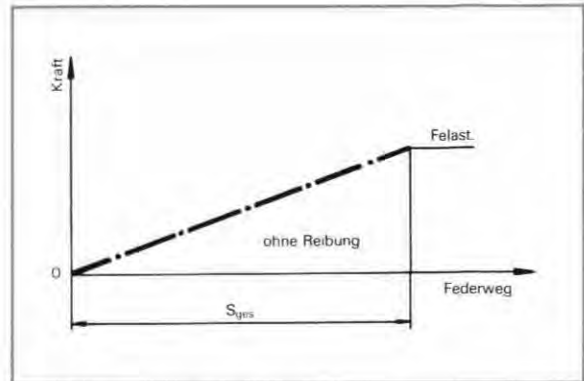


Bild 14 Diagramm ohne Reibung.

Reibkräfte beim Belasten

Die Kraft $F_{elast.}$ ist notwendig, um die Außenringe aufzuweiten und gleichzeitig die Innenringe zu stauchen. Zusätzlich müssen aber auch noch die auf den Kegelflächen wirkenden Reibungskräfte überwunden werden. Die Reibkraft R_1 ist proportional der Kraft $F_{elast.}$, so daß sich die lineare Belastungslinie \overline{OF} ergibt (in Bild 15 dick ausgezogen).

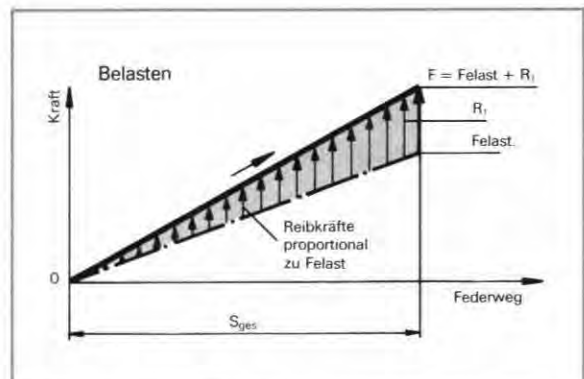


Bild 15 Zusätzliche Reibkräfte beim Belasten.

Reibkräfte beim Entlasten

Da die Reibkraft R_1 nur bei einer Verschiebung der Ringe in Belastungsrichtung auftritt, kann man die Kraft F um den Wert R_1 auf $F_{elast.}$ verringern, ohne daß die Feder entspannt, weil die Umfangsspannungen in den Ringen die einzelnen Federelemente nur mit der Kraft $F_{elast.}$ auseinanderdrücken. Beim Entspannen wirken der Kraft $F_{elast.}$ bremsende Reibkräfte R_2 entgegen (Bild 16), erst wenn die äußere Belastungskraft auf den Wert $F_R = F_{elast.} - R_2$ verringert wird, kann die Feder entspannen (Entlastungskurve $\overline{FR0}$). Die Rückstoßkraft F_R beträgt etwa ein Drittel der Maximalkraft F (bei Normalschmierung).

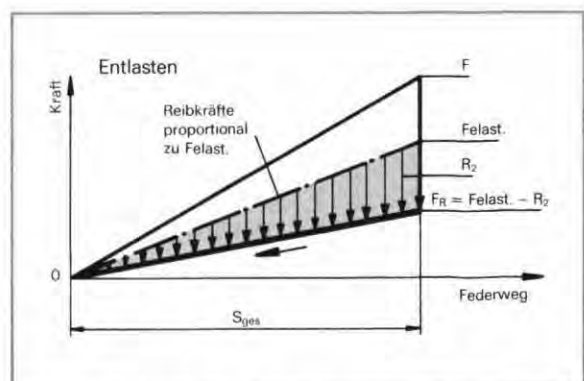


Bild 16 Bremsende Reibkräfte beim Entlasten.

Vollständiges Kraft-Weg-Diagramm

Bild 17 zeigt das endgültige Kraft-Weg-Diagramm der Reibungsfeder RINGFEDER® in der üblichen Darstellung. (Auf Seite 14 wird lediglich das derzeitige „vollständige“ Diagramm noch um die Vorspannung ergänzt.) Das geschlossene Diagramm wird im Uhrzeigersinn durchfahren. Die Fläche zwischen der Belastungskurve \overline{OF} und der Abszisse (Weg-Achse) ist ein Maß für die aufgenommene Federarbeit W , während die schraffierte eingeschlossene Hysteresisfläche die Dämpfung, d. h. den Anteil der in Wärme umgewandelten Energie darstellt.

Den progressiven Verlauf kurz vor Erreichen der Endkraft F findet man bei Reibungsfedern RINGFEDER®, die aus mehr als einem Element bestehen. Er rührt daher, daß sich die Innenringe in dieser Stellung auf ihren Planflächen berühren, wobei die Blockstellung wegen der unvermeidlichen Herstellungstoleranzen nicht an allen Ringen gleichzeitig eintritt.

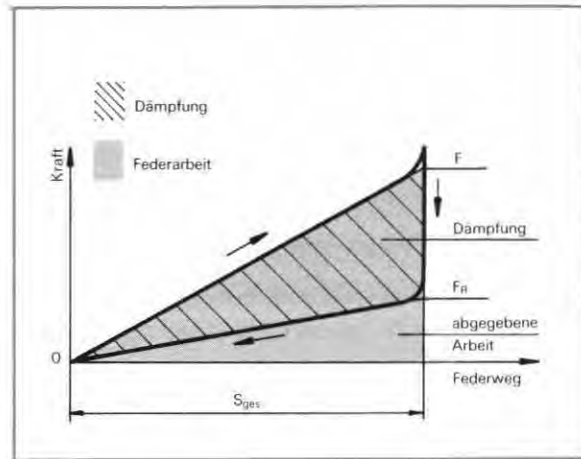


Bild 17
Das Kraft-Weg-Diagramm der Reibungsfeder RINGFEDER®.

Kraftänderung bei Bewegungsumkehr

Bei jeder Umkehr der Bewegungsrichtung ändert sich die Kraft einer Reibungsfeder RINGFEDER® im Verhältnis 3:1 oder 1:3. Wird die Feder z. B. um den Federweg s_1 verkürzt (Bild 18), so ist dafür die Kraft F_1 erforderlich. Die Feder hält die Einfederung s_1 solange bei, bis die Kraft auf $F_2 = F_1/3$ abgesunken ist. Wird nun nach einer Entlastung um den Federweg s_2 auf die Kraft F_3 die Bewegungsrichtung umgekehrt, so muß die Kraft erst auf den 3fachen Wert $F_4 = 3 F_3$ ansteigen, bevor sich die Feder wieder zusammendrücken läßt. Diese Betrachtung hat Gültigkeit für Serienfedern, welche nicht aus Betriebs- oder Anwendungsgründen mit anderen Sonderschmiermitteln oder Winkeln versehen wurden.

Ein eindeutiger Zusammenhang zwischen Federweg und Federkraft besteht also immer nur im Fall der Bewegung, und zwar gilt für die Kompression die obere und für die Expansion die untere Gerade. In den Ruhelagen (Senkrechte $\overline{F_1 F_2}$ oder $\overline{F_3 F_4}$) ist dagegen dem Federweg kein fester Wert der Kraft zugeordnet, es sind lediglich die oberen und unteren Begrenzungen bekannt.

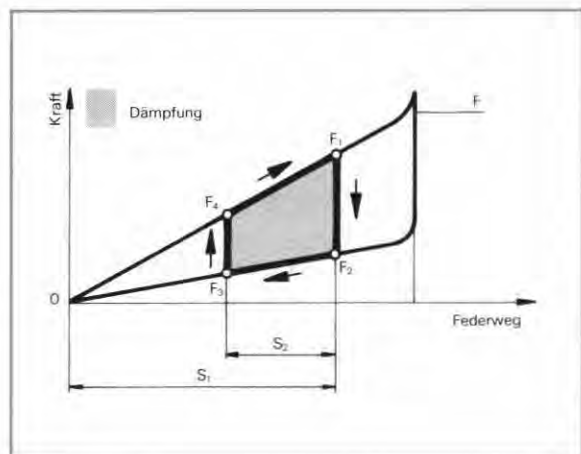


Bild 18
Bei jeder Umkehr der Bewegungsrichtung ändert sich die Kraftwirkung der Reibungsfeder RINGFEDER® im Verhältnis 3:1 bzw. 1:3 (Serienfedern).

2.2 Kraft-Weg-Diagramm beim Einbau von Schlitzringen

Ein Teil der Innenringe kann durch eine geschlitzte Ausführung ersetzt werden. Schlitzringe arbeiten zunächst als Biegefedern, sind also ungünstiger ausgenutzt als normale Ringe. Bis zum Schließen des Spaltes tritt nur eine geringe Kraftwirkung auf, danach verhalten sich Schlitzringe annähernd wie geschlossene Innenringe.

Reibungsfedern RINGFEDER® sind mit mindestens 5 bis 10% des Federweges vorzuspannen (siehe Seite 32). Soll dabei die Vorspannkraft nur einen geringen Wert haben, ersetzt man einen oder mehrere Innenringe durch eine geschlitzte Ausführung („Schlitzringe“). Es ergibt sich ein geknicktes Kraft-Weg-Diagramm mit einem „weichen Anhub“, wie es in den Bildern 19 und 20 dargestellt ist.

Man erhält das resultierende Diagramm einer Feder mit Schlitzringen, indem man die Teildiagramme der Schlitzelemente und der normalen Elemente ermittelt und die Federwege für gleiche Kräfte addiert (siehe Beispiel Seite 28).

Je Schlitzring ergeben sich zwei Schlitzelemente e_s , deren Daten im rechten Teil der Tabelle Seite 21 aufgeführt sind.

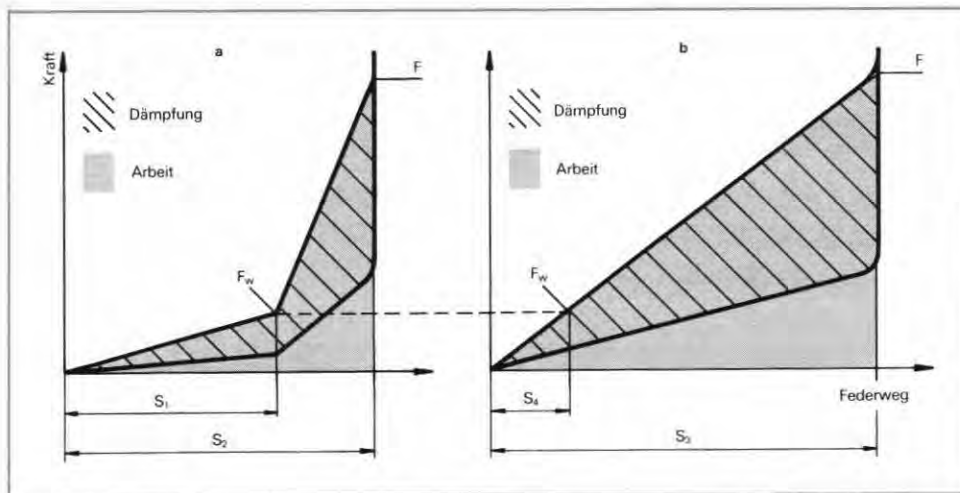


Bild 19
a) Teildiagramm für die in der Reibungsfeder RINGFEDER® angeordneten Schlitzringe.

b) Teildiagramm für die geschlossenen Ringe der Reibungsfedern RINGFEDER®.

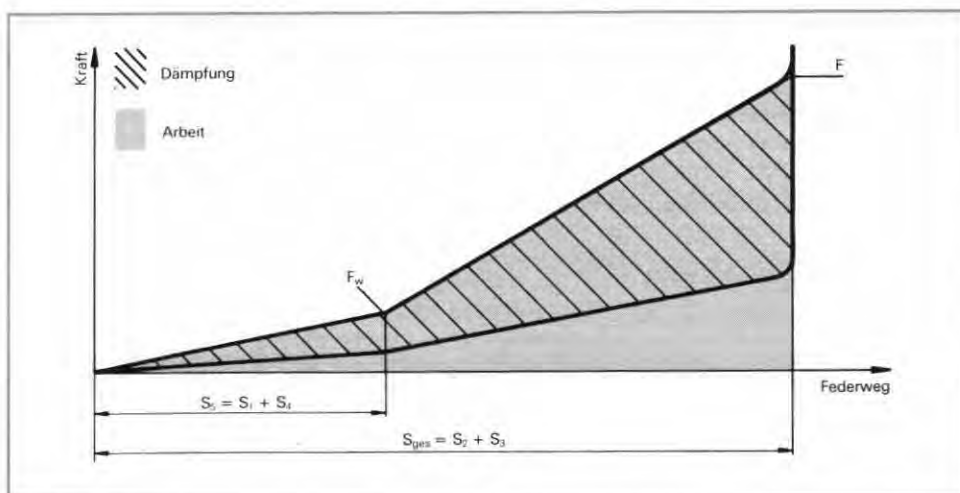


Bild 20
Zusammengesetztes Diagramm, bei dem sich die Federwege der Normal- und Schlitz-elemente addieren.

2.3 Vergleich linearer mit geknickten Diagrammen

Bild 21 zeigt ein geknicktes Kraft-Weg-Diagramm, wie man es beispielsweise erhält, wenn zwei Federn mit unterschiedlicher Endkraft in Serie arbeiten (siehe Seite 17 „Serienschaltungen“). Die Federarbeit berechnet sich als Flächeninhalt der beiden Trapezflächen.

$$W = \frac{F_1}{2} \cdot s_1 + \frac{F_1 + F}{2} \cdot s_2$$

(unter Vernachlässigung der Vorspannung)

Für Puffer bieten stark geknickte Diagramme im allgemeinen keine Vorteile. In Bild 22 sind eine geknickte Kennlinie I und ein lineares Diagramm II gegenübergestellt, die bei gleichem Federweg eine konstante Arbeitsaufnahme $W_I = W_{II} = 4500$ Joule besitzen. Der Vorteil der Reibungsfeder RING-FEDER® liegt gerade darin, daß wegen der linearen Kennlinie nur eine **geringe Endkraft** erreicht wird (vergl. Seite 6). Mit dem geknickten Diagramm I des Bildes 22 gibt man diesen Vorteil auf und erhält im Zahlenbeispiel die doppelte Endkraft und damit die doppelte Beanspruchung ihrer Bauteile beim Stoß.

Als Argument für einen geknickten oder progressiven Diagrammverlauf hört man häufig, ein derartiger Puffer sei zunächst „weicher“, so daß beim Stoß mit geringerer Geschwindigkeit – wenn also nur ein Teil der aufnehmbaren Federarbeit eingeleitet wird – eine geringere Stoßkraft auftritt als beim Puffer mit dem „härteren“ Diagramm II.

Das ist im Prinzip richtig, gilt jedoch nur dann, wenn eine sehr geringe Stoßenergie eingeleitet wird. Im nebenstehenden Bild 23 ist für die beiden Diagramme des Bildes 22 der Verlauf der Stoßkraft F über der benötigten Federarbeit W aufgetragen. Wie man sieht, bietet das geknickte Diagramm I nur für eine erforderliche Arbeit von weniger als 1000 Joule und für Kräfte unter 150 kN **geringe Vorteile**. Dieser schwachen Verbesserung bei niedrigen Kräften – **die ohnehin ungefährlich sind** – stehen aber die wesentlich höheren Kräfte bei mittleren und größeren Werten der Federarbeit gegenüber.

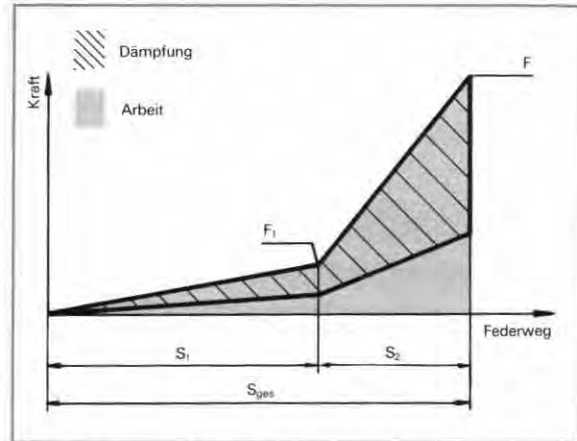


Bild 21 Geknicktes Kraft-Weg-Diagramm.

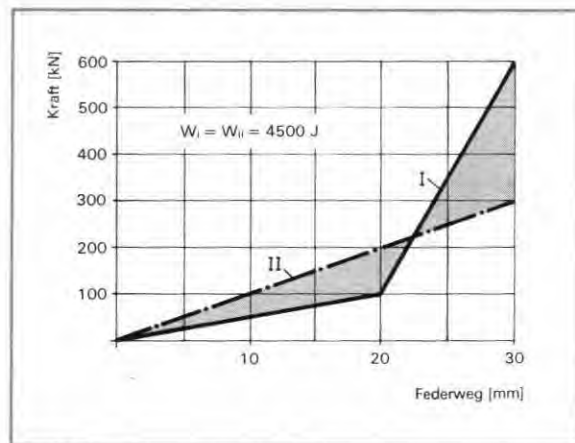


Bild 22 Vergleich eines geknickten Kraft-Weg-Diagrammes I mit einer linearen Kennlinie II, bei denen Federweg s_{ges} und Arbeitsaufnahme W übereinstimmen. Diagramm I erreicht dabei die doppelte Endkraft gegenüber der linearen Kennlinie II.

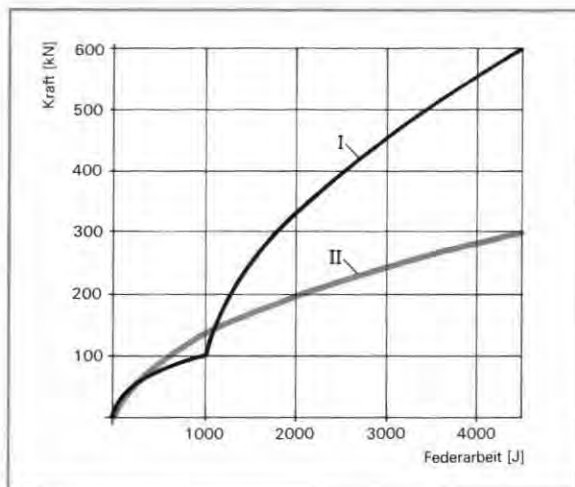


Bild 23 Verlauf Kraft F über der benötigten Federarbeit W für die beiden Diagramme des Bildes 22. Nur für sehr geringe Werte der Federarbeit und der Stoßkraft bietet das geknickte Diagramm I geringe Vorteile (links vom Schnittpunkt der beiden Kurven). Bei größeren Werten der Arbeitsaufnahme erzeugt der Puffer I wesentlich höhere Kräfte als Puffer II.

Ein stark geknicktes oder progressives Kraft-Weg-Diagramm ist also für Puffer im allgemeinen unvorteilhaft.

2.4 Notwendige Vorspannung

Reibungsfedern sind mit mindestens 5 bis 10% des Federweges vorzuspannen. Bei einer Feder mit linearem Diagramm entspricht das einer Vorspannkraft F_v von ebenfalls 5 bis 10% der Endkraft. Wird eine geringe Vorspannkraft (unter 10%) gewünscht, dann ersetzt man einen oder mehrere Innenringe durch eine geschlitzte Ausführung (siehe Seite 12).

Eine Feder mit dem Hub s_{ges} und der Endkraft F (Bild 24) erreicht nach einem Vorspannweg s_v die Kraft

$$F_v = \frac{s_v}{s_{ges}} \cdot F$$

Umgekehrt benötigt man für die Vorspannkraft F_v den Vorspannweg

$$s_v = \frac{F_v}{F} \cdot s_{ges}$$

Das blau unterlegte Trapez ist ein Maß für die Arbeitsaufnahme

$$W = \frac{F_v + F}{2} \cdot s$$

Der Verlust an Arbeitsaufnahme durch Vorspannen einer Feder bleibt gering, solange die Vorspannung nur den Zweck hat, die Federringe gegeneinander zu verspannen und ihre Lage zueinander zu fixieren. Bei einer Vorspannkraft F_v von 10% der Endkraft F beträgt der Verlust an Arbeit nur 1%! Man kann die Federarbeit also auch angenähert mit $F \cdot s_{ges}/2$ berechnen.

Die Einbaulänge verkürzt sich um das Maß s_v

$$L_v = L_o - s_v$$

Sind die Kräfte F_v und F sowie die gewünschte Arbeitsaufnahme bekannt, dann benötigt man folgenden nutzbaren Federweg s

$$s = \frac{2W}{F + F_v}$$

Der gesamte Federweg s_{ges} ergibt sich aus:

$$s_{ges} = s + s_v = \frac{F}{F_v} \cdot s_v$$

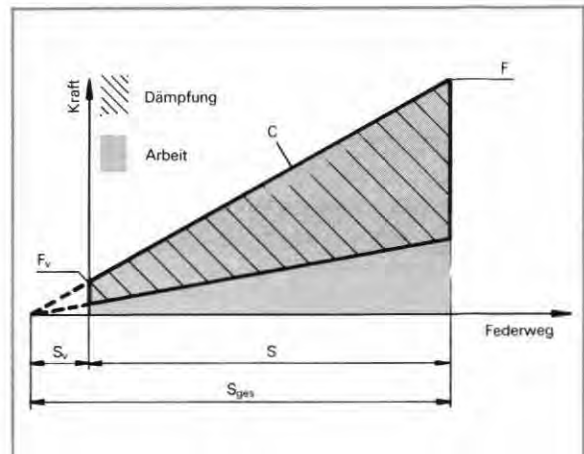


Bild 24 Diagramm einer vorgespannten Reibungsfeder RINGFEDER®.

$$c = \text{Federsteifigkeit} = \frac{F}{s_{ges}} \\ (\text{Federrate, Federkonstante ...})$$

Achtung:
Federarbeit und Dämpfung
nicht verwechseln!

Teilweise ausgenutzte Federn

Bild 25 zeigt das Diagramm einer Feder mit der Endkraft F , die jedoch nur teilweise bis zur Betriebskraft F_B ausgenutzt ist, weil eine lange Lebensdauer gefordert wird oder wenn die Feder wegen einer hohen Belastungsfrequenz überdimensioniert werden muß (Seite 26 ff).

Für die Federdimensionierung benötigt man den gesamten Federweg s_{ges} .

$$s_{ges} = \frac{F}{F_B - F_v} \cdot s_B$$

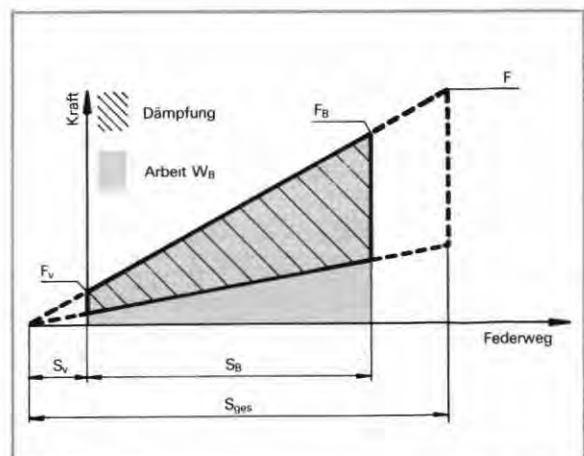


Bild 25 Kraft-Weg-Diagramm einer nur teilweise ausgenutzten Reibungsfeder RINGFEDER®.

2.5 Gegeneinander gespannte Federn

Benötigt man eine in Zug- und Druckrichtung wirkende Federeinrichtung, dann läßt sich dieses Ziel bei einer geeigneten Gehäusekonstruktion mit einer einzigen Feder erreichen (siehe Seite 36). Häufig findet man jedoch auch Konstruktionen entsprechend Bild 26, um einfache Druckfedern verwenden zu können. Das zugehörige Kraft-Weg-Diagramm gilt für **nicht vorgespannte Federn**, die der Einfachheit halber zunächst als **dämpfungsfrei** angenommen sind: bei Bewegung nach rechts (+s) wirkt nur die Feder 1, bei Bewegungen nach links (-s) nur die Feder 2.

Die Verhältnisse ändern sich jedoch wesentlich, wenn die beiden Federn gegeneinander mit der Vorspannung F_v , s_v vorgespannt sind, weil sich die beiden Federn im Bereich von $+s_v$ bis $-s_v$ gegenseitig beeinflussen.

Bild 27 zeigt das resultierende Diagramm (dick gezeichnet). Wie man sieht, heben sich die beiden Vorspannkräfte gegenseitig auf, **so daß die geringste Kraftwirkung bereits eine Bewegung der Feder zur Folge hat**. Im Bereich der Vorspannung $\pm s_v$ arbeiten die beiden Federn **parallel!** (Gleiche Federwege, Addition der Kräfte, siehe Seite 16).

$$C_{res} = C_1 + C_2$$

Für Federwege, die größer sind als $\pm s_v$ – wenn sich also die Federn voneinander trennen –, ergeben sich wieder die ursprünglichen Kennlinien c_1 und c_2 .

Gegeneinander gespannte Reibungsfedern RINGFEDER®

Man erhält das resultierende Diagramm zweier gegenseitig vorgespannter Reibungsfedern RINGFEDER® ebenfalls nach dem Verfahren des Bildes 27, jedoch ist zu beachten, daß zum Beispiel bei einer Bewegung der Puffer in Bild 26 nach rechts die Feder 1 belastet und die Feder 2 entlastet wird; es gelten also unterschiedliche Kennlinien, so daß sich die Vorspannungen nur teilweise gegeneinander aufheben. Das resultierende Diagramm (Bild 28) zeigt einen recht ungewöhnlichen Verlauf: Die Puffer kehren nicht zwangsläufig in ihre Nullstellung zurück, sondern können innerhalb des indifferenten Bereiches $\pm s_v$, an jeder beliebigen Stelle stehenbleiben.

Die beschriebene Anordnung hat keine praktische Bedeutung. Wir zeigen dieses Diagramm nur deshalb, weil derartige Konstruktionen irrtümlich verwendet werden, wenn ein Diagramm nach Bild 29 erwünscht ist.

Dieses Diagramm verläuft für Zug- und Druckbelastung symmetrisch; **in beiden Richtungen muß man die Vorspannkraft $\pm F_v$ überwinden, bevor sich die Puffer bewegen**. Hierbei ergibt sich stets eine genaue Rückführung in die Nullstellung. Um ein solches Diagramm zu erhalten, muß man dafür sorgen, daß die beiden Puffer des Bildes 26 unabhängig voneinander arbeiten.

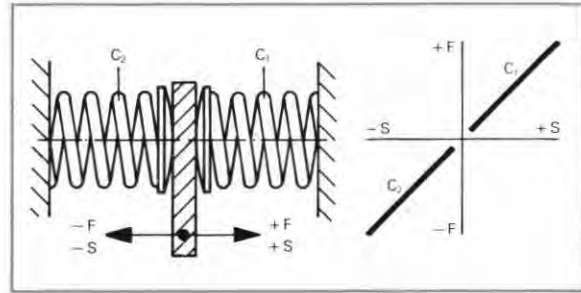


Bild 26
In Zug- und Druckrichtung wirkende Einrichtung durch den Einbau zweier einfacher Druckfedern (ohne Vorspannung).

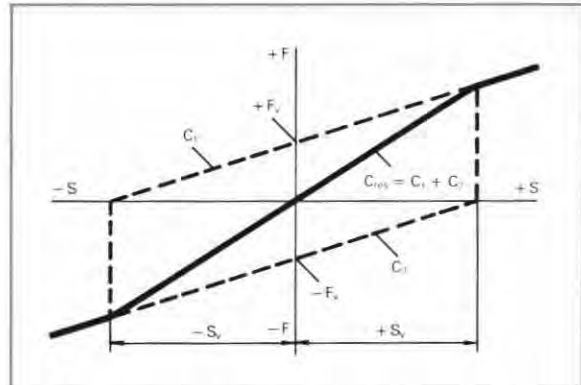


Bild 27
Resultierendes Kraft-Weg-Diagramm (dick gezeichnet) für zwei gegeneinander vorgespannte Federn (dämpfungsfrei) nach Bild 26.

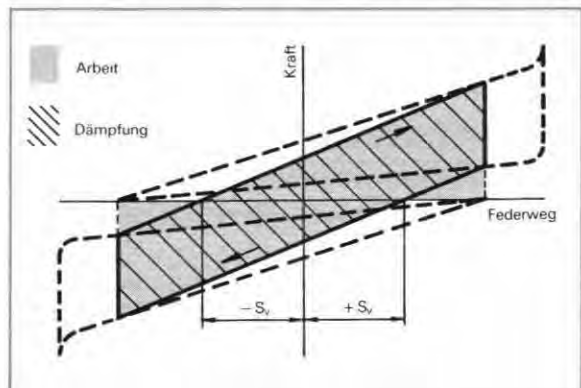


Bild 28
Resultierendes Kraft-Weg-Diagramm für zwei gegeneinander vorgespannte Reibungsfedern RINGFEDER®.

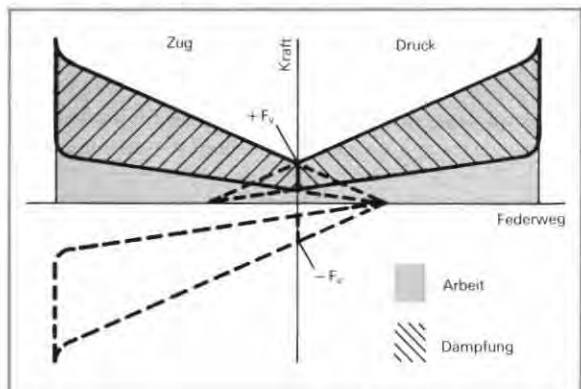


Bild 29
In Zug- und Druckrichtung symmetrisches Diagramm zweier vorgespannter Reibungsfedern RINGFEDER®. Aus Platzersparnis wurden die Zugkräfte in positiver Krafrichtung aufgetragen. (Vorzeichenrichtig noch gestrichelt eingezeichnet.)

2.6 Parallel- und Serienschaltung von Federn

Um den vorhandenen Einbauraum noch besser nutzen zu können, besteht gerade bei Reibungsfedern RINGFEDER® bedingt durch ihre geringen Durchmesserunterschieden die zusätzliche Möglichkeit, das gewünschte Diagramm durch Parallel- oder Serienschaltung zu erzielen.

Parallelanordnung

Man spricht von einer Parallelanordnung, wenn der Gesamtfederweg gleich dem kleinsten der Einzelfeder ist und sich die Kräfte der Einzelfedern zur resultierenden Kraft F_{res} addieren. Es sind natürlich auch mehr als 2 parallel angeordnete Reibungsfedern RINGFEDER® Säulen möglich.

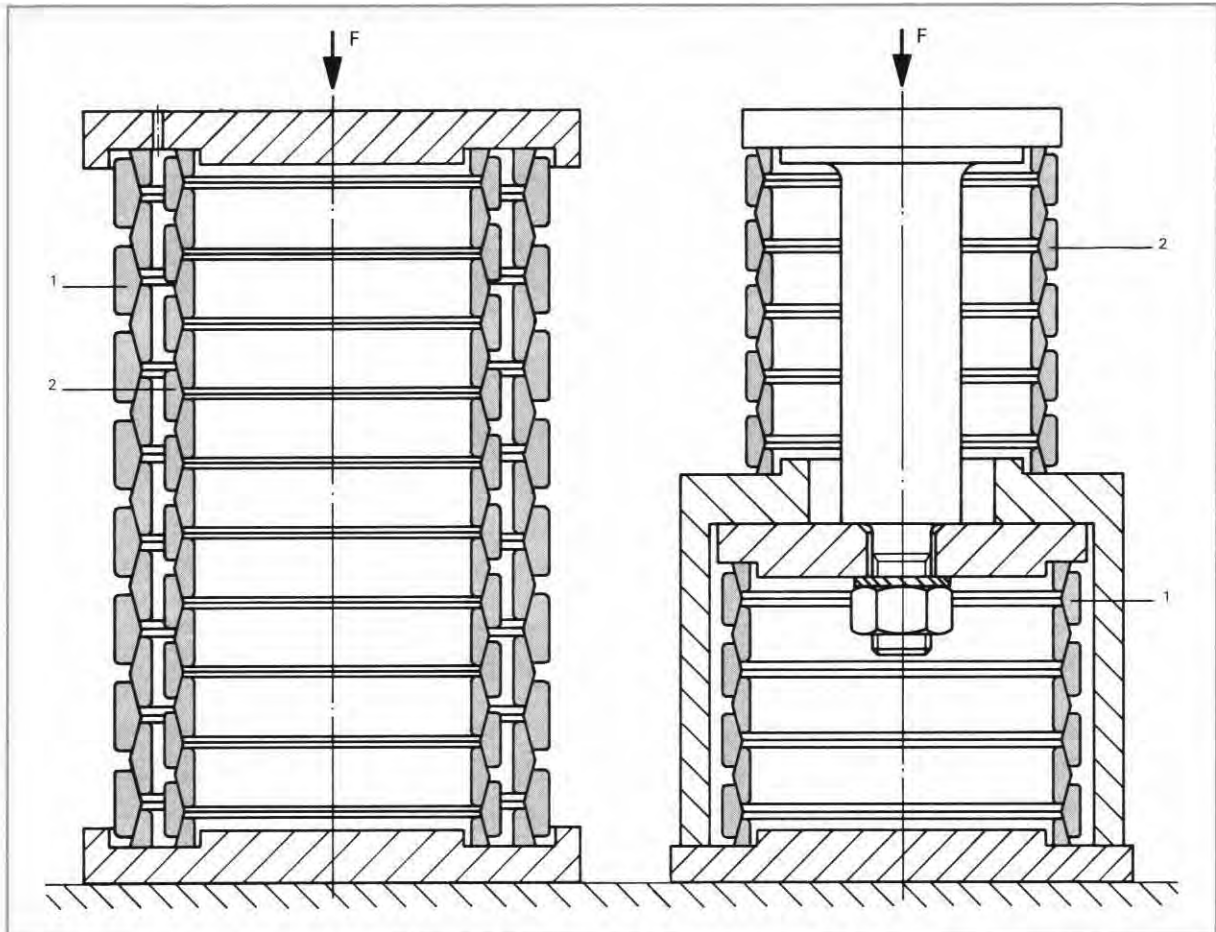


Bild 30 Beispiele einer höheren Federsteifigkeit; rechts, Einbau bei sich überschneidenden Durchmessern.

Die resultierende Federsteifigkeit bei Parallelschaltung von n Federn ist gleich der Summe der einzelnen Federsteifigkeiten:

$$c_{res} = c_1 + c_2 + \dots = \sum_{i=1}^n c_i$$

Die gesamte Federarbeit W ist bestimmt durch den kleinsten Einzelfederweg und die resultierende Kraft F_{res} .

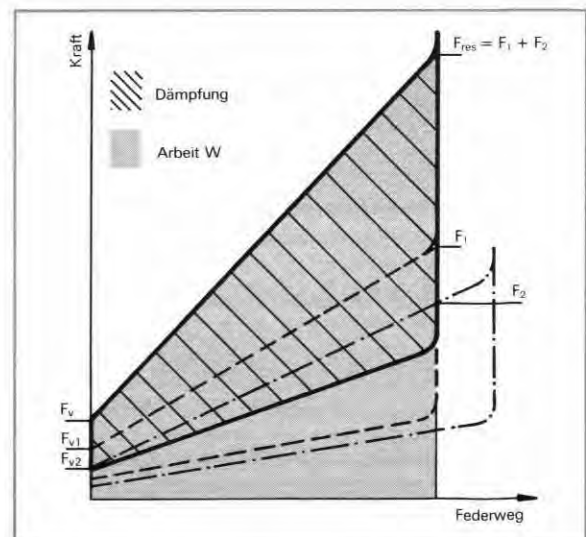


Bild 31 Resultierendes Kraft-Weg-Diagramm einer Parallelanordnung.

Serienanordnung

Im Falle der Serien- bzw. Reihenschaltung wirkt auf jede Einzelfedersäule die gleiche Kraft. Der resultierende Gesamtfederweg ergibt sich aus der Summe der einzelnen Federwege.

Der Aufbau von Serienschaltungen ist wie im rechten Teil des Bildes 32 sinnvoll, wenn die notwendige Baulänge zur Erzielung des gewünschten Federweges von der Konstruktion nicht zugelassen werden kann. Üblicherweise besteht bei Serienfedern ein Verhältnis von Baulänge zu Federweg von $\approx 5 : 1$ gegenüber dem rechten Beispiel von $\approx 3,5 : 1$.

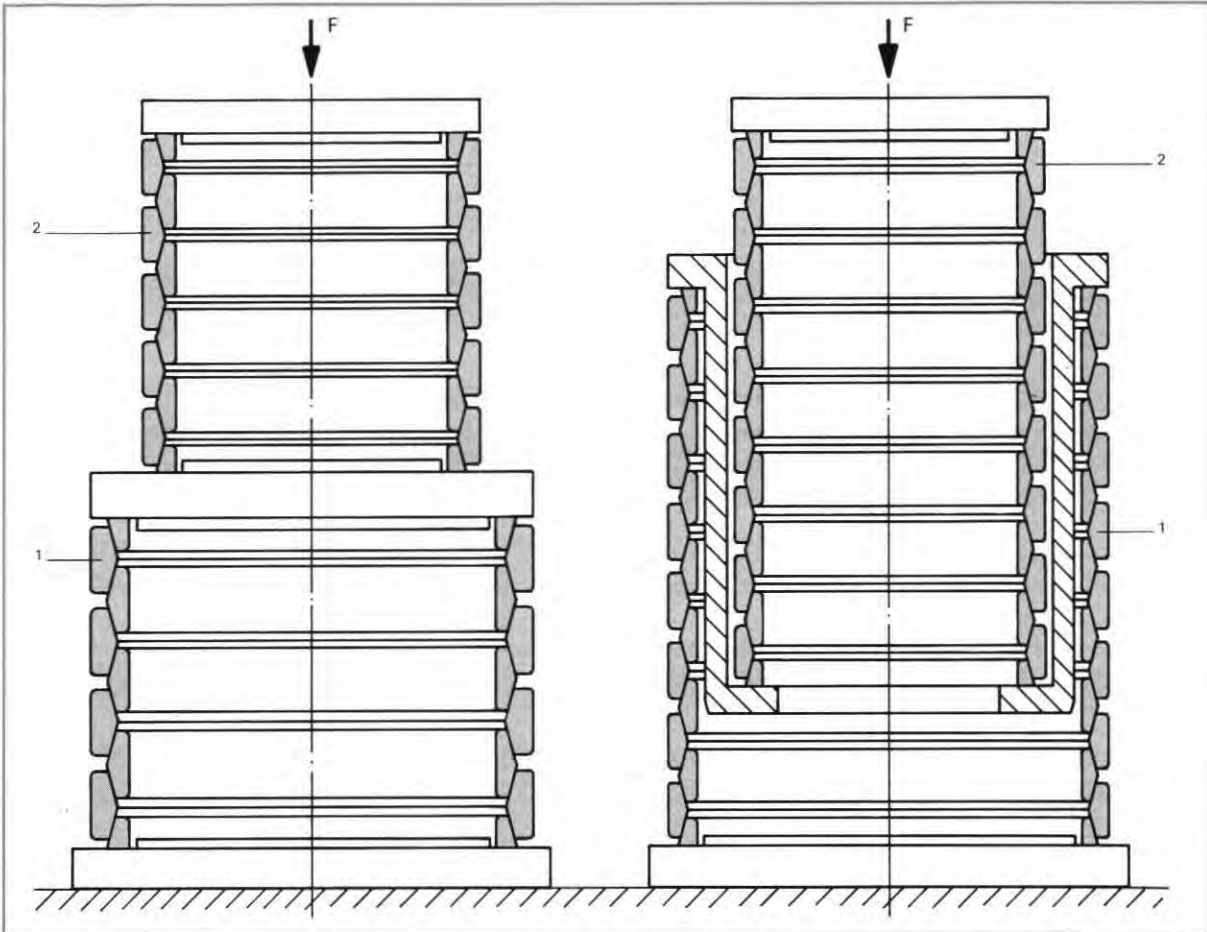


Bild 32 Beispiele zur Erzeugung einer „weicheren Kennlinie“; rechts, bei begrenzter Baulänge.

Für die Berechnung der resultierenden Federsteifigkeit sind die einzelnen Reziprokwerte zu addieren:

$$\frac{1}{c_{\text{res}}} = \frac{1}{c_1} + \frac{1}{c_2} + \dots = \sum_{i=1}^n \frac{1}{c_i}$$

Diese hier errechnete Steifigkeit ist gültig bis zum Blockzustand einer der beteiligten Federn. Die gesamte Federarbeit W_{ges} ergibt sich aus der Summe der Arbeiten W_1 und W_2 .

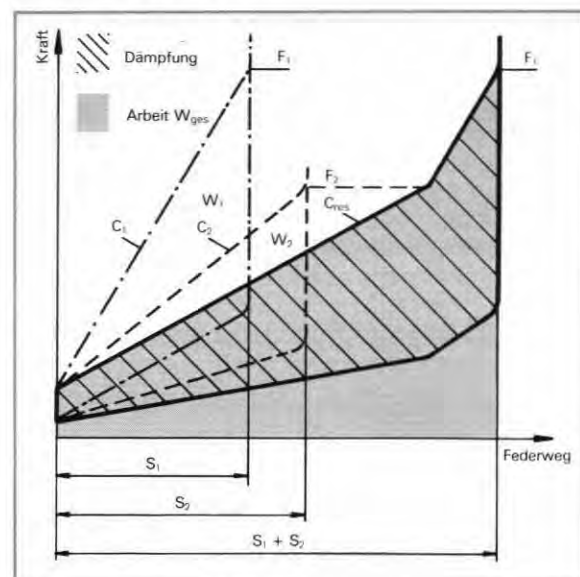


Bild 33 Resultierendes Kraft-Weg-Diagramm einer Serienschaltung.

2.7 Zulässige Stoßkraft

Die Endkraft eines Puffers wird häufig ziemlich willkürlich festgelegt, indem man zum Beispiel schätzt, daß es sich um einen „Stoß von 500 kN“ handelt. Eine solche Angabe hat jedoch keinen Sinn, weil man nur die kinetische Energie und damit die **erforderliche Arbeitsaufnahme** der Pufferfeder angeben kann (Berechnung siehe Seite 23). Das untere Bild zeigt ein Zahlenbeispiel: Der Puffer muß die kinetische Energie einer Masse mit dem Gewicht $m = 11.000 \text{ kg}$ und der Geschwindigkeit $v = 2 \text{ m/s}$ aufnehmen. Nach der Gleichung beträgt die erforderliche Arbeitsaufnahme der Pufferfeder

$$W_{\text{erf}} \geq E_{\text{kin}} = \frac{1}{2} m v^2$$

Diese Federarbeit von 22.000 Joule kann nun bei linearer Kennlinie zum Beispiel mit 800 kN Endkraft und 50 mm Hub oder 400 kN/100 mm oder 200 kN/200 mm oder ... erreicht werden.

Die beim Stoß entstehende Kraft ist keine feststehende und unabänderliche Größe, sondern muß vom Konstrukteur nach den jeweiligen Erfordernissen festgelegt werden.

Eine gewisse Beschränkung ergibt sich beim freien Fall (Seite 24), weil hier die Pufferkraft stets größer als der doppelte Wert des fallenden Gewichtes sein muß: $F > 2 \cdot m \cdot g$. Entsprechend gilt für die Bewegung auf der schiefen Ebene (Seite 25)

$$F > 2 \cdot m \cdot g (\sin \alpha - \mu \cdot \cos \alpha)$$

Im übrigen kann jedoch die Pufferkraft auf jeden beliebigen Wert verringert werden. Es ist auch ein Trugschluß, die Pufferfeder für diejenige Kraft auszuliegen, die man zum Beispiel bei Kraftmessungen am ungefederten Bauteil oder bei Verwendung eines ungeeigneten Puffers ermittelte.

Maßgebend für die Wahl der Pufferendkraft ist die Belastbarkeit der Konstruktionsteile und der Tragwerke.

Der Puffer soll nicht die gemessenen Kräfte „aufnehmen“ können, sondern er soll die Stoßkraft auf den zulässigen Wert herabsetzen.

Zulässige Beschleunigungen

In vielen Fällen muß anstelle der Stoßkraft (als Maß für die Spannungen der Bauteile) die maximal zulässige Beschleunigung oder Verzögerung beachtet werden, die zum Beispiel bei Fahrzeugen ein Maß für die Beanspruchung des Ladegutes darstellt.

Wirkt auf die Masse m die Kraft F , dann hat die Beschleunigung den Wert

$$a = \frac{F}{m}$$

Kompromiß zwischen Schutzwirkung und Preis der Feder

Das untere Bild 34 zeigt, wie man ein und dieselbe Arbeitsaufnahme mit z. B. drei Federn unterschiedlicher Endkraft erreichen kann.

Für konstante Arbeitsaufnahme und gleichartige Ringe gilt in erster Näherung, daß der Preis einer Reibungsfeder RINGFEDER® umgekehrt proportional mit der Endkraft ansteigt. Will man beispielsweise die Endkraft einer 500 kN-Pufferfeder auf die Hälfte herabsetzen, dann benötigt man den doppelten Federweg und damit auch die doppelte Federlänge. Obwohl sich die beiden Federn im Gewicht praktisch nicht unterscheiden (Gewicht, Arbeit siehe Seite 5), wird die Feder mit 250 kN Endkraft rund doppelt so viel kosten wie die 500 kN-Feder, da sich wegen des verringerten Durchmessers die Anzahl der erforderlichen Ringe mehr als verdoppelt und weil die Ringzahl den Preis viel stärker beeinflusst als das Ringgewicht.

Ein Puffer muß stets die erforderliche Arbeitsaufnahme haben. Jedoch ist es bei der Wahl der Endkraft notwendig, einen Kompromiß zwischen Schutzwirkung und Preis der Feder zu schließen.

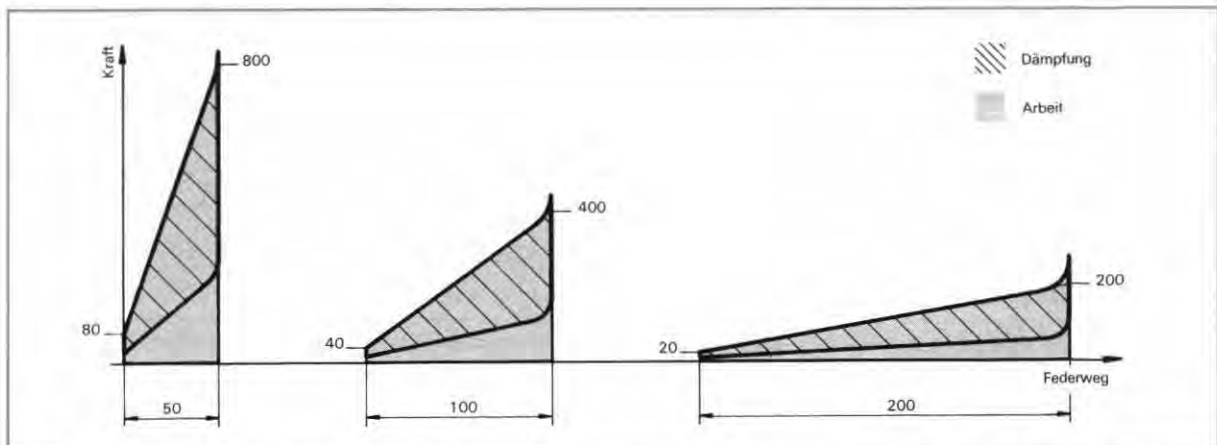


Bild 34 Die erforderliche Federarbeit $W = 22.000 \text{ Joule}$ kann mit verschiedenen Werten der Kraft und des Weges erreicht werden.

3.1 Aufbau einer Reibungsfeder RINGFEDER®

Mit der Wahl des Ringtypes sind die Außen- und Innenführungsdurchmesser D_2, d_2 und die Endkraft F festgelegt. Die erforderliche Elementenzahl „e“ errechnet sich aus dem gewünschten Federweg oder der benötigten Arbeit W unter Vernachlässigung der Vorspannung (Seite 14) und der Auslastungsgrenzen (Seite 26 ff).

$$e = \frac{s_{ges}}{s_e} = \frac{W}{W_e}$$

Da der Normalaufbau einer Feder nach Bild 35 mit **halben Innenringen als Abschluß die günstigsten Eigenschaften zeigt**, wählt man nach Möglichkeit eine gerade Elementenzahl „e“, dann besteht die Feder aus:

$$\frac{e}{2} \quad \text{Außenringen,}$$

$$\frac{e}{2} - 1 \quad \text{Innenringen,}$$

$$2 \quad \text{halben Innenringen.}$$

Muß eine ungerade Elementenzahl, z. B. aus Gründen der Baulänge, eingehalten werden, dann lautet die Zusammensetzung (Bild 36):

$$\frac{e - 1}{2} \quad \text{Außenringe,}$$

$$\frac{e - 1}{2} \quad \text{Innenringe,}$$

$$1 \quad \text{halber Außenring,}$$

$$1 \quad \text{halber Innenring.}$$

Die ungespannte Länge L_0 der Reibungsfeder RINGFEDER® errechnet sich aus:

$$L_0 = e \cdot h_e$$

Der gesamte Federweg s_{ges} ergibt sich aus:

$$s_{ges} = e \cdot s_e$$

Die Endkraft F ändert sich nicht mit der Anzahl der Elemente e .

Die Feder des Bildes 37 besteht beispielsweise aus 5 Ringen und hat demzufolge $5 - 1 = 4$ Elemente. Bei der Berechnung der Federlänge ist noch die halbe Ringbreite zu addieren.

Damit wird die ungespannte Länge L_0 der Feder in Bild 37

$$L_0 = 4 \cdot h_e + b/2$$

(Werte der Tabelle auf Seite 20 entnehmen).

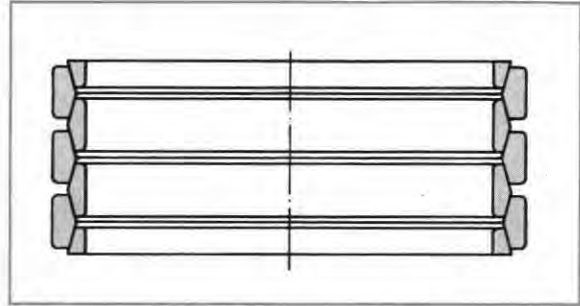


Bild 35
Normalaufbau einer Reibungsfeder RINGFEDER®. Gerade Elementenzahl (6 Elemente) mit 2 halben Innenringen als Abschluß.

Kontrolle: Für jede richtig zusammengesetzte Reibungsfeder RINGFEDER® gilt:

$$\text{Elementenzahl „e“} = \text{Summe aller Ringe minus 1}$$

Daran ändert sich auch nichts, wenn die Federn mit ganzen Ringen abgeschlossen sind statt mit halben Ringen.

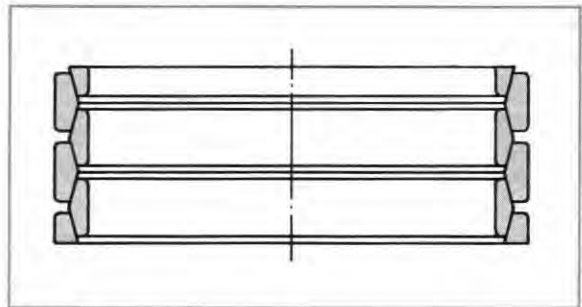


Bild 36
Bei ungerader Elementenzahl endet die Feder mit je einem halben Außen- und Innenring (5 Elemente).

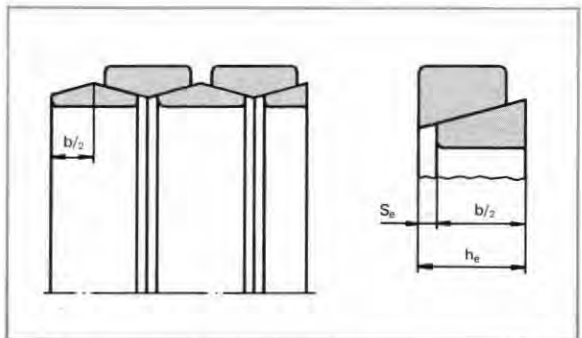


Bild 37
Enden Reibungsfedern RINGFEDER® mit einem ganzen Ring, dann ist bei der Berechnung der Länge L_0 die halbe Ringbreite zu addieren.

3.2 Technische Daten

Typ (ab 1.10.89)	Typ (alt)	Aus- führung	Geschlossene Ringe					
			Diagramm		Abmessungen			
			F	s_e	W_e	h_e	D_1	d_1
kN	mm	J	mm	mm	mm			
01800	1201	gedreht	5	0,4	1,0	2,2	18,1	14,4
02500	1202		9	0,6	2,7	3,1	25,0	20,8
03200	1203		14	0,8	5,6	4,0	32,0	27,0
03800	1204		20	0,9	9,0	4,7	38,0	31,7
04200	1205		26	1,0	13,0	5,2	42,2	34,6
04800	1206		34	1,1	18,7	5,9	48,2	39,4
05500	1207		40	1,3	26,0	6,8	55,0	46,0
06300	1208		54	1,4	37,8	7,7	63,0	51,9
07000	1209		65	1,6	52,0	8,6	70,0	58,2
08000	1310		gewalzt	83	1,8	75,0	9,8	80,0
09000	1311	100		2,0	100,0	11,0	90,0	75,5
10000	1312	125		2,2	138,0	12,2	100,0	84,0
13000	1313	160		2,6	208,0	15,0	130,0	111,5
12400	1314	200		2,6	260,0	15,0	124,0	102,0
14000	1315	250		3,0	375,0	17,0	140,0	116,0
16600	1316*	350		3,7	648,0	20,0	166,0	134,0
20000	1317	510		3,9	995,0	22,4	198,0	162,0
19600	1318	600		4,4	1320,0	23,4	194,0	155,0
22000	1319	720		4,4	1584,0	26,4	220,0	174,0
26200	1320	860	4,8	2064,0	25,8	262,0	208,0	
30000	1221	gewalzt gedreht	1000	5,8	2900,0	35,8	300,0	250,0
32000	1222		1200	6,2	3720,0	38,2	320,0	263,0
35000	1223		1400	6,6	4620,0	41,6	350,0	288,0
40000	1224		1800	7,6	6840,0	47,6	400,0	330,0

* Für den Typ 1316 muß eine separate Hubbegrenzung vorgesehen werden (siehe Seite 30).

Obige Maßstabelle enthält die serienmäßig lieferbaren Federn von 5 bis 1800 kN. Bei Neukonstruktionen empfehlen wir diese Typen vorzusehen. Sollte dieses z. B. aus Platzgründen nicht möglich sein, oder werden andere Endkräfte oder Federwege benötigt, so kann eventuell auf eine Reibungsfeder RINGFEDER® in Sonderabmessungen nach Rücksprache zurückgegriffen werden (siehe Seite 22).

Für die Demontage sollte entsprechend der Seite 31 ein Hinweis auf Ihrer Zeichnung vorgesehen werden.

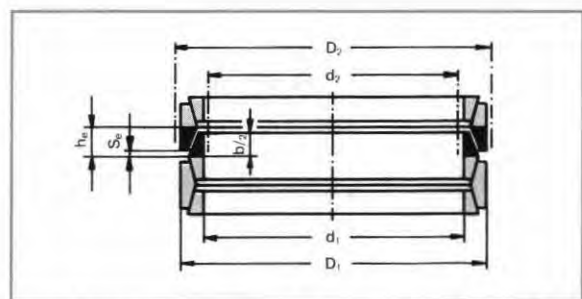


Bild 38 Abmessungen einer Reibungsfeder RINGFEDER® mit geschlossenen Ringen.

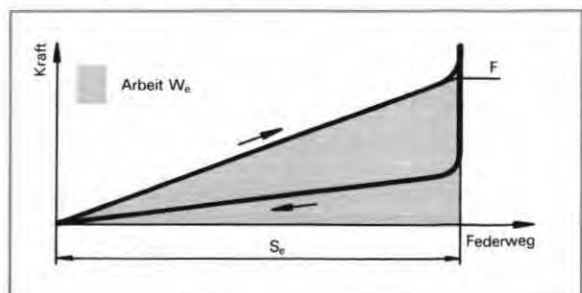


Bild 39 Kraft-Weg-Diagramm für ein Element.

Tabelle der serienmäßig gefertigten Reibungsfedern RINGFEDER®

				Schlitzringe					
Führung		Gewicht		Diagramm			Abmessungen		Gewicht
b/2	D ₂	d ₂	G _e	F _w	s _s	s _w	h _s	d _s	G _s
mm	mm	mm	kg	kN	mm	mm	mm	mm	kg
1,8	18,6	14,0	0,001						
2,5	25,7	20,2	0,003						
3,2	32,9	26,2	0,006						
3,8	39,0	30,8	0,011						
4,2	43,4	33,5	0,016						
4,8	49,6	38,1	0,024						
5,5	56,6	44,5	0,033						
6,3	64,8	50,2	0,053	0,8	3,3	2,3	9,6	44	0,07
7,0	72,0	56,3	0,070	1,0	3,6	2,5	10,6	48	0,10
8,0	83,0	64,0	0,098	1,0	4,0	2,9	12,0	56	0,13
9,0	93,0	72,5	0,137	1,1	4,6	3,4	13,6	64	0,18
10,0	103,0	81,0	0,192	2,6	5,2	3,7	15,2	69	0,28
12,4	134,0	107,5	0,357	5,3	6,1	4,6	20,6	92	0,65
12,4	128,0	98,0	0,393	4,3	5,4	3,9	17,8	84	0,57
14,0	144,0	112,0	0,552	6,5	6,3	4,4	20,3	95	0,76
16,0	170,0	130,0	0,822	14,0	8,3	6,2	25,6	108	1,40
18,5	203,0	157,0	1,515	7,0	10,4	7,6	32,4	147	2,12
19,0	199,0	150,0	1,615	6,0	10,6	8,0	29,7	141	1,88
22,0	225,0	169,0	2,520	15,0	11,1	8,0	33,1	150	3,29
21,0	268,0	202,0	3,315	20,0	11,0	8,0	36,5	182	4,93
30,0	306,0	245,0	5,410						
32,0	326,0	258,0	6,950						
35,0	356,0	283,0	8,950						
40,0	407,0	324,0	13,350						

Im einzelnen enthält die Tabelle folgende Angaben:

- F Federendkraft
- s_e Federweg für ein Element
- W_e Federarbeit für ein Element
- h_e Elementenhöhe
- D₁ Außendurchmesser
- d₁ Innendurchmesser
- b/2 halbe Ringbreite
- D₂ Außenführungsdurchmesser
- d₂ Innenführungsdurchmesser
- G_e Gewicht eines Elementes
- F_w Kraft des weichen Anhubes
- s_s Federweg für ein Schlitzelement
- s_w Federweg des weichen Anhubes
- h_s Elementenhöhe des Schlitzrings
- d_s Innendurchmesser bei Schlitzringen
- G_s Gewicht des Schlitzelementes

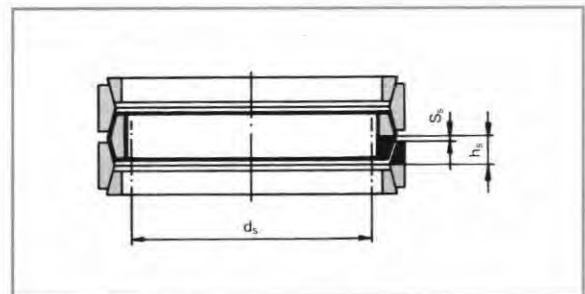


Bild 40 Beim Einbau geschlitzter Innenringe ausnutzbaren Innendurchmesser d_s beachten.

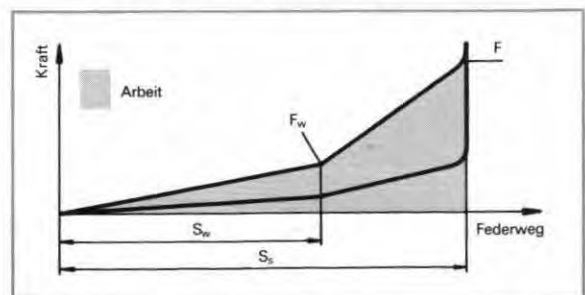


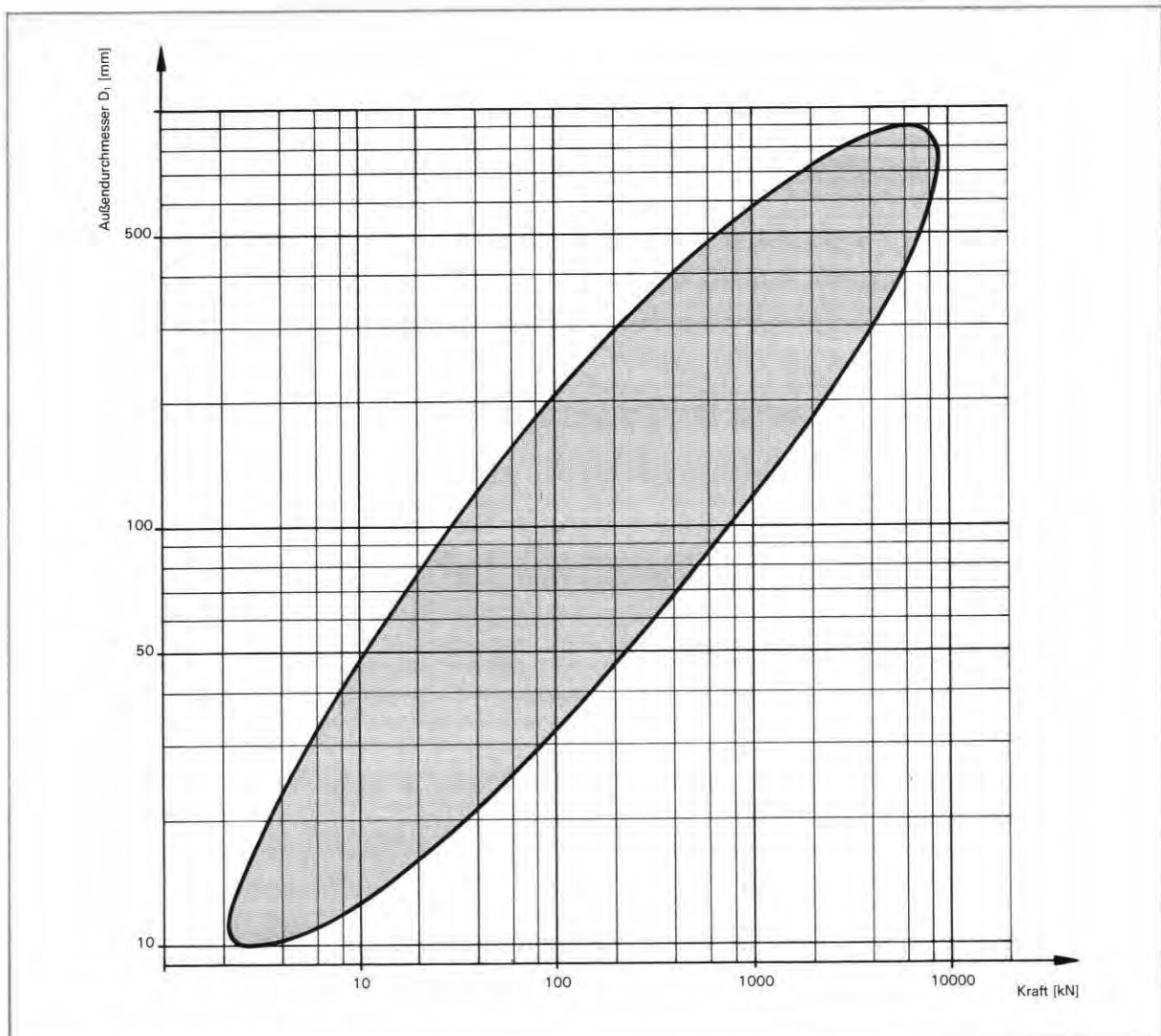
Bild 41 Kraft-Weg-Diagramm für ein Schlitzelement.

3.3 Bereich möglicher Reibungsfedern RINGFEDER®

Um die möglichen Dimensionen der Reibungsfeder RINGFEDER® außerhalb der auf Seite 20 und 21 aufgeführten serienmäßig gefertigten Federn aufzuzeigen, ist unten (Bild 42) das Verhältnis von Außendurchmesser zu Federendkraft dargestellt. Hieraus lässt sich leicht ablesen, in welchem Durchmesserbereich sich Federn mit einer bestimmten Endkraft bewegen, bzw. welche Endkräfte sich bei einem bestimmten Durchmesser realisieren lassen. (z. B. kann eine Feder mit 30 kN mit einem Außendurchmesser von D_1 von 20 bis 90 mm hergestellt werden.)

Diese Darstellung ist jedoch nicht als Ersatz für die vorangegangene Tabelle zu verstehen, sondern soll lediglich einen Anhalt für den Konstrukteur bieten, ob für die geplante Konstruktion eine Lösungsmöglichkeit mit Reibungsfedern RINGFEDER® besteht, auch wenn laut Tabelle keine Serienfedern zur Verfügung stehen. Da für eine Vielzahl von Kunden Federn in Sonderabmessungen hergestellt werden, besteht unter Umständen auch bei Ihren konstruktiven Bedingungen die Möglichkeit, auf diese zurückzugreifen. Für diesen Zweck ist der Fragebogen auf Seite 41 auszufüllen oder direkt Kontakt aufzunehmen.

Nicht dargestellt sind die Möglichkeiten, die mit geschlitzten Innenringen bestehen (niedrigere Kraft bei „weichem Anhub“).



22 Bild 42 Im blau gekennzeichneten Bereich sind Lösungen mit Reibungsfedern RINGFEDER® möglich.

3.4 Berechnung der erforderlichen Federarbeit

Der typische Anwendungsfall einer Reibungsfeder RINGFEDER® ist der Einsatz in einem Puffer. Hierbei muß die Feder nach der aufzunehmenden **Energie** (erforderliche Federarbeit) dimensioniert werden; die **Federkraft** interessiert erst in zweiter Linie (Seite 18).

Im folgenden sind die wichtigsten Fälle und deren Berechnung zusammengestellt.

3.4.1 Waagerechter Stoß gegen ein festes Hindernis

Bild 43 zeigt das mechanische Modell: eine Masse m bewegt sich (reibungsfrei) mit der Geschwindigkeit v gegen ein starres Hindernis mit unendlich großer Masse. Die Reibungsfeder RINGFEDER® muß die gesamte kinetische Energie aufnehmen, wobei es natürlich gleichgültig ist, ob sich der Puffer an der festen Wand, an der bewegten Masse oder an beiden Teilen befindet. Sind z. B. sowohl die bewegte Masse (Fahrzeug, Kranbahn ...) als auch der „Prellbock“ mit zwei Puffern ausgerüstet, dann arbeiten je zwei Puffer parallel und in Serie (Bild 44).

Die kinetische Energie hat den Wert

$$E_{kin} = \frac{m}{2} v^2$$

Der/die Puffer müssen so bemessen sein, daß folgende Beziehung gilt:

$$W_{ges} > E_{kin} = \frac{1}{2} m v^2$$

Aus Gründen der Lebensdauer werden Puffer nicht bis zur Endkraft ausgenutzt. (Vergleiche hierzu die Seite 27).

Waagerechter Stoß gegen eine verschiebbare Masse

Läuft eine Masse m_1 nicht gegen ein festes Hindernis, sondern gegen eine Masse m_2 , die sich ebenfalls (reibungsfrei) verschieben läßt, dann haben die Pufferfedern nicht die gesamte kinetische Energie aufzunehmen, weil die beiden Massen auch nach dem Stoßvorgang noch eine Restgeschwindigkeit haben. Für die Energieberechnung ist nur die Geschwindigkeitsdifferenz $\Delta v = (v_1 - v_2)$ maßgebend. Der Stoß nach Bild 45 läßt sich auf die Berechnung „Stoß gegen eine feste Wand“ zurückführen, wenn man die Geschwindigkeit $\Delta v = v_1 - v_2$ und die Ersatzmasse m^* einsetzt.

$$m^* = \frac{m_1 \cdot m_2}{m_1 + m_2}$$

Ermittlung der auftretenden Kräfte und Federwege

Eine Feder, die durch ihre Kennwerte F , F_v und s_{ges} festgelegt ist, kann die Energie $W = \frac{F + F_v}{2} s$ aufnehmen. Wird ihr im Betriebseinsatz eine geringere Energie $W_B < W$ zugeführt, können die zugehörige Betriebskraft F_B und der Betriebsfederweg s_B wie nebenstehend berechnet werden:

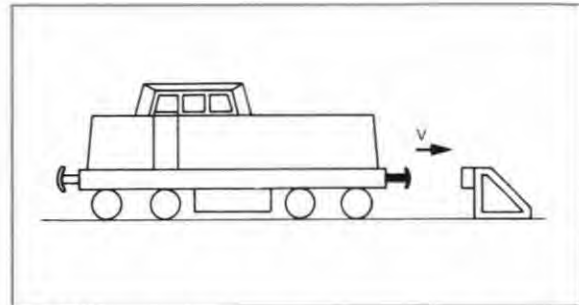


Bild 43
Mechanisches Modell für den Stoß einer Masse m gegen ein festes Hindernis. Der Puffer muß die gesamte kinetische Energie aufnehmen.

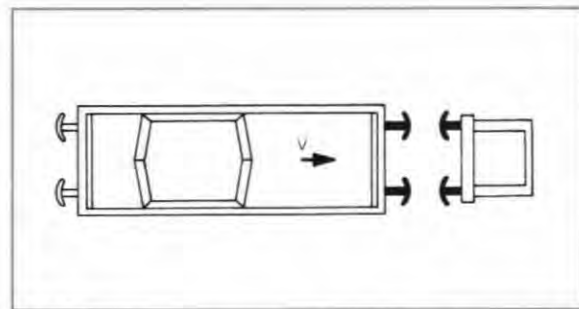


Bild 44
Für die Aufnahme der kinetischen Energie steht die Federarbeit aller am Stoß beteiligten Puffer (hier insgesamt vier) zur Verfügung.

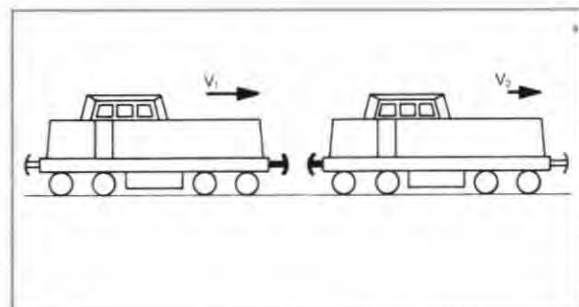


Bild 45
Mechanisches Modell für den Stoß zwischen zwei Massen.

Damit ergibt sich für die Bemessung der Puffer die Formel:

$$W \geq \frac{1}{2} m^* (\Delta v)^2$$

$$F_B = \sqrt{\frac{2 \cdot W_B \cdot F}{s_{ges}} + F_v^2}$$

$$s_B = \frac{2 \cdot W_B}{F_B + F_v} = \frac{F_B}{F} s_{ges} - s_v$$

3.4.2 Freier Fall

Die Reibungsfeder RINGFEDER® muß die Energie-differenz zwischen der oberen und unteren Endlage der Massen m_1 und m_2 aufnehmen (Bild 46).

Bei der Höhendifferenz ist außer der freien Fallhöhe h auch der Federweg s_B zu berücksichtigen.

Damit wird die erforderliche Arbeitsaufnahme der Pufferfeder

$$W_{\text{erf}} = g [m_1 (h + s_B) + m_2 \cdot s_B]$$

Da in der Gleichung auch der Federweg s_B enthalten ist, läßt sich die notwendige Arbeitsaufnahme der Feder nicht unmittelbar aus den Massen m und der Höhe h ermitteln, es sei denn, man dürfte bei einer großen Höhe h den Federweg s_B vernachlässigen.

Hat man die zulässige Kraft F , die sich aus der Konstruktion ergibt (siehe Seite 18), festgelegt, dann erhält man aus der gesamten Federarbeit $W = F \cdot s/2$ (für lineare Kennlinie unter Vernachlässigung der Vorspannung) und der Fallenergie W_{erf}

$$\frac{F \cdot s}{2} \geq g [m_1 (h + s_B) + m_2 \cdot s_B]$$

den erforderlichen Federweg s_{erf} und die Arbeitsaufnahme W_{erf}

$$s_{\text{erf}} > \frac{2 \cdot m_1 \cdot h \cdot g}{F - 2 (m_1 + m_2) \cdot g}$$

$$W_{\text{erf}} > \frac{F \cdot m_1 \cdot h \cdot g}{F - 2 (m_1 + m_2) \cdot g}$$

Wie die Gleichungen zeigen, muß

$$F > 2 (m_1 + m_2) g$$

sein, damit sich sinnvolle Lösungen ergeben.

Ermittlung der auftretenden Kräfte und Federwege

Nach der Festlegung der Federendkraft F und des Gesamtfederweges s_{ges} sowie der für die Reibungsfeder RINGFEDER® notwendigen Vorspannkraft F_v ergibt sich über den Zwischenwert Z

$$Z = \frac{s_{\text{ges}}}{F} [(m_1 + m_2) \cdot g - F_v]$$

der Betriebsfederweg s_B

$$s_B = Z + \sqrt{Z^2 + 2 \frac{s_{\text{ges}}}{F} \cdot m_1 \cdot g \cdot h}$$

und die Betriebskraft F_B

$$F_B = F \frac{s_v + s_B}{s_{\text{ges}}}$$

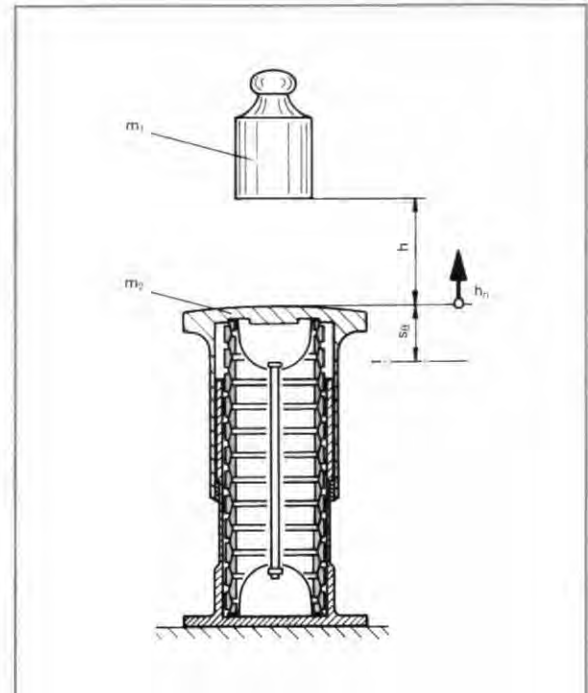


Bild 46

Freier Fall einer Masse aus der Höhe h . Bei der Berechnung der Fallarbeit ist auch der Federweg s_B zu berücksichtigen.

Kontrolle der Rückstoßhöhe

Beim „freien Fall“ ist es empfehlenswert zu kontrollieren, ob ein Rückstoß der beteiligten Massen erfolgt. Für Serienfedern mit Normalschmierung ist die Rückstoßenergie $E_{\text{Rück}}$, d. h. die nicht in Wärme umgewandelte Energie

$$E_{\text{Rück}} = \frac{1}{3} \left(\frac{F_B + F_v}{2} \cdot s_B \right) = \frac{1}{6} (F_B + F_v) \cdot s_B$$

Diese Rückstoßenergie wird wiederum in eine Lageenergie E_L umgewandelt

$$E_{\text{Rück}} = E_L = m_1 \cdot g (s_B + h_n) + m_2 \cdot g \cdot s_B$$

aus der sich die Rückstoßhöhe h_n über den Einfederzustand hinaus ergibt:

$$h_n = s_B \frac{F_B + F_v - 6 \cdot m_2 \cdot g}{6 \cdot m_1 \cdot g} - s_B$$

(Ein negatives Ergebnis bedeutet, daß kein Rückstoß über den Einfederzustand hinaus erfolgt.)

Der obige Ansatz vernachlässigt die Belastung der Vorspannteile beim Rückhub, so daß die errechnete Rückstoßhöhe h_n geringfügig größer ist als die im Betrieb **tatsächlich** auftretende.

3.4.3 Schiefe Ebene

Auch dieser in Bild 47 dargestellte Fall kommt für die Dimensionierung von Pufferfedern immer wieder vor. Die Hauptschwierigkeit bei der Berechnung liegt darin, den Reibbeiwert μ (gleitende Reibung) zu bestimmen. Eine Bewegung tritt erst dann auf, wenn

$$\sin \alpha > \mu \cdot \cos \alpha$$

ist.

Der Winkel α berechnet sich mit den Bezeichnungen des Bildes 47:

$$\alpha = \arctan \frac{H}{L}$$

Die erforderliche Arbeitsaufnahme W_{erf} des Puffers erhält man aus der Differenz der Fallarbeit

$$g \cdot \sin \alpha [m_1 \cdot h + (m_1 + m_2) \cdot s_B]$$

und der Reibungsarbeit

$$m_1 \cdot g \cdot \mu \cdot \cos \alpha \cdot (h + s_B)$$

$$W_{\text{erf}} = g \cdot \sin \alpha [m_1 \cdot h + (m_1 + m_2) \cdot s_B] - m_1 \cdot g \cdot \mu \cdot \cos \alpha \cdot (h + s_B)$$

Hat man die zulässige Kraft F festgelegt, dann erhält man für lineare Federkennlinien unter Vernachlässigung der Vorspannkraft aus der Gleichsetzung

$$\frac{F \cdot s}{2} = g \cdot \sin \alpha [m_1 \cdot h + (m_1 + m_2) \cdot s_B] - m_1 \cdot g \cdot \mu \cdot \cos \alpha \cdot (h + s_B)$$

den erforderlichen Federweg s_{erf}

$$s_{\text{erf}} > \frac{2 m_1 g (\sin \alpha - \mu \cdot \cos \alpha) \cdot h}{F + 2 m_1 g \mu \cos \alpha - 2 (m_1 + m_2) g \sin \alpha}$$

und die erforderliche Arbeitsaufnahme W_{erf}

$$W_{\text{erf}} > \frac{F m_1 g (\sin \alpha - \mu \cdot \cos \alpha) \cdot h}{F + 2 m_1 g \mu \cos \alpha - 2 (m_1 + m_2) g \sin \alpha}$$

Wie die vorangegangenen Gleichungen zeigen, muß

$$F > 2 g [(m_1 + m_2) \sin \alpha - m_1 \mu \cos \alpha]$$

sein, damit sich sinnvolle Lösungen ergeben.

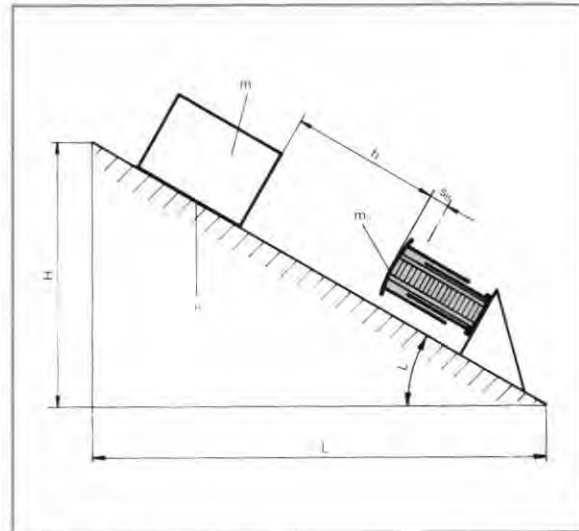


Bild 47
Bewegung auf schiefer Ebene.

Ermittlung der auftretenden Kräfte und Federwege

Nach der Auswahl des Reibungsfeder RINGFEDER®-Typs und damit der Festlegung der Federendkraft und der Vorspannkraft F_v sowie des Gesamtfederweges $s_{\text{ges}} = e \cdot s_e$ läßt sich der Betriebsfederweg s_B nach vorangegangener Bestimmung der Zwischengröße Z

$$Z = \frac{s_{\text{ges}}}{F} [(m_1 + m_2) \cdot g \cdot \sin \alpha - m_1 \cdot g \cdot \mu \cdot \cos \alpha - F_v]$$

errechnen aus

$$s_B = Z + \sqrt{Z^2 + 2 \frac{s_{\text{ges}}}{F} m_1 \cdot g \cdot h \cdot (\sin \alpha - \mu \cdot \cos \alpha)}$$

Die Betriebskraft F_B ergibt sich aus

$$F_B = F \frac{s_v + s_B}{s_{\text{ges}}}$$

3.5 Einfluß der Belastungsfrequenz auf die Temperatur

Die Dämpfung der Reibungsfeder RINGFEDER® von ca. 2/3 der Federarbeit wird in Wärme umgesetzt. Die Belastungsfrequenz n der Feder ist deshalb begrenzt und richtet sich nach der Federgröße und nach der Auslastung

$$\text{Belastungsverhältnis } \eta_F = \frac{F_B}{F}$$

Belastungsdiagramm

Im nachfolgenden Bild 48 sind für die Serienfedern die zulässigen Hubfrequenzen n in 1/min über dem Belastungsverhältnis aufgetragen. Das Diagramm gilt für eine Temperatur von 20–30 °C und einer um 50 °C höheren Beharrungstemperatur. Bei Verwendung von Spezialschmierstoffen ist eine Steigerung der Hubfrequenz bzw. der Auslastung möglich.

Liegt für den Einsatzfall eine höhere Umgebungstemperatur vor, so ist bei den von uns üblicherweise verwendeten Schmierstoffen eine Reduzierung der zulässigen Belastungsfrequenz vorzunehmen:

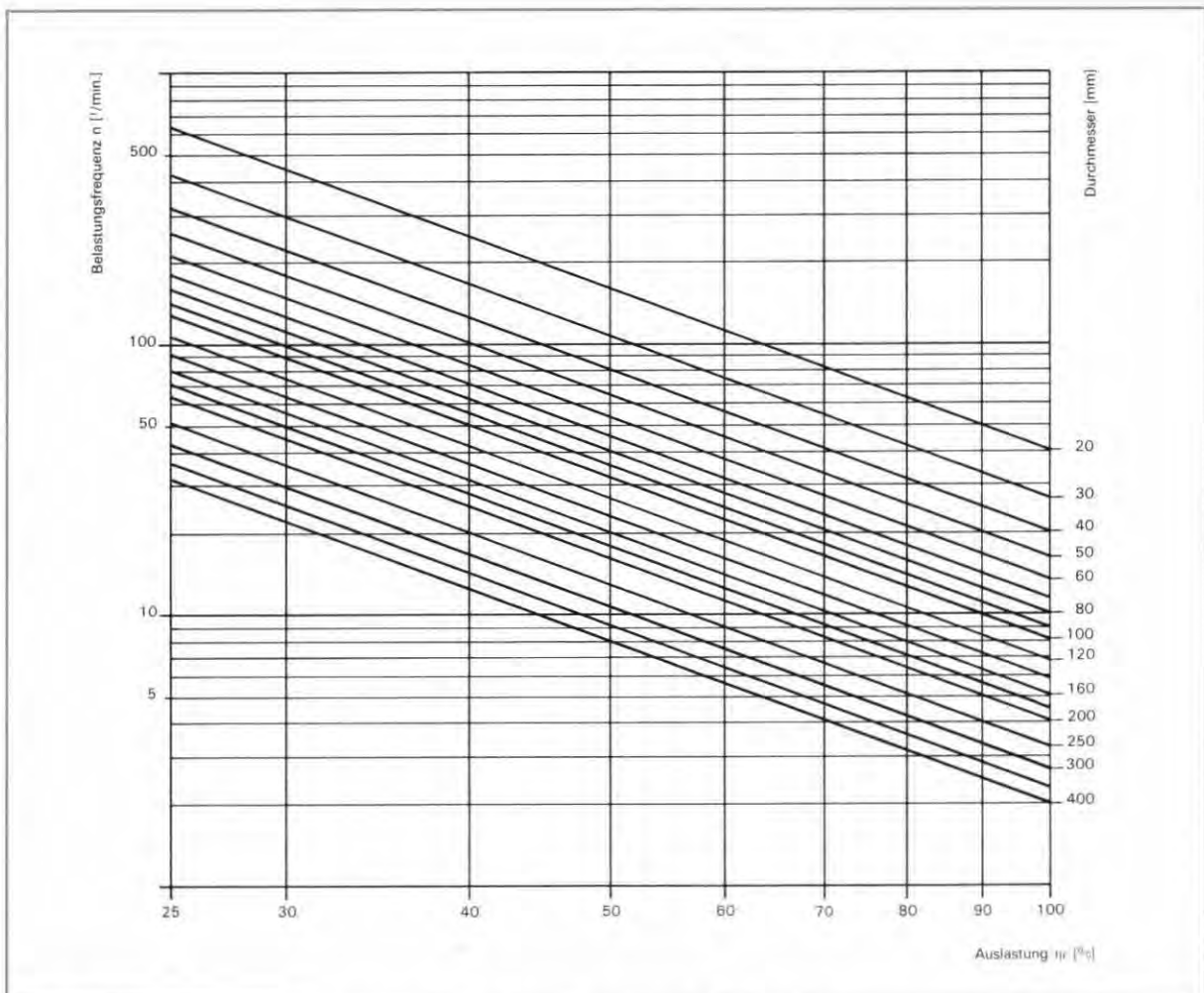
$$n_{\text{zul}} = n \cdot \frac{80 - t}{50}$$

(Eine dementsprechende Senkung der Auslastung führt selbstverständlich auch zur Lösung)

Maximal zulässige Erwärmung

Die zulässige Dauertemperatur der Reibungsfeder RINGFEDER® hängt von den Eigenschaften der üblicherweise verwendeten Schmierstoffe ab. Diese Temperatur beträgt ca. 80 °C.

Unter Verwendung von Spezialschmiermitteln können Reibungsfedern RINGFEDER® auch bei höheren Temperaturen eingesetzt werden. In solchen Anwendungsfällen ist auf jeden Fall Rücksprache mit der Ringfeder GmbH zu nehmen.



3.6 Lebensdauer und Auslastung

Durch die gleichmäßige Spannungsverteilung über den gesamten Ringquerschnitt wird, im Gegensatz zu allen anderen Federprinzipien, jedes Volumenelement gleich beansprucht. Der symmetrische Aufbau der Ringe ist auch für die Herstellung vorteilhaft. Bei der Wärmebehandlung sind keine ungleichmäßigen Erwärmungen oder Abkühlungen möglich. Diese Eigenschaften erklären die hohe Lebensdauer der Reibungsfeder RINGFEDER®.

Es ergeben sich höhere Lastspielzahlen wenn die Federn nur teilweise ausgenutzt werden (siehe Seite 14). Als **Richtwerte** für die Lebensdauererwartung in Abhängigkeit von der Auslastung η_F und der Federendkraft F (siehe Tabelle Seite 20) dienen die Kurven der Bilder 49 und 50.

Sollten höhere Forderungen als die aus den Kurven abzulesenden Lastspielzahlen bestehen, so gibt es noch Möglichkeiten der Lebensdauerverbesserung auf die hier aber einzugehen den Rahmen des Kataloges sprengen würde. (Hierzu bitte Kontaktaufnahme durch z.B. den Fragebogen auf Seite 41).

Als Beispiel sei hier auf die Steigerung der Lebensdauer einer Reibungsfeder RINGFEDER® hingewiesen, die durch anwendungsbedingte Abstimmung in den Lastwechselbereich oberhalb von 10^7 „getrimmt“ wurde.

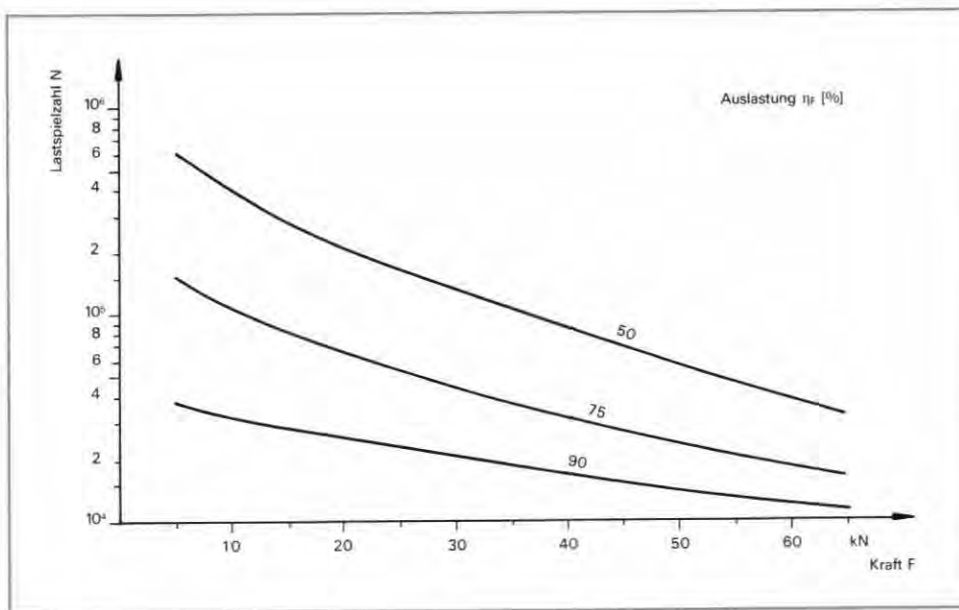


Bild 49
Lastspielzahl in Abhängigkeit von der Auslastung η_F und der Federendkraft F bei gedrehten Federn.

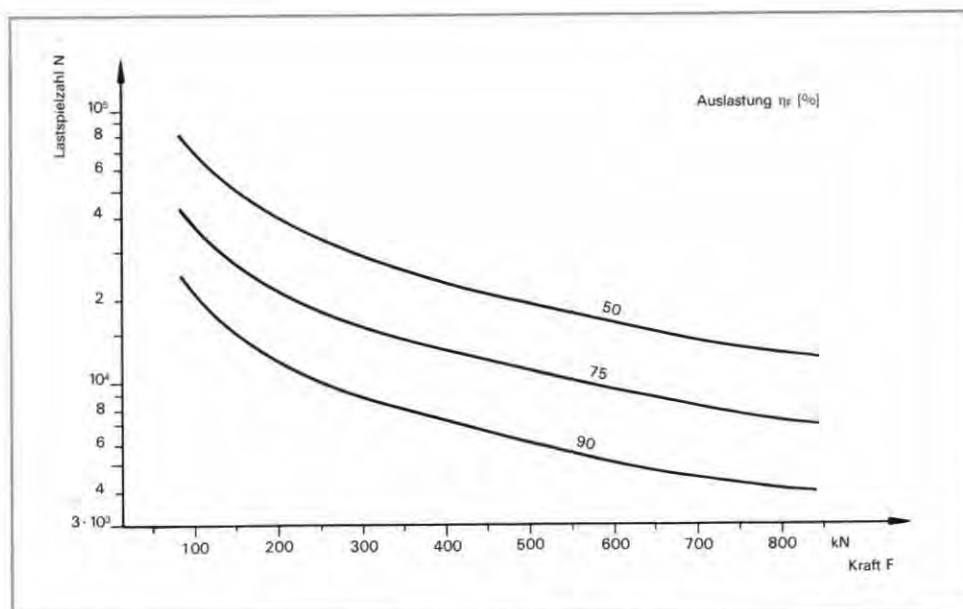


Bild 50
Lastspielzahl N in Abhängigkeit von der Auslastung η_F und der Federendkraft F bei gewalzten Federn.

3.7 Beispiele

Horizontaler Stoß

Bei einem horizontalen Stoß soll für eine Masse m für eine Geschwindigkeit v eine geeignete Reibungsfeder RINGFEDER® ausgelegt werden. Die maximale Belastungshäufigkeit soll n betragen. Als Einbaumaß stehen ein Durchmesser D_2 und als Baulänge L_v zur Verfügung. Die Vorspannkraft F_v soll nicht überschritten werden.

Die notwendige Mindestfederarbeit W beträgt

Als Leistung pro Stunde W/h errechnet sich Aus dem Leistungsschaubild von Seite 8 abgelesen, ergibt sich für obige Einbauverhältnisse folgende überschlägige Lösungsmöglichkeit:

Die Tabelle von Seite 20 führt zu den Typen mit der Elementenhöhe h_e und dem Elementenfederweg s_e . Zur Bestimmung der Elementenzahl dienen die Grundlagen von Seite 19: $e > L_v : h_e$.

Unter vorläufiger Vernachlässigung der Vorspannung ergibt sich aus W_e die Federarbeit pro Hub $W = e \cdot W_e$. Um die Auslastung der Feder pro Hub $\eta_F \cong \sqrt{\frac{E_{kin}}{W}}$ nicht über 80 % steigen zu lassen bzw. die Elementenzahl aus kaufmännischen Gründen nicht zu groß zu wählen, entfallen für unser Beispiel die Typen 1209 und 1310. Aus Gründen des Kraftniveaus und der höheren Lebensdauererwartung wählen wir Typ 1311.

Da die Vorspannkraft F_v kleiner als 10 % der Endkraft F sein soll, verwenden wir einen Schlitzring mit nebenstehenden Daten aus der Tabelle von Seite 21 zusätzlich.

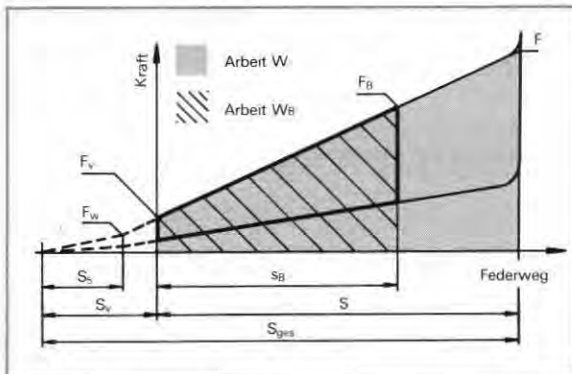


Bild 51 Bezeichnungen im Diagramm

Mit der gewünschten Vorspannkraft F_v errechnet sich der Vorspannweg s_v und der ausnutzbare Federweg s mit einer Arbeitsaufnahme W .

Die ungespannte Länge L_0 ergibt sich zu einer Einbau- bzw. Vorspannlänge L_v . Für die eingeleitete kinetische Energie $E_{kin} = 1103 \text{ J}$ bestimmt sich die Betriebskraft F_B nach den Grundlagen von Seite 23. Der Betriebsweg s_B ergibt sich zu

Bei dieser Auslastung η_F kann nach dem Diagramm von Seite 27 für diesen Typ von gut 35.000 ertragbaren Lastwechseln ausgegangen werden. Bei höheren Lebensdauerforderungen wäre die Auslastung durch Erhöhung der Elementenzahlen zu senken.

- $m = 245 \text{ kg}$
- $v = 3 \text{ m/sec}$
- $n = 12/\text{min}$
- $D_2 = 110 \text{ mm}$
- $L_v = 220 \text{ mm}$
- $F_v = 5 \text{ kN}$

$$E_{kin} = \frac{1}{2} m v^2 = W_{min} = \frac{1}{2} \cdot 245 \text{ kg} \cdot (3 \text{ m/sec})^2 = 1103 \text{ J}$$

$$W/h = W_{min} \cdot n \cdot 60 = 1103 \cdot 12 \cdot 60 = 794 \text{ kJ/h}$$

D_2	103			72
L_v	160			210
Typ	1312	1311	1310	1209
h_e	12,2	11	9,8	8,6
s_e	2,2	2	1,8	1,6
e	14	18	22	26
W_e	138	100	75	52
W	1932	1800	1650	1352
η_F	76	79	82	91

$$F = 100 \text{ kN}$$

$$e_s = 2$$

$$F_w = 1,1 \text{ kN}$$

$$s_s = 4,6 \text{ mm}$$

$$h_s = 13,6 \text{ mm}$$

$$s_w = 3,4 \text{ mm}$$

Das Diagramm unserer gewählten Reibungsfeder RINGFEDER® bestimmt sich wie folgt (siehe auch Seite 12):

$$s_1 = e_s \cdot s_w = 2 \cdot 3,4 = 6,8 \text{ mm}$$

$$s_2 = e_s \cdot s_s = 2 \cdot 4,6 = 9,2 \text{ mm}$$

$$s_3 = e \cdot s_e = 18 \cdot 2 = 36 \text{ mm}$$

$$s_4 = F_w \cdot s_3 : F = 1,1 \cdot 36 : 100 = 0,4 \text{ mm}$$

$$s_5 = s_1 + s_4 = 6,8 + 0,4 = 7,2 \text{ mm}$$

$$s_{ges} = s_2 + s_3 = 9,2 + 36 = 45,2 \text{ mm}$$

$$s_v = (F_v - F_w) : (F - F_w) \cdot (s_{ges} - s_5) + s_5 = 8,7 \text{ mm}$$

$$s = s_{ges} - s_v = 45,2 - 8,7 = 36,5 \text{ mm}$$

$$W = (F_v + F) \cdot s : 2 = (5 + 100) \cdot 36,5 : 2 = 1916 \text{ J}$$

$$L_0 = e \cdot h_e + e_s \cdot h_s = 18 \cdot 11 + 2 \cdot 13,6 = 225,2 \text{ mm}$$

$$L_v = L_0 - s_v = 225,2 - 8,7 = 216,5 \text{ mm}$$

$$F_B = \sqrt{\frac{2 \cdot W_B \cdot (F - F_v)}{s} + F_v^2} = 76 \text{ kN}$$

$$s_B = (2 \cdot W_B) : (F_B + F_v) = 27,3 \text{ mm}$$

$$\eta_F = F_B : F = 76 \%$$

Freier Fall mit Parallelanordnung

Eine frei fallende Masse m_1 soll nach einer Fallhöhe h mit einer max. zulässigen Kraft F_{\max} in einem Einbaudurchmesser D_2 bzw. einer max. Einbaulänge L_v abgebremst werden.

Für die überschlägige Lösung wird die Vorspannung vernachlässigt und es ergibt sich ein erforderlicher Federweg s_{erf} ($m_2 = 0$).

Da der obige Einbaudurchmesser D_2 nur Typ 1316 zuläßt, verwenden wir eine Parallelanordnung (Seite 16) mit Typ 1314. Aus s_{erf} errechnet sich die Mindestelementenzahl e_{erf} . Um die Auslastung η_F nicht größer als 0,8 werden zu lassen, wählen wir die Elementenzahl e mit der ungespannten Länge L_0 und dem Federweg s_{ges} , dessen kleinster bestimmend ist für die Gesamtfeder. Bei einer Vorspannlänge L_v von 350 mm ergibt sich die Gesamtvorspannkraft F_v aus den Einzelvorspannkraften F_{v1} und F_{v2} und die resultierende Endkraft F_{res} . Nach den Grundlagen von Seite 24 bestimmt sich der Betriebsfederweg s_B der Gesamtfeder und die Betriebskraft F_B .

Die Rückstoßhöhe h_n ergibt sich zu mit einer erneuten Einfederung s_{B2} von

Schiefe Ebene mit Serienschaltung

Eine Bramme von maximal 6 t soll über eine schiefe Ebene nach Bild 47 von Seite 25 über einen Weg h herunterrutschen und durch 2 parallel angeordnete Puffer bei einer maximal Kraft F_{zul} abgefangen werden. Der Reibwert kann im ungünstigsten Fall mit μ angenommen werden. Für den Einbau steht eine Baulänge L_v zur Verfügung. Eine Anfangsgeschwindigkeit und die statische Masse m_2 werden vernachlässigt.

Für den Neigungswinkel α errechnet sich unter Vernachlässigung der Vorspannkraft F_v und Berücksichtigung, daß 2 Puffer ($m_1 = m/2$) zur Arbeitsaufnahme zur Verfügung stehen, ein erforderlicher Federweg s_{erf} . Unter Beachtung einer Auslastung $\eta_F < 0,8$ und einer möglichst geringen Baulänge wird eine Serienanordnung (siehe Seite 17) der Typen 1319 und 1221 vorgesehen. Es sollen e Elemente pro Typ Verwendung finden. Die Vorspannkraft F_v wird mit 100 kN festgelegt und ergibt einen Vorspannweg von s_v , woraus sich die Einbaulängen L_v bestimmen.

Zur Bestimmung der auftretenden Betriebskraft F_B ist zuvor der Federweg bis zum Knickpunkt der Kennlinie bei 720 kN zu ermitteln. Mit der Zwischengröße Z von Seite 25 errechnet sich der Betriebsfederweg s_B , aus dem sich die Betriebskraft F_B bestimmt, die in unserem Beispiel deutlich unter der max. zulässigen Kraft von 600 kN liegt.

$$\begin{aligned} m_1 &= 2000 \text{ kg} & m_2 &= 0 \\ h &= 500 \text{ mm} & D_2 &\leq 180 \text{ mm} \\ F_{\max} &< 500 \text{ kN} & L_v &\leq 350 \text{ mm} \end{aligned}$$

$$s_{\text{erf}} > \frac{2 \cdot m_1 \cdot g \cdot h}{F_{\max} - 2(m_1 + m_2) \cdot g} = 42,6 \text{ mm}$$

	Typ	1316	1314
	F	350	200
	s_e	3,7	2,6
	h_e	20	15
$e_{\text{erf}} > s_{\text{erf}} : s_e$	e_{erf}	12	18
	e	18	24
$L_0 = e \cdot h_e$	L_0	360	360
$s_{\text{ges}} = e \cdot s_e$	s_{ges}	66,6	62,4
$F_v = \frac{L_0 - L_v}{s_{\text{ges}}} \cdot F$	F_v	53	32

$$F_v = F_{v1} + F_{v2} = 85 \text{ kN}$$

$$F_{\text{res}} = 200 + \frac{62,4}{66,6} \cdot 350 = 528 \text{ kN}$$

$$s_B = \frac{s_{\text{ges}}}{F_{\text{res}}} [(m_1 + m_2) \cdot g - F_v] +$$

$$\sqrt{\left[\frac{s_{\text{ges}}}{F_{\text{res}}} ((m_1 + m_2) \cdot g - F_v) \right]^2 + 2 \frac{s_{\text{ges}}}{F_{\text{res}}} \cdot m_1 \cdot g \cdot h}$$

$$F_B = F \frac{s_v + s_B}{s_{\text{ges}}} = 432 \text{ kN}$$

$$h_n = s_B \frac{F_B + F_v - 6 \cdot m_2 \cdot g}{6 \cdot m_1 \cdot g} - s_B = 139,2 \text{ mm}$$

$$s_{B2} = 18,9 \text{ mm}$$

$$m_{\text{ges}} = 6000 \text{ kg}$$

$$H = 2 \text{ m}$$

$$L = 7 \text{ m}$$

$$h = 6 \text{ m}$$

$$F_{\text{zul}} \leq 600 \text{ kN}$$

$$\mu = 0,15$$

$$L_v \leq 500 \text{ mm}$$

$$\alpha = \arctan \frac{2}{7} = 15,95^\circ$$

$$s_{\text{erf}} > \frac{2 m_1 \cdot g \cdot (\sin \alpha - \mu \cdot \cos \alpha) \cdot h}{F_{\max} + 2 \cdot m_1 \cdot g \cdot \mu \cdot \cos \alpha - 2 m_1 \cdot g \cdot \sin \alpha} = 77,8 \text{ mm}$$

	Typ	1319	1221
	s_e (mm)	4,4	5,8
	h_e (mm)	26,4	35,8
	F (kN)	720	1000
	e	16	12
$s_v = \frac{F_r}{F} \cdot e \cdot s_e$	s_v (mm)	9,8	7,0
$L_v = e \cdot h_e - s_v$	L_v (mm)	412,6	422,6

$$16 \cdot 4,4 + \frac{720}{1000} \cdot 12 \cdot 5,8 = 120,5 \text{ mm}$$

$$Z = \frac{120,5}{720 \cdot 10^3} [3000 \cdot 9,81 \cdot (\sin 15,95 - 0,15 \cdot \cos 15,95) - 10^6] = -16,1$$

$$s_B = -16,1 + \sqrt{16,1^2 + 2 \frac{120,5}{720 \cdot 10^3} \cdot 3000 \cdot 9,81 \cdot 6000 \cdot (\sin 15,95 - 0,15 \cdot \cos 15,95)} = 73,2 \text{ mm}$$

$$F_B = 720 \text{ kN} \cdot \frac{16,8 + 73,2}{120,5} = 537 \text{ kN}$$

4. Konstruktionshinweise und Empfehlungen

4.1 Führung

Für Reibungsfedern RINGFEDER® ist im allgemeinen **eine Innen- oder Außenführung** vorzusehen (Durchmesser d_2 und D_2 der Tabelle). Ausnahmen sind für kurze Federn möglich ($L \leq 1,5 D_1$), wenn sie zwischen parallel geführten Druckplatten belastet werden. Im Bereich eines Schlitzringes ist wegen des verringerten Durchmessers d_3 keine Innenführung möglich.

An die Führungen werden keine besonderen Anforderungen hinsichtlich der Oberflächengüte oder Härte gestellt. Für die in der Tabelle angegebenen Durchmesser d_2 und D_2 gilt als zulässige Toleranz IT 13 (Grundtoleranz nach DIN 7151). Diesen Wert kann man auch als h 13 oder H 13 einer Toleranz-tabelle entnehmen.

Müssen lange Federpatronen verspannt werden, dann empfiehlt es sich, einen der Vorspanntöpfe als Innenführung zu verwenden, wie es in den Bildern 53 und 61b dargestellt ist.

4.3 Hubbegrenzungen

Wie bereits erwähnt, sind Reibungsfedern RINGFEDER® in der Blockstellung gegen Überlastung gesichert (Bild 10) und benötigen keine Hubbegrenzung. Eine Ausnahme macht lediglich der Ringtyp 1316, der erst nach $s_e = 4$ mm je Element die Blockstellung erreicht, während zu $F = 350$ kN der Wert $s_e = 3,7$ mm gehört.

Muß eine Hubbegrenzung vorgesehen werden, dann kann das dadurch geschehen, daß der Stößel nach dem gewünschten Federweg am Gehäuse anliegt (Bilder 54, 56), daß der Stößel nur um den zulässigen Hub vorsteht (Bild 55) oder aber durch Anschlagern der beiden Vorspanntöpfe (Bild 61b).

4.2 Abdichtung der Puffergehäuse

Reibungsfedern RINGFEDER® sind gegen Schmutz und Feuchtigkeit geschützt einzubauen, damit der Schmierfilm auf den Kegelflächen nicht beeinträchtigt werden kann. Dafür reichen im allgemeinen einfache Gleitführungen aus. Die Stößel und Hülsen der Eisenbahnpuffer bestehen aus Stahl; diese Führungen haben sich gut bewährt. Man wird daher nur dann spezielle Lagerwerkstoffe einsetzen, wenn der Pufferstößel gleichzeitig eine präzise Führung anderer Maschinenteile gewährleisten soll. Unter erschwerten Bedingungen (starker Staub) empfehlen sich zusätzliche Dichtungen, bei denen jedoch darauf zu achten ist, daß ein genügend großer Luft-raum zum Druckausgleich vorhanden ist. **(Die Federringe dürfen nicht über das Fettpolster blockiert werden.)** Die entstehenden Druckerhöhungen der Luft sind im Vergleich zur Federkraft sehr klein und dürfen in jedem Fall vernachlässigt werden.

4.4 Montage

Schon beim Entwurf sollte man darauf achten, daß sich die Reibungsfeder RINGFEDER® gut verspannen und in das Gehäuse einbauen läßt. Vorteilhaft sind vorgespannte Federpatronen entsprechend den Bildern 52 und 53. Derartige Konstruktionen finden Sie in den Prinzipskizzen des Abschnittes 4.9.

Beim Einsatz der Reibungsfeder RINGFEDER® ohne Patrone läßt sich die Feder am Besten in der senkrechten Lage montieren. Ab Größe 1310 soll das beigestellte Fett auch auf die Außenflächen der Feder aufgetragen werden, bevor die Feder montiert wird.

Der Aufbau insbesondere langer Federn wird erleichtert, wenn die Federn beim Vorspannen auf einem Bolzen oder Rohr geführt sind (Bilder 59 und 61).

Vorgespannte Federpatronen bieten auch Vorteile beim Zerlegen eines Puffers. Sind infolge Ausfalls des Schmiermittels Ringe verklemmt, so lassen sie sich durch einen Hammerschlag gefahrlos lösen, wobei die Feder durch die Vorspannschraube zusammengehalten ist. Beachten Sie bitte die Hinweise im folgenden Abschnitt 4.5 „Schmierung der Reibungsfeder RINGFEDER®“, um jegliche Unfall-gefahr infolge falscher Handhabung auszuschließen.

4.5 Schmierung

Neben der Ringgeometrie, Oberflächenbeschaffenheit sowie Art und Härte des Stahles hat der Schmierstoff einen starken Einfluß auf die Standzeit einer Reibungsfeder RINGFEDER®.

In jahrelangen Versuchen wurden Schmierstoffe entwickelt, die bei den unterschiedlichen Beanspruchungsbedingungen der einzelnen Federtypen optimale tribologische Standzeiten bewirken. Chargenweise durchgeführte Abnahmeprüfungen gewährleisten eine gleichbleibende Qualität der Schmierstoffe.

In den meisten Fällen handelt es sich um Spezial-schmierfette unterschiedlicher Verseifungsart. Für Sonderfälle stehen auch Schmieröle und diverse Fest-Schmierstoffe zur Verfügung (siehe Sonderschmierstoffe).

Da die optimalen Federkennwerte nur mit den von der Ringfeder GmbH vorgeschriebenen Spezialfetten erreicht werden, wird von der Verwendung anderer Produkte ohne Rücksprache dringend abgeraten.

Die Federpakete werden in der Regel vor der Auslieferung mit dem entsprechenden Schmierstoff versehen. Ab der Größe 1310 wird Fett zum Nachschmieren der Federsäule beim Einbau beigelegt.

Demontage

Vorsicht beim Zerlegen

Sind Ringe verklemmt, so lassen sie sich durch einen Hammerschlag lösen. Damit die Ringe nicht durch die Wirkung der gespeicherten Energie auseinanderfliegen (**Unfallgefahr!**), müssen sie innerhalb der Federpatrone mit Vorspannteilen (Bild 52) gelöst werden. Verklemmte Ringe aus Federn ohne Vorspannteile sind durch Umschlingen mit einem Seil zu sichern und anschließend mit dem Hammer zu lösen.

Auf Ihrer Zeichnung sollte ein entsprechender Text für die Demontage vorgesehen werden.

Reinigen der Ringe

Das Reinigen der Ringe muß mit Sorgfalt geschehen. Alle Schmutz- und Fettrückstände sind von den Ringen zu entfernen. Die Reinigung selbst kann in allen fettlösenden Substanzen vorgenommen werden, die frei von Rückständen sind. Nur mit metallisch blanken Ringen ist eine optimale Federstandzeit zu erreichen. Angerostete Ringe oder solche mit schwarzem Belag können nur im Strahlverfahren gereinigt werden. Die Reinigung und Überprüfung ist selbstverständlich auch bei der Ringfeder GmbH möglich.

Sonderschmiermittel

Bei Verwendung von MoS₂-haltigen Spezialschmierfetten und -ölen findet eine Verringerung des Reibwertes statt, die zur Senkung der Federendkraft F führt. Gleichzeitig verringert sich die Dämpfung – die zulässige Belastungsfrequenz und Einsatztemperatur steigen. Sollte der Einsatz bestimmter Schmierstoffe vorgeschrieben sein, so ist eine Prüfung der Tauglichkeit für die Reibungsfeder RINGFEDER® dringend erforderlich und kann in unserem Hause erfolgen.

Wartung

Im Allgemeinen ist ein Nachschmieren der Feder im Betrieb **nicht erforderlich**, und kann sogar bei der Verwendung anderer als den von uns vorgeschriebenen Schmiermitteln zum Ausfall führen; die tribologische Standzeit der zur Verwendung kommenden Schmiermittel liegt in der Größenordnung der Zeitfestigkeit der Federn. Läßt sich durch konstruktive Maßnahmen die Verunreinigung des Schmiermittels nicht verhindern, so sind entsprechende Wartungsintervalle vorzusehen.

4.6 Toleranzen

Die Toleranz der Prüfkraft hängt von der Elementenzahl e und vom Herstellungsverfahren ab. Mit steigender Elementenzahl sinkt die prozentuale Abweichung, da sich die einzelnen Durchmesser-toleranzen teilweise aufheben.

Jede Reibungsfeder RINGFEDER® wird auf einem Federprüfstand gemessen. Von der Vorspannlänge L_v ausgehend wird ein auf der Federzusammensetzungszeichnung festgelegter Prüfweg gefahren ($\approx 70\% s_{ges}$); die Toleranz der Prüfkraft beträgt $\pm 10\%$. Für besondere Anwendungsfälle ist auch eine Einschränkung der Toleranzen möglich. **Grundsätzlich werden nur geprüfte Federn geliefert.**

Für die Kontrolle der Federlänge ist es nicht sinnvoll, die ungespannte Länge L_0 zu messen, da wegen einer gewissen Unrundheit der unbelasteten Ringe im allgemeinen eine zu große Länge gemessen wird. Damit sich die Ringe vollständig auf den Kegelflächen berühren, sollte nur unter Last geprüft werden. Aus dem Verlauf des Diagramms läßt sich dann auch die Federlänge bei $F = 0$ bestimmen.

4.7 Vorspannung

Reibungsfedern RINGFEDER® sollen mit $5 \div 10\%$ ihrer Endkraft vorgespannt werden, um eine in Achsrichtung ausgerichtete Federsäule zu erhalten. Bei Vorspannkraften unter 10% ist es sinnvoll die serienmäßig angebotenen Schlitzringe mit vorzusehen. Diese sollten mit mindestens 70% der Kraft des weichen Anhubes F_w vorgespannt werden, welche dann nur noch 1 bis 3% der Endkraft F beträgt.

Vorgespannte Federpatronen anstreben

Die Verschraubung in Bild 54 hat die Aufgabe, die Reibungsfedern RINGFEDER® vorzuspannen und gleichzeitig die beiden Gehäuseteile 1 und 2 zusammenzuhalten. Diese Lösung hat den Nachteil, daß die Ringe in den Stößel 1 eingelegt werden müssen und beim Vorspannen nicht beobachtet werden können, so daß die Gefahr besteht, daß sich einzelne Ringe schiefssetzen. Auch die Demontage von gebrauchten Patronen ist sicherer als bei durch das Gehäuse verspannten Federn.

Wir empfehlen daher, nach Möglichkeit Reibungsfedern RINGFEDER® nur als vorgespannte Federpatronen in die Gehäuse einzubauen (s. Bild 52) und die Gehäuseteile mit zusätzlichen Mitteln zusammenzuhalten (vgl. Abschnitt 4.9, Bilder 56 bis 58). Bei derartigen Federpatronen ist es möglich, die Ringe nach dem Verspannen darauf zu kontrollieren, ob sie senkrecht zur Federachse stehen, und sie gegebenenfalls mit Hammerschlägen auszurichten.

Muß durch die Feder z.B. eine Zugstange geführt werden und will man vorgespannte, einbaufertige Patronen verwenden, dann kommt eine Konstruktion nach Bild 53 in Frage. Als lösbare Verbindungen kann man beispielsweise Verschraubungen (a) oder zwei halbe Ringe (b) mit federnden Sprengringen als Sicherungen vorsehen. Auch Reibungsfedern RINGFEDER®, die mit der Zugstange verspannt sind, zählen zu den vorgespannten Federpatronen (Bild 61).

Aus Gründen der Transportstabilität sollten die beschriebenen Federpatronen nicht länger sein als etwa der 4- bis 5fache Federdurchmesser D_1 . Längere Federn unterteilt man entweder in zwei bzw. mehr Patronen oder bildet einen der beiden Vorspanntöpfe als ausreichend lange Innenführung aus (Bild 53). Die „Transportlänge“ einer Federpatrone nach Bild 52 für Druckpuffer sollte etwas größer gewählt werden als die Länge im eingebauten Zustand, damit die Federrückstoßkraft durch das Gehäuse und nicht durch die Vorspannschraube aufgenommen wird.

Als Höchstwert für die Vorspannkraft F_v sollten 50% der Federendkraft nicht überschritten werden, um den Schmierfilm auf den Kegelflächen nicht zu beeinträchtigen. Bei Verwendung von Sonderschmiermitteln kann (nach Rücksprache) eine Vorspannung von maximal 70% erreicht werden. Diese obere Grenze gilt z.B. für Reibungsfedern RINGFEDER® in Überlastsicherungen (siehe Seite 4).

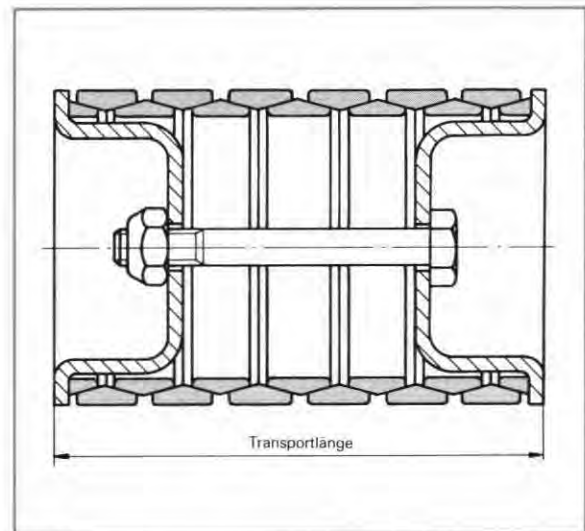


Bild 52
Vorgespannte Federpatrone. Vor dem Einbau der Patrone lassen sich die Ringe noch ausrichten.

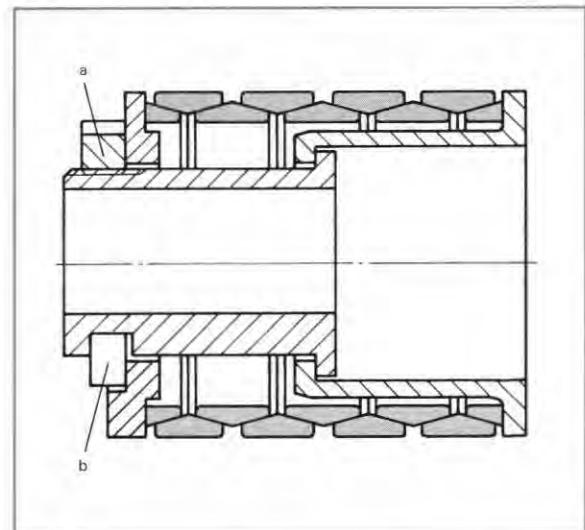


Bild 53
Vorgespannte Federpatrone für durchgehende Zugstange.

Prinzipskizzen ungünstiger Lösungen

4.8 In Druckrichtung wirksam

Bild 54 zeigt eine relativ einfache Konstruktion, die jedoch den Nachteil hat, daß keine vorgespannte Federpatrone (siehe Bild 52) vorgesehen ist, so daß die Feder zusammen mit den Gehäuseteilen (1) und (2) verspannt werden muß. Dabei lassen sich die Ringe weder beobachten noch nachträglich ausrichten.

Verzichtet man auf den Einbau vorgespannter Federpatronen, dann ist es ratsam, die Feder zumindest auf einem Bolzen zu führen, wie es in Bild 53 dargestellt ist.

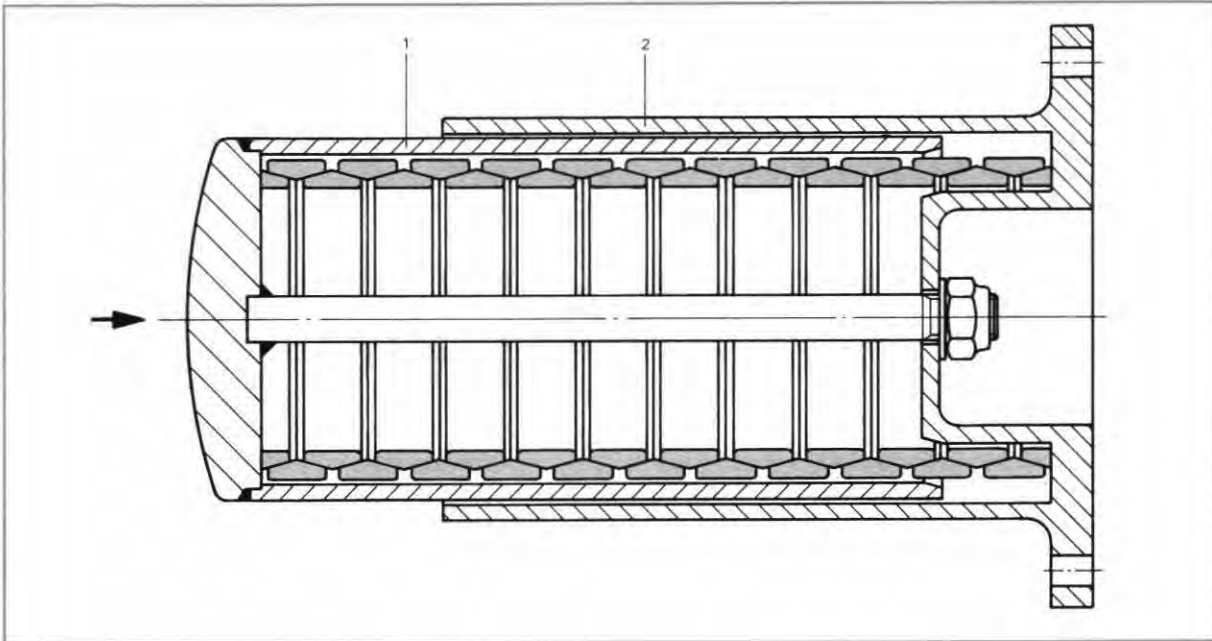


Bild 54

Wird die Feder zusammen mit den Gehäuseteilen 1 und 2 verspannt, dann kann man die Ringe **nicht mehr ausrichten**. Nach Möglichkeit sollte man daher vorgespannte Federpatronen verwenden.

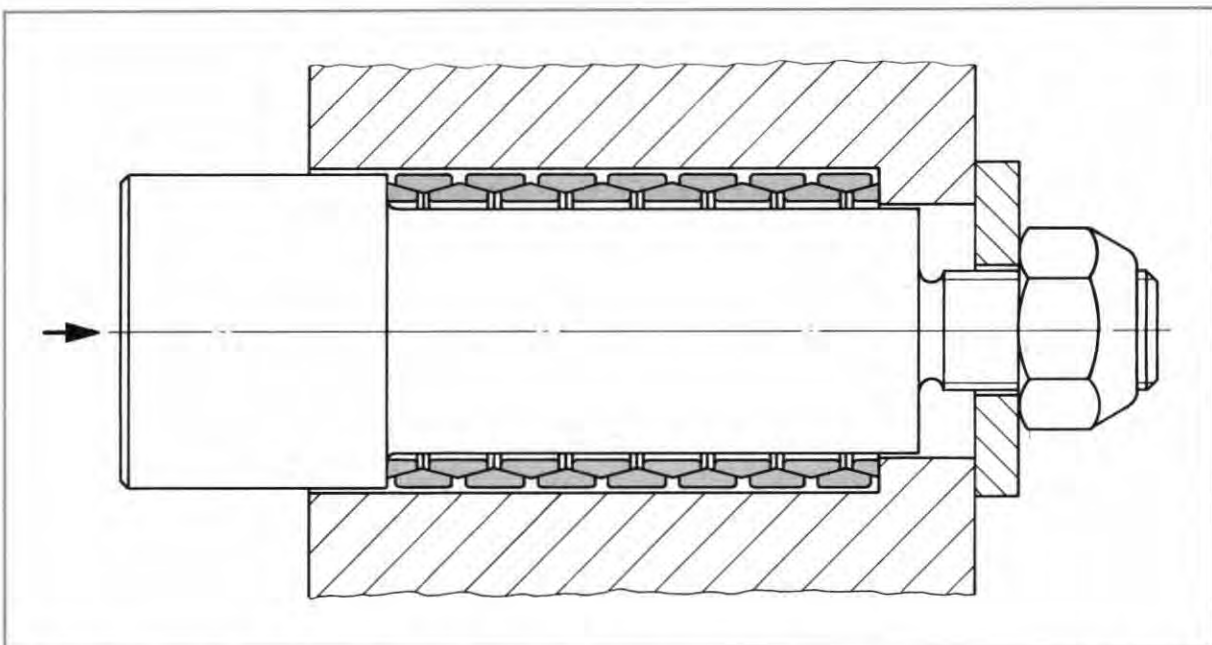


Bild 55

Einbau eines Puffers in ein Maschinenteil. Die Ringe können nach dem Verspannen **nicht mehr ausgerichtet** werden. Der Einbau ist dadurch erleichtert, daß die Ringe auf dem Bolzen geführt sind.

4.9 Konstruktionsbeispiele

In Druckrichtung wirksam

Bild 56 zeigt den Aufbau eines Druckpuffers, den man mit seiner Grundplatte an jedes beliebige Bauteil anschrauben kann. Die Absätze a und b im Gehäuse oder Stößel können auch durch Einlegen von geteilten Halteringen in entsprechende Ausdrehungen erreicht werden.

Steht hinter der Befestigungsplatte ausreichender Einbauraum zur Verfügung, dann läßt sich der Puffer nach Bild 57 anflanschen.

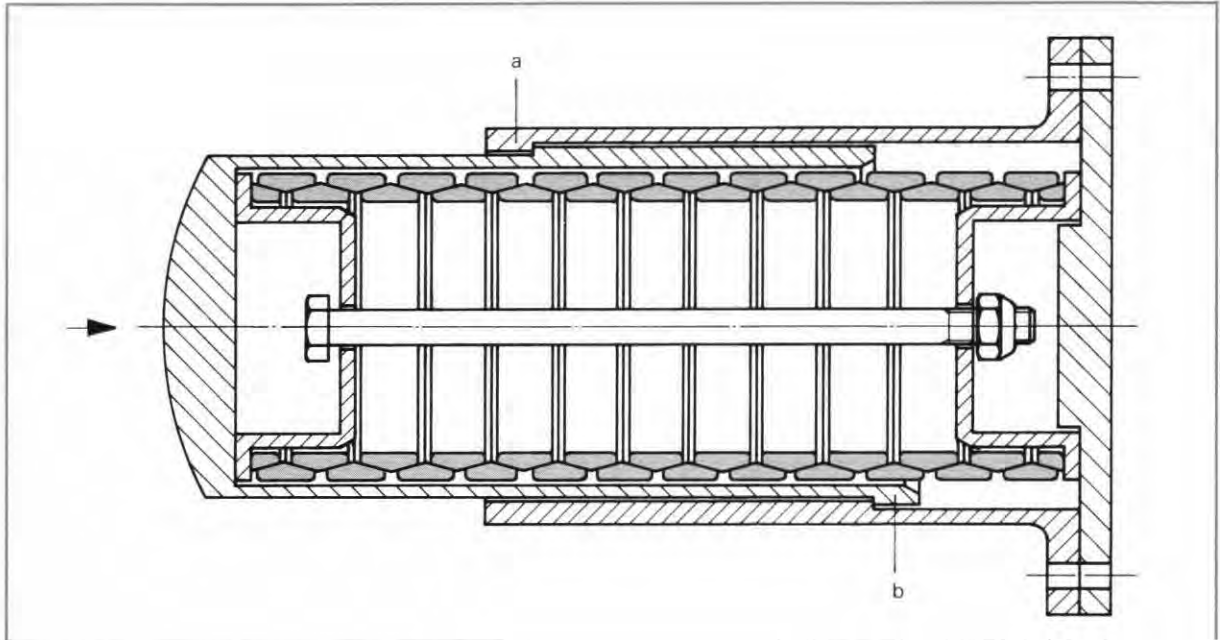
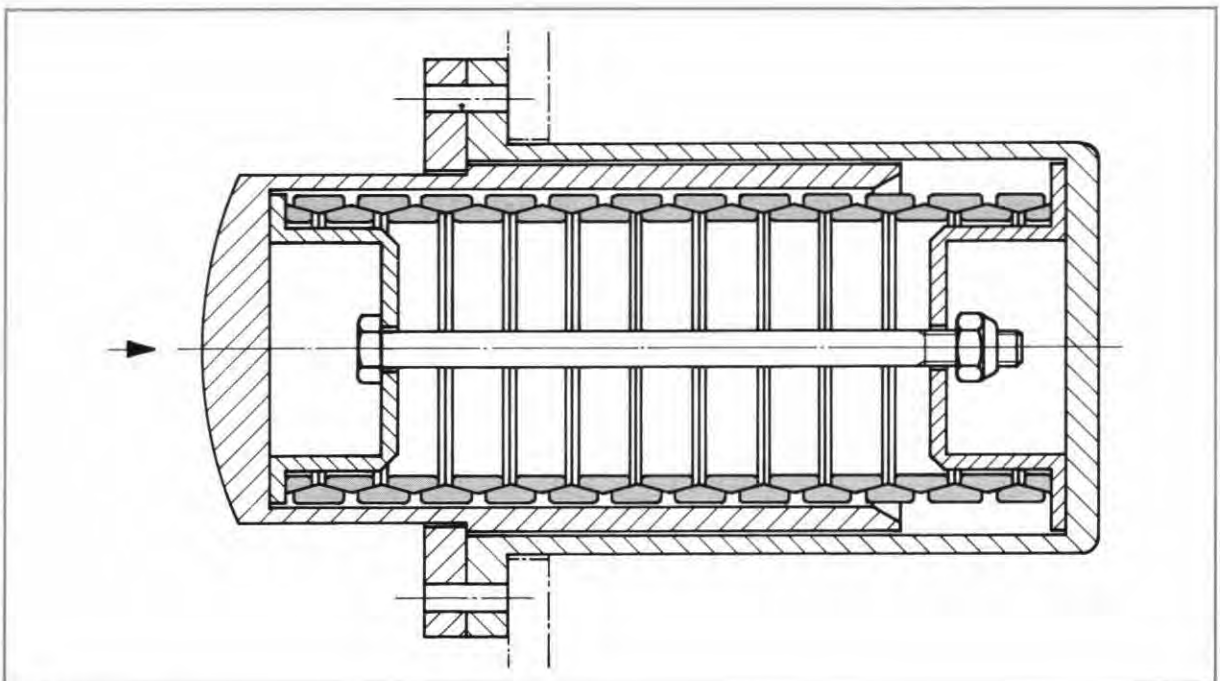


Bild 56
Puffer mit vorgespannter Federpatrone. Die Absätze a oder b halten die Gehäuseteile zusammen. Die Patrone wird so eingebaut, daß die Vorspannschraube entlastet ist.



34 **Bild 57**
Puffer mit Befestigungsflansch am vorderen Ende des Gehäuses.

Eine weitere Vereinfachung beim Einbau in ein großes Maschinenteil ergibt sich für eine Konstruktion nach Bild 58. Der zweite Stößel erlaubt es, diesen Puffer von beiden Seiten zu beaufschlagen.

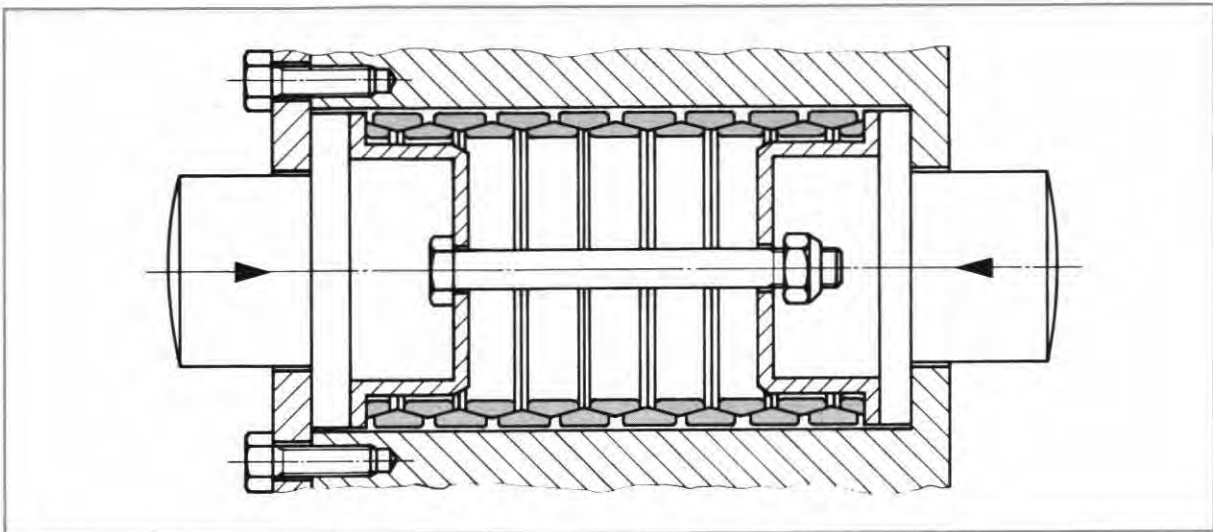


Bild 58
Einbau eines Puffers in ein Maschinenteil. Die beiden Stößel erlauben es, den Puffer von beiden Seiten zu beaufschlagen.

In Zugrichtung wirksam

Reibungsfedern RINGFEDER® können nur in Druckrichtung belastet werden. Für Zugfederungen ist eine Kraftumlenkung mittels einer durchlaufenden Zugstange erforderlich, wie es in den Bildern 53 und 59 gezeigt wird.

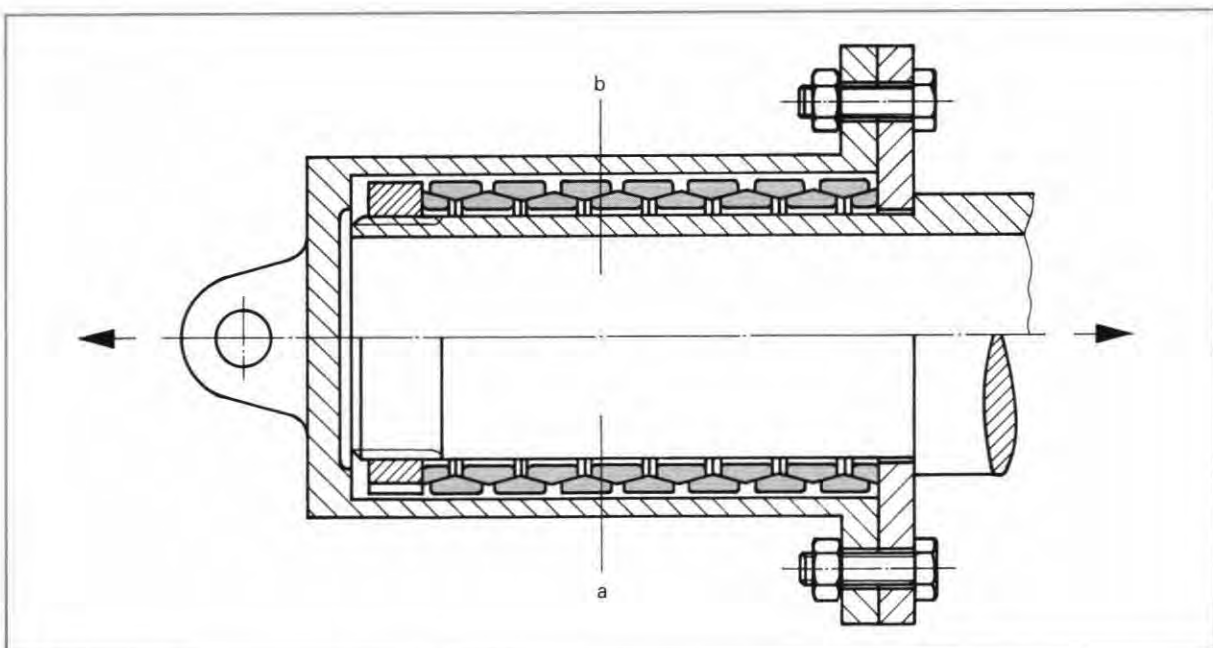


Bild 59
Zugeinrichtung mit Gabelkopf. Die Reibungsfeder RINGFEDER® ist mit der Zugstange a) massiv, b) Rohr zu einer Federpatrone verspannt. Vorteilhafte Konstruktion, weil sich die Ringe nach dem Vorspannen ausrichten lassen.

**In Zug- und Druckrichtung wirksam
(symmetrisches Diagramm)**

Bild 29 zeigt ein Diagramm einer vorgespannten Reibungsfeder RINGFEDER®, die in Zug- und Druckrichtung arbeitet.

In Bild 61 ist – auf die einfachste Darstellung reduziert – der grundsätzliche Aufbau einer zweiseitig wirkenden Federeinrichtung skizziert. Die Zug- und Druckstange (3) und das Gehäuse (4) sind dabei aus einem Stück bestehend gezeichnet. Die typischen Kennzeichen, die sich in allen derartigen Einrichtungen finden, sind die Scheibe (1) und der Zugtopf (2). Bei Belastung in Zugrichtung bleibt (1) stehen, während (2) abhebt; für den Druckhub liegen die Verhältnisse umgekehrt.

Die Konstruktion ist insofern überbestimmt, da die Teile (1) und (2) sowohl an den Absätzen im Gehäuse (4) als auch an denen der Stange (3) anliegen müssen, wenn die Vorrichtung kein Spiel aufweisen soll. Mit Hilfe der Mutter auf der Zug- und Druckstange ist es möglich, die Einrichtung auf spielfreien Betrieb einzustellen. Als Führung für das Ende der Stange dient ein Rohr (Länge $> s$) an der angeflanschten Platte. Bei langen Federn empfiehlt es sich für eine leichte Montage ferner, die „Scheibe (1)“ mit einem Führungsrohr für die Federringe zu versehen (Bild 61, Ausführung b).

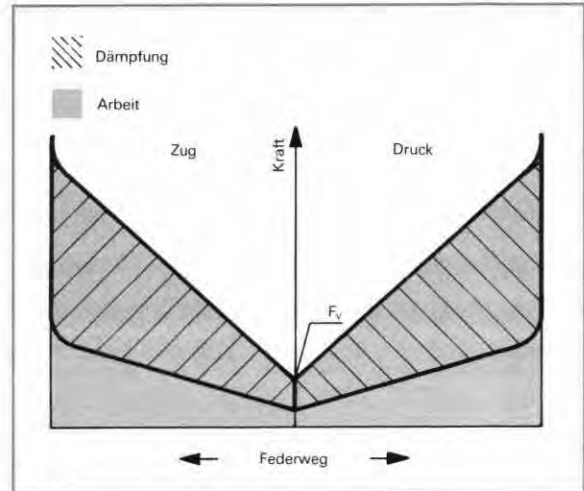


Bild 60
Bei Zug- und Druckeinrichtungen zeichnet man zwecks Platzersparnis das Kraft-Weg-Diagramm nicht vorzeichenrichtig sondern trägt auch Zugkräfte in positiver Krafrichtung auf.

Im übrigen lassen sich auch andere der bisher beschriebenen Gehäusevarianten auf zweiseitig wirkende Einrichtungen übertragen. So können Zug- und Druckeinrichtungen zum Beispiel durch Verlängerung der Zug- und Druckstange auch von zwei Seiten beaufschlagt werden (vgl. Bild 58).

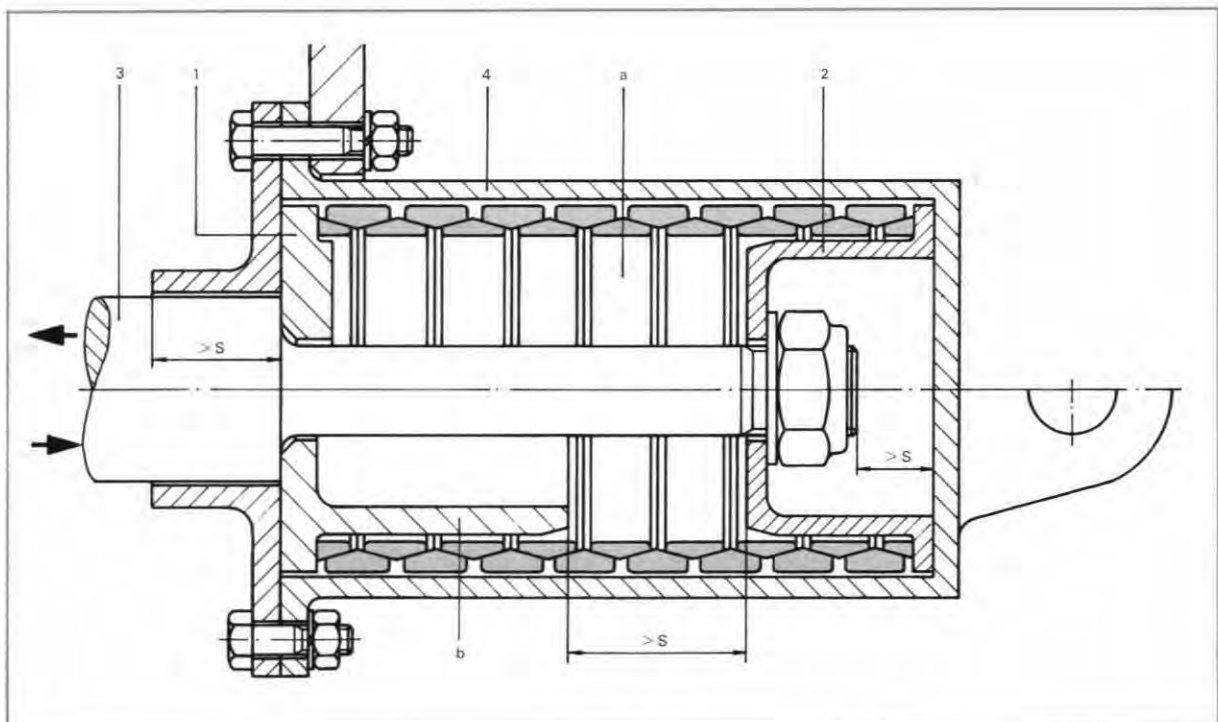


Bild 61
Zug- und Druckeinrichtung mit vorgespannter Federpatrone a) Gehäuse mit Flanscbefestigung, b) mit Gabelkopf. Um lange Federn zum Vorspannen aufbauen zu können, empfiehlt es sich, Scheibe (1) mit einem Führungsrohr zu versehen (b).

**In Zug- und Druckrichtung wirksam
(unsymmetrisches Diagramm)**

Durch Unterteilen der Feder und entsprechende Ausbildung der kraftübertragenden Teile ist es möglich, den Druck- oder Zughub zu verkürzen, ein geknicktes Diagramm zu erreichen oder auch die Endkraft zu erhöhen. Beim Aufteilen einer Feder in zwei Teilfedern muß man einen Innenring durch zwei halbe Ringe ersetzen. Bild 63 zeigt zwei Beispiele für Druckhubverkürzungen.

In der Ausführung a) ist die Feder (1) durch das Rohr (3) ausgeschaltet. Die beiden Teilfedern (1) und (2) sind als gleich lang angenommen, so daß man in Druckrichtung den halben Federweg bei gleicher Endkraft erhält. Bei der Ausführung b) arbeiten zunächst beide Federn, bis das Spiel zwischen Rohr (3) und Scheibe (4) überbrückt ist; das Ausschalten der Feder (1) zeigt sich als Knick im Diagramm.

Nach dem gleichen Prinzip läßt sich der Zughub verkürzen, wenn das Rohr (3) in die Teilfeder (2) verlegt wird.

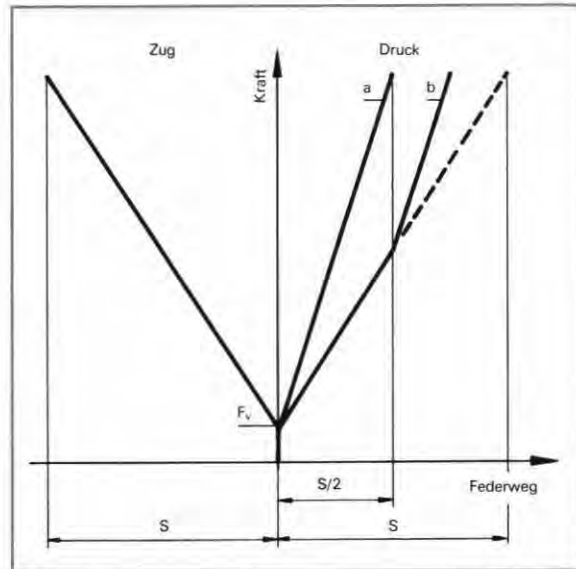


Bild 62
Zug- und Druckeinrichtung mit verkürztem Druckhub. Der Einfachheit halber wurden lediglich die Vorstoßkennlinien gezeichnet. $S/2$ ergibt sich durch die zufällige mittige Teilung der Feder.

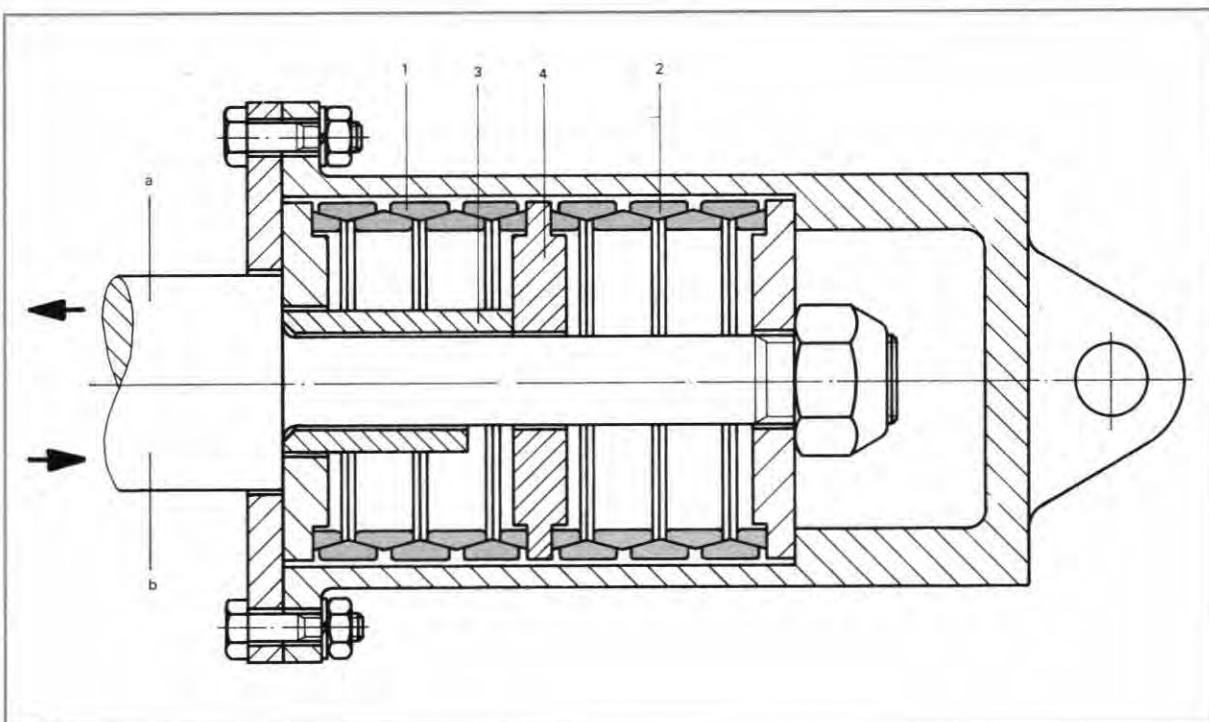


Bild 63
Zug- und Druckeinrichtung mit verkürztem Druckhub,
a) in Druckrichtung arbeitet nur die Teilfeder (2).
b) Bis das Spiel zwischen Rohr (3) und Scheibe (4) überbrückt ist, arbeiten in Druckrichtung die Federn (1) und (2), danach nur noch (2).

Puffer mit Reibungsfedern RINGFEDER®

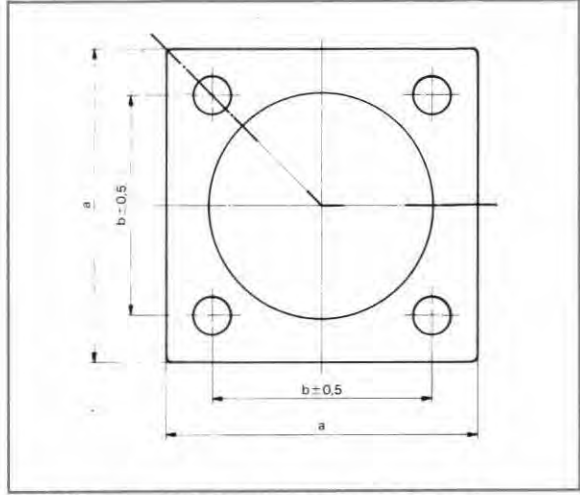
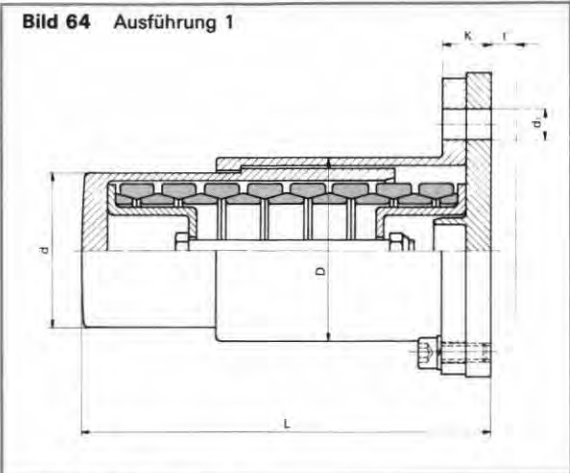


Bild 68 Flanschbild für Puffer-Ausführung 1 bis 4

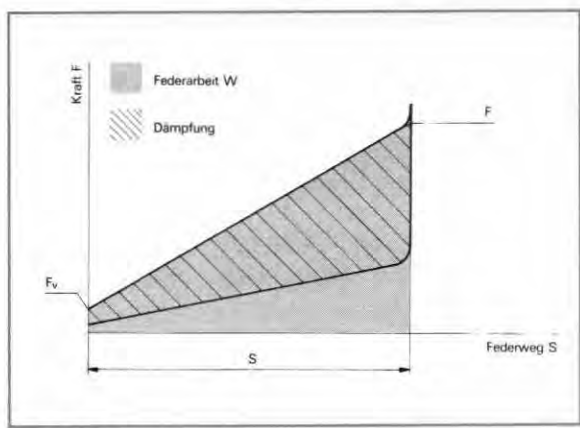
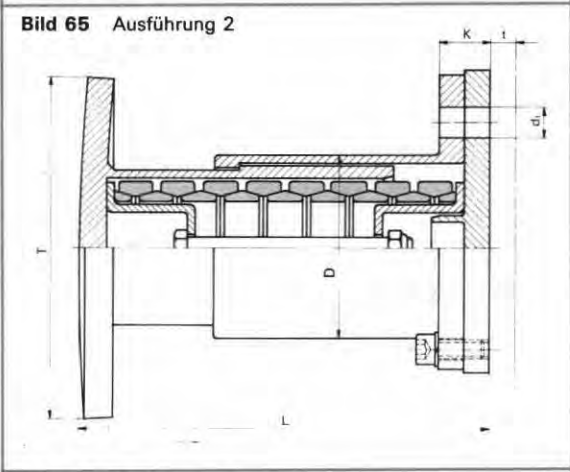
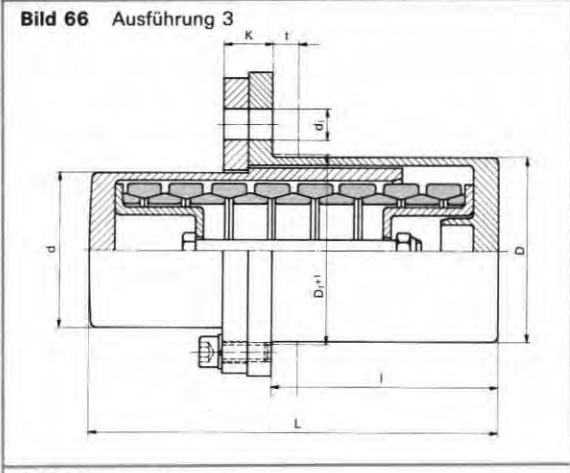


Bild 69 Federdiagramm



Die Bilder 64 bis 67 zeigen bewährte Pufferkonstruktionen wie sie am häufigsten geliefert werden. Die Abmessungen der Gehäuse sowie die Anschlußmaße Bild 68 sind aus der Tabelle auf Seite 39 zu entnehmen. Bild 69 zeigt das typische Reibungsfeder-Diagramm; die Federkennwerte finden Sie ebenfalls in der Tabelle.

Anwendungsgebiete

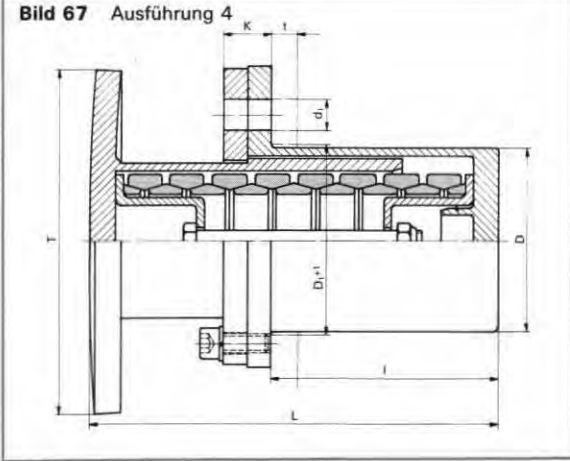
Puffer für Kranbahnen, Laufkatzen, Verschiebeanlagen und Schienenfahrzeuge, wie z. B. Lokomotiven, Wagen, Hüttenfahrzeuge.

Puffer für Prellböcke, Landebrücken und Fährbetten.

Puffer im Werkzeugmaschinenbau und Stahlbau.

Abfederungen

in Walzwerken und Aufhaltevorrichtungen für Verwendungen aller Art, vornehmlich aber dort, wo auf kleinstem Raum eine große Arbeit elastisch aufgenommen werden muß. Die Dämpfung der Federarbeit von etwa 60–70% mindert den harten Rückprall.



Puffer mit Reibungsfedern RINGFEDER®

Puffer-Typ Größe	Reibungsfeder RINGFEDER®					Abmessungen des Puffers								Anschlußmaße			
	Typ	F _v kN	F kN	s mm	W Joule	L mm	l mm	D mm	d mm	T mm	K mm	a mm	b mm	d ₁ mm	D ₁ mm	t mm	
1	1208	6	54	27	810	200	105										
2				37	1100	260	155										
3				54	1620	375	225	102	80	150	27	145	100	18	104	15	
4				64	1900	435	295										
5				74	2200	495	295										
6	1310	7	83	33	1450	230	125										
7				46	2050	305	170										
8				66	2900	430	260	115	96	200	27	160	110	18	117	15	
9				79	3500	505	355										
10				92	4100	585	360										
11	1312	10	125	44	3000	300	165										
12				60	4050	400	230										
13				88	6000	570	350	133	114	250	31	185	130	23	135	20	
14				104	7050	670	470										
15				120	8100	765	470										
16	1314	20	200	51	5650	365	215										
17				65	7150	455	275										
18				102	11300	695	455	165	142	250	34	215	155	23	167	20	
19				116	12800	785	575										
20				130	14300	875	550										
21	1316	10	350	75	13500	620	-	224	-		34	1)	2)	-			
22				95	17000	660	-	224	-		34	1)	2)	-			
23				140	25600	880	660	219	184	370	46	270	200	27	222	25	
24				165	29800	1040	690	219	184		46	270	200		222		
25				190	34000	1200	850	219	184		46	270	200		222		
26	1318	10	600	84	25000	523	-	250	-		30	1)	2)	-			
27				105	30000	620	-	250	-		30	1)	2)	-			
28				168	50000	1005	730	245	217	370	46	290	220	27	248	25	
29				189	55000	1100	730	245	217		46	290	220		248		
30				210	60000	1200	730	245	217		46	290	220		248		
31	1320	10	860	81	35000	615	380										
32				114	50000	820	520										
33				162	70000	1175	770	324	291	450	56	355	280	33	327	30	
34				195	85000	1380	1030										
35				228	99500	1585	1030										

1) Flanschbild 250 x 350 mm
2) Lochbild 160 x 280 mm

Bestellangaben:

Bezeichnung eines Puffers der Größe 12
in Ausführung 3:

Puffer mit Reibungsfeder RINGFEDER® Typ 12/3

Wir fertigen nahtlos gewalzte Profilringe



Kupplungskörper



Schiebemuffe

Unter nahtlos gewalzten Profilringen versteht man Ringe, die durch Aufweiten von gelochten, runden Rohlingen zwischen zwei zylindrischen oder profilierten Walzen in mehreren Walzprozessen bei Schmiedetemperatur hergestellt werden. Diese finden entweder als Fertigprodukt oder als Rohling für eine spätere spanabhebende Bearbeitung Verwendung.

Als Vorteile sind in erster Linie der günstige Faserlauf und die gute Durchknetung des Materials zu nennen, welche die Beanspruchbarkeit erhöhen. Weitere Vorteile dieses Herstellungsverfahrens sind:

- kleine Bearbeitungszugaben und Toleranzen
- geringer Verzug nach der Wärmebehandlung
- vielfältige Querschnittsformen
- gute Zerspanungseigenschaften
- geringe randentkohlte Zonen
- relativ glatte Oberflächen
- geringer Materialverlust

Auf Wunsch steht Ihnen der Walzringprospekt R 59 „Nahtlos gewalzte Profilringe“ zur Verfügung.

Fertigungsmöglichkeiten

Die derzeitigen walztechnischen Fertigungsmöglichkeiten umfassen Ringe mit Außendurchmessern von 100 bis 520 mm bei Gewichten bis 20 kg. Bei Ringen mit rechteckigem Querschnitt werden die Rohlingsmaße entsprechend den vorhandenen Werkzeugen von uns festgelegt; Werkzeugkosten entstehen nicht.

Zum Walzen eignen sich Bau- und Einsatzstähle sowie Feder- und Vergütungsstähle. In Sonderfällen ist auch das Walzen von hochlegierten Stählen möglich.

Zur Optimierung der Gefügestruktur stehen auf Kundenwunsch verschiedene Wärmebehandlungen zur Verfügung. Hierzu zählen das Weich- und Normalglühen sowie die Vergütung.

Telefax-Nr.: 0 21 51 / 8 35 - 2 00
 Fa. RINGFEDER GMBH
 47807 Krefeld
 Abt.: RVR

Abs.: Fa.: _____
 in: _____
 Abt.: _____
 Name: _____
 Tel.: _____

Hiermit bitten wir um Auslegung einer Reibungsfeder RINGFEDER® für die Anwendung:

Federdiagramm:

Federarbeit $W_B = \dots\dots\dots (J) \pm$
 zulässige Betriebskraft $F_B = \dots\dots\dots (kN) \pm$
 gewünschter Betriebsfederweg $s_B = \dots\dots\dots (mm) \pm$
 Vorspannkraft $F_V = \dots\dots\dots (kN) \pm$
 Federsteifigkeit $c = \dots\dots\dots (kN/mm) \pm$

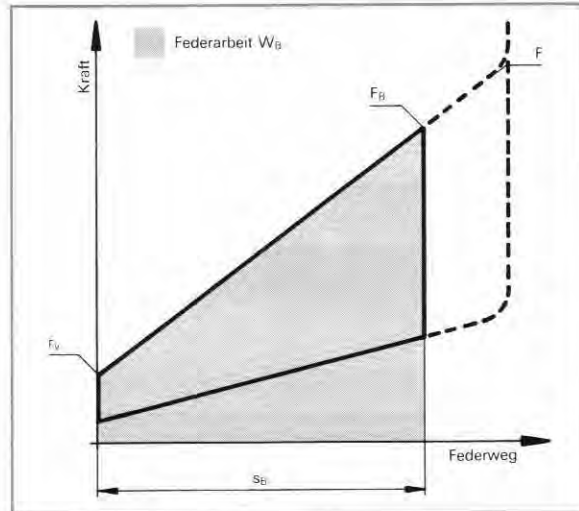


Bild 70
 Bezeichnungen in einem linearen Federdiagramm. Die „blau unterlegte Fläche“ entspricht der Federarbeit W_B im Betrieb.

Einbauraum:

maximaler Außendurchmesser $D_2 = \dots\dots\dots (mm) \pm$
 minimaler Innendurchmesser $d_2 = \dots\dots\dots (mm) \pm$
 maximale Einbaulänge $L_v = \dots\dots\dots (mm) \pm$

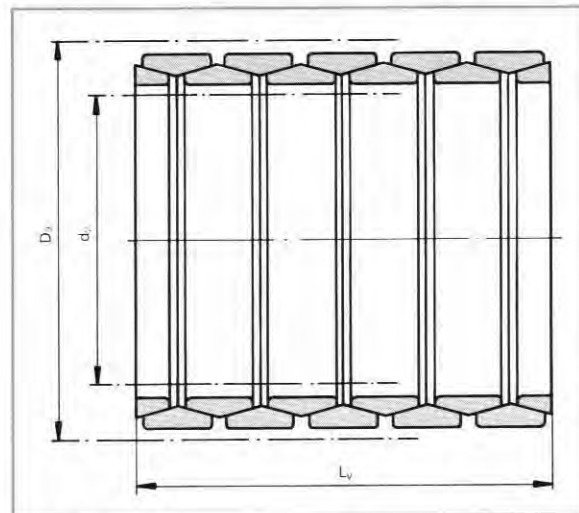


Bild 71
 Bezeichnungen zur Einbausituation der Reibungsfeder RINGFEDER®.

Belastungen:

Belastungsfrequenz $n = \dots\dots\dots (1/sec) \pm$
 Lebensdauererwartung $N = \dots\dots\dots \pm$
 (Lastspielzahl)

Äußere Betriebsbedingungen

Umgebungstemperatur $t = \dots\dots\dots (°C)$
 Einwirkung von Schmutz oder Feuchtigkeit?

Sondereigenschaften und Bedingungen

Dämpfung: $D = \dots\dots\dots (\%)$

Fettspezifikation:

Oel:

Beschreibung des Belastungskollektives nach Höhe und Häufigkeit:

Als Funktion des Winkels und des Reibwertes kann die Dämpfung innerhalb gewisser Grenzen variiert werden (30–80%); der übliche Wert liegt bei 2/3.

Nach Möglichkeit erbitten wir eine Einbauzeichnung oder Skizze!

Anwendungsgebiete der Reibungsfedern RINGFEDER® im Maschinenbau

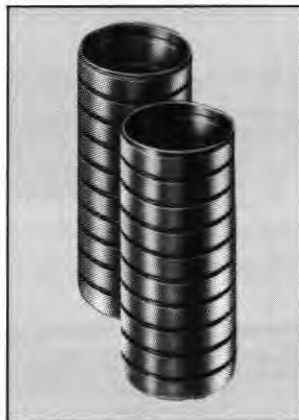
Die folgenden Beispiele veranschaulichen die vielfältigen Anwendungsmöglichkeiten der Reibungsfedern RINGFEDER® im Maschinenbau.

Kranpuffer · Bohrhämmer · Werkzeugmaschinen
Fährbetten · Aufzüge · Flugzeugfahrwerke
Rollgänge · Lokomotiven · Kegelmühlen
Schalter · Klappbrücken · Bagger
Abbauhämmer

ENERGIEVERZEHR

Brecher
Seilwinden
Fahrzeuglenkungen
Walzenabstützungen
Drehmomentstützen
Landeklappen
Pressen
Kräne

Ü
B
E
R
L
A
S
T
S
I
C
H
E
R
U
N
G



W
E
G
A
U
S
G
L
E
I
C
H

Kettenspanner
Stanzwerkzeuge
Kassettenklemmung
Vorspannung von Wälzlagern
Werkzeughaltevorrichtungen
Stumpfschweißmaschinen
Tiefbohrgestänge
Wickelhaspeln

MEHRFACHFUNKTION

Stromabnehmer · Armaturen
Anhängerdeichseln · Stellantriebe
Aludruckgußmaschinen · Gewindespindeln

Unser weiteres Lieferprogramm:

Anhängekupplungen RINGFEDER®
für Lastkraftwagen und Sonderfahrzeuge

Nahtlos gewalzte Profilinge

Seitenpuffer und Zugeinrichtungen RINGFEDER®
sowie Federapparate
für Schienenfahrzeuge aller Art

Spannelemente, Spannsätze und Schrumpfscheiben RINGFEDER®
für Welle-Nabe-Verbindungen

