
2.1 Federentwurf

Ziel des *Federentwurfs* ist das Festlegen der Federgestalt mit allen für die Fertigung und den Einsatz erforderlichen Einzelheiten unter Beachtung funktioneller, werkstoff- und fertigungstechnischer Bedingungen. Die Lösung technischer Aufgaben durch Einsatz von Federn erfordert innerhalb eines Federentwurfs Entscheidungen über die geeignete Federart und Federform, die Größe der Parameter, die die Federgestalt beschreiben, Form und Art der Federanschlüsse (Koppelstellen mit anderen Bauteilen), die Wahl des richtigen Werkstoffs, notwendige Wärme- und Oberflächenbehandlungen, Maßnahmen zur Qualitätssicherung und Überlegungen zu einer wirtschaftlichen Fertigung. Innerhalb des Federentwurfs nimmt die Dimensionierung (Auslegung) einen bedeutenden Anteil ein. Grundlagen dazu behandeln die folgenden Abschnitte.

2.1.1 Federungsverhalten

Federdiagramm Eine wesentliche Berechnungsgrundlage für den Entwurf von Federn bildet die Kenntnis ihres Federungsverhaltens. Es stellt die analytische Beschreibung des Zusammenhangs zwischen der auf die Feder einwirkenden Kraft F und des sich daraufhin einstellenden Federwegs s als Auslenkung des Kraftangriffspunktes dar. Je nach Art des Belastungs-Verformungs-Zusammenhangs und der ihn bestimmenden bzw. beeinflussenden Größen hat die im Federdiagramm dargestellte *Federkennlinie* einen linearen, progressiven, degressiven oder aus diesen Teilen kombinierten (nichtlinearen) Verlauf (Abb. 2.1a). Entscheidenden Einfluss auf den *Verlauf der Federkennlinie* haben Werkstoff und Federgestalt.

Bei Metallfedern ist vom Verhalten des Werkstoffs her (reibungsfreie Federn vorausgesetzt) ein linearer Kennlinienverlauf (Abb. 2.1b und c) zu erwarten, solange nicht durch die Belastung die Elastizitätsgrenze überschritten wird. Durch die im Bereich der Gültig-

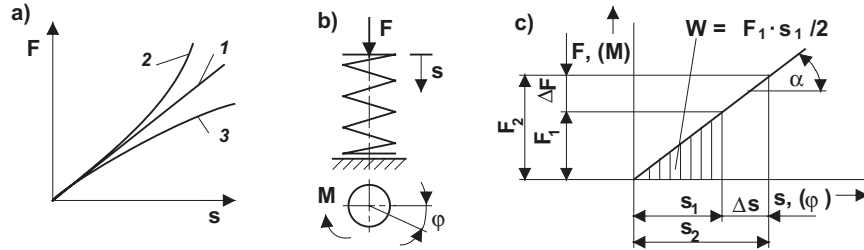


Abb. 2.1 Federdiagramm. **a** Prinzipielle Kennlinienverläufe (1 linear, 2 progressiv, 3 degressiv), **b** Modelle (translatorisch bzw. rotatorisch bewegtes Federende), **c** Lineare Federkennlinie und Federarbeit

keit des *Hookeschen Gesetzes* gegebenen Proportionalität zwischen Spannung und Dehnung stellt sich im Idealfall nach Entlastung immer wieder eine vollständige Rückverformung ein.

Die Federgestalt beeinflusst die Form der Kennlinie entscheidend. Abbildung 2.2 zeigt Beispiele von Federn, bei denen auf Grund der besonderen Federart, Federform und Federanordnung Kennlinien mit nichtlinearem Verlauf vorliegen. Der Einfluss der Federgestalt auf den Kennlinienverlauf ist analytisch fassbar und kann beim Federentwurf gezielt zur Realisierung ganz bestimmter, gewünschter Kennlinien eingesetzt werden.

Federrate (Federsteife) Zur Charakterisierung einer Feder wird der Anstieg der Kennlinie herangezogen, der allgemein

$$R = \tan \alpha = dF/ds \quad (2.1)$$

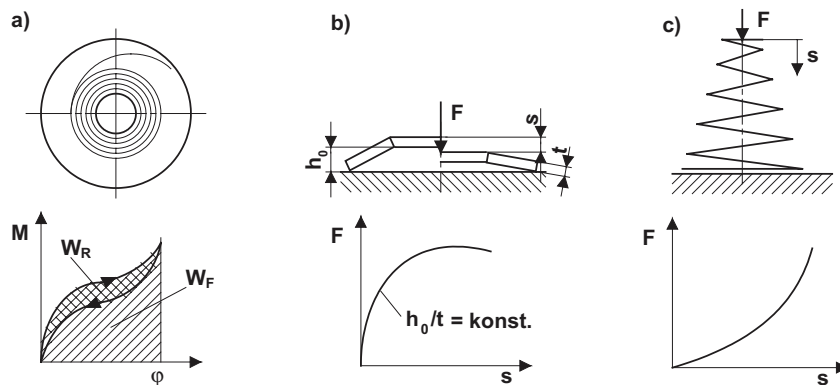


Abb. 2.2 Beispiele für Federkennlinienverläufe **a** mit Reibung, Spiralfeder im Federhaus, **b** degressiver Kennlinienteil einer Tellerfeder, **c** progressiver Verlauf bei einer Kegelstumpffeder

bzw.

$$R_{\varphi} = \tan \alpha = dM/d\varphi \quad (2.2)$$

ist und als *Federrate* bezeichnet wird. In den meisten Fällen besitzen Federn eine lineare bzw. annähernd lineare Kennlinie (s. Abb. 2.2), so dass sich für jede Federvorspannung das gleiche Verhältnis

$$R = (F_2 - F_1)/(s_2 - s_1) = \Delta F/s_h \quad (2.3)$$

ergibt und die Federrate somit einen konstanten Wert (Federkonstante) hat.

Viele Federn sind in mehreren Richtungen verformbar, und es ist je nach Krafrichtung bzw. Freiheitsgrad des freien Federendes zwischen Längs-, Quer- und Drehfederrate zu unterscheiden.

Arbeitsvermögen (Federarbeit) Bei Belastung der Feder durch die Kraft F bzw. ein Moment M ist die Federarbeit

$$W = \int_0^s F(s) \cdot ds \quad (2.4)$$

bzw.

$$W = \int_0^{\varphi} M(\varphi) \cdot d\varphi \quad (2.5)$$

Unter Voraussetzung einer linearen Federkennlinie ist die *Federarbeit*

$$W = \frac{F \cdot s}{2} = \frac{R \cdot s^2}{2} \quad (2.6)$$

bzw.

$$W = \frac{M \cdot \varphi}{2} = \frac{R_{\varphi} \cdot \varphi^2}{2} \quad (2.7)$$

Sie ergibt sich stets als Fläche unter der Federkennlinie (Abb. 2.2).

Hysterese Bedeutsam für den Einsatz von Federn für mess- und regelungstechnische Aufgaben ist eine hohe Stabilität des Federungsverhaltens. Zahlreiche physikalische Erscheinungen wirken störend auf den Kennlinienverlauf, so dass sich Unterschiede zwischen dem theoretischen und dem praktischen Verlauf ergeben.

Abb. 2.3 Federkennlinie mit Hysterese (bei Wechselbeanspruchung)

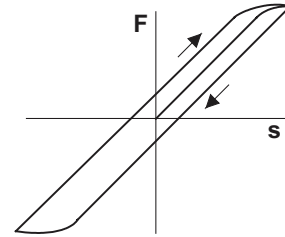
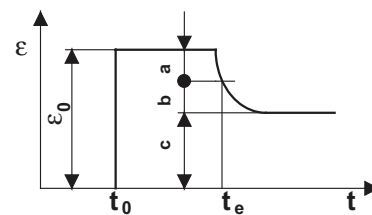


Abb. 2.4 Zeitliche Spannungs-Dehnungs-Verläufe. *a* elastische Rückfederung; *b* verzögerte elastische Rückfederung (Nachwirkung); *c* plastische Verformung; (*a* + *b*: elastische Verformung)



Bedingt durch den besonderen Aufbau (z. B. geschichtete Blattfeder oder Spiralfeder im Federhaus), durch den Werkstoff oder durch Kräfteinleitungs- und -ableitungsstellen, wirken *Reibkräfte* verformungs- und rückverformungsbehindernd. Diese Behinderung äußert sich beim Betrachten der Federarbeit als Energieverzweigung ($W = W_F \pm W_R$), bei Vorliegen einer Wechselbeanspruchung in Form einer *Hystereseschleife* (Abb. 2.3).

Relaxation, Kriechen und Nachwirkung sind Erscheinungen, die zu zeitbedingten Veränderungen der Federungswerte (F, s) führen. Während als *Relaxation* und *Kriechen* plastische Verformungen bezeichnet werden, die sich bei konstanter Einbaulänge (z. B. bei Schraubendruckfedern) als Kraftverlust (Relaxation), bei konstanter Belastung als Längenverlust (Kriechen) äußern (Abb. 2.4), sind Nachwirkungen elastische Verformungen, die zeitverzögert erfolgen [32, 95, 107].

Nutzwerte Zur Beurteilung, Einschätzung und zum Vergleich verschiedener Federn werden vielfach sogenannte *Nutzwerte*, wie Artnutzwert η_A , Volumen- (bzw. Masse-) Nutzwert $\eta_M = \eta_V / \rho$ und Wirkungsgrad der Dämpfung η_D herangezogen [81, 86].

2.1.2 Federberechnung

2.1.2.1 Anliegen

Anliegen der *Federberechnung* ist es, die zahlreichen Einflüsse und verschiedenen Forderungen auf der Grundlage von Verformungs- und Spannungsbeziehungen so zu berücksichtigen, dass die entworfene Feder den Bedingungen des

Funktionsnachweises, in dessen Rahmen die Einhaltung der geforderten Federrate, der Kräfte und Federwege innerhalb vorgegebener Toleranzen, das Schwingungsverhalten und andere Forderungen überprüft wird

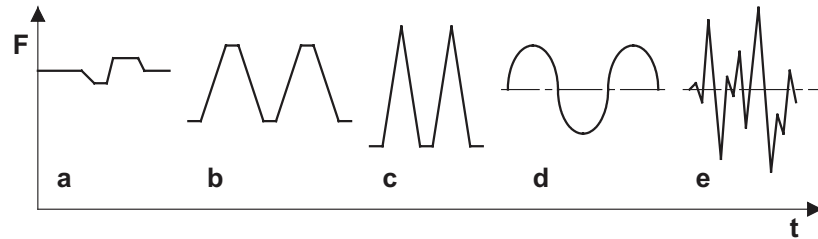


Abb. 2.5 Typische zeitliche Beanspruchungsverläufe für Federn. *a* stationäre bzw. quasistationäre Beanspruchung (z. B. konstante Vorspannung, Spielausgleich), *b* Schwellbeanspruchung bei Rückholfeder, *c* Stoßbeanspruchung an Schalterfeder, *d* sinusförmige Schwellbeanspruchung an schwingender, vorgespannter Feder (Ventilfeder [84]), *e* stochastische Beanspruchung (z. B. Kfz-Feder)

und den Bedingungen des

Festigkeitsnachweises, in dessen Rahmen die Einhaltung der zulässigen Spannungen durch einen Spannungs-, Sicherheits-, Tragfähigkeits- oder *Lebensdauernachweis* überprüft wird,

genügt. Insbesondere beim *Festigkeitsnachweis* sind die jeweils vorliegenden Betriebsverhältnisse zu berücksichtigen [30, 60, 61, 81, 86, 92, 94, 96, 97].

Fast immer ist die Zahl festzulegender Parameter größer als die Zahl der Bestimmungsgleichungen, so dass eine iterative Vorgehensweise erforderlich ist.

2.1.2.2 Belastungs- und Beanspruchungsverläufe

Für die Federberechnung bedeutsam sind weg- und zeitabhängige Belastungsverläufe. Die Wegabhängigkeit der Belastung ($F=f(s)$) stellt ein wesentliches *Funktionsmerkmal* der Federn dar. Die Zeitabhängigkeit der Belastung ($F=f(t)$) hat Bedeutung für den Festigkeitsnachweis. Bei zeitabhängigen Belastungen werden stationäre (ruhende) und instationäre (dynamische) Grundfälle unterschieden. Diese Belastungen führen zu stationären und instationären Beanspruchungen des Federwerkstoffes. Die bei Federn am häufigsten vorkommenden zeigt Abb. 2.5.

Rein ruhende *Beanspruchungen* (Abb. 2.5a) sind recht selten. Meist liegen Schwellbeanspruchungen in verschiedenen Formen vor (Abb. 2.5b, c, d). Wechselbeanspruchungen treten nur in einigen speziellen Anwendungsfällen auf (z. B. Drehstabfedern, Federn für Lagerungen und Führungen). Stochastischen Beanspruchungen sind Kfz-Federn ausgesetzt.

Die Federberechnung berücksichtigt folgende *Grundfälle* des zeitlichen Belastungsverlaufs:

- Rein *stationäre Beanspruchung*. Sie liegt bei zeitlich konstanter Belastung (ruhender Belastung) der Feder vor.
- *Quasistationäre Beanspruchungen*. Das sind zeitlich veränderliche Belastungen, die
 - durch kleine Hubwege s_h (bis 10 % der Dauerhubfestigkeit) oder
 - durch größere Hubwege, aber Schwingspielzahlen $< 10^4$, verursacht werden (Abb. 2.5a) [13, 14].
- Rein *schwellende, sinusförmige Beanspruchung* liegt bei vorgespannten Federn vor, die periodischen Belastungsschwankungen ausgesetzt sind (Abb. 2.5b, d). Schwingspielzahlen sind $> 10^4$ und die Hubspannung $> 10\%$ der Dauerhubfestigkeit.
- *Stoßartige Beanspruchungen* entstehen bei einer Schwellbeanspruchung mit kurzzeitig einwirkenden hohen Belastungen (Belastungsspitzen, s. Abb. 2.5c).
- *Wechselbeanspruchungen* werden durch Belastungen mit Richtungsänderungen (Vorzeichenwechsel) hervorgerufen.
- *Stochastische Beanspruchungen* entstehen durch veränderliche, nichtperiodische Belastungsschwankungen. Bei solchen Federn mit zeitlich veränderlichen Hub- und Mittelspannungen (Abb. 2.5e), deren Größtwerte über der Dauerhubfestigkeit liegen können, sind bei der Lebensdauerberechnung statistische Analysen der Lastkollektive und Schadensakkumulationshypothesen anzuwenden [30, 35].

Bei allen instationären Belastungsformen wird bei der analytischen Behandlung von einem sinusförmigen Verlauf nach Abb. 2.7 ausgegangen.

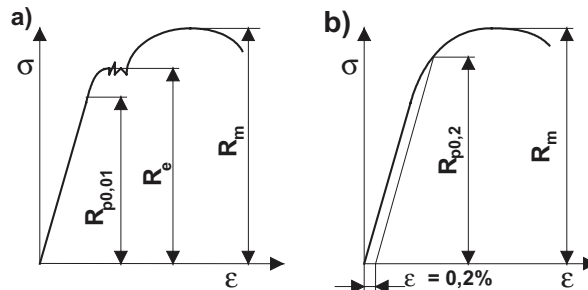
2.1.2.3 Beanspruchungsgrenzen und zulässige Spannungen

Bei der Dimensionierung von Federn sind vom Konstrukteur *Beanspruchungsgrenzen* zu berücksichtigen. Sie sind auf der Basis der in einschlägigen Normen und Datenblättern enthaltenen Werkstoffkennwerte festzulegen, wobei die unterschiedlichen, jeweils vorliegenden zeitlichen Belastungsverläufe zu berücksichtigen sind. Als Beanspruchungsgrenze wird dabei der Werkstoffkennwert angesehen, bei dessen Überschreiten das Versagen des Bauteils eingeleitet wird. Wesentliche Versagenskriterien bei Federn sind neben Bauteilbrüchen bleibende Verformungen in unzulässiger Größe.

Aufgrund der unterschiedlichen Anforderungen an Federn und der zahlreichen Einflüsse auf die Festigkeit der Werkstoffe wird bei Dimensionierungen der Kennwert des vorgesehenen Werkstoffs nicht immer in voller Höhe angesetzt. Es wird mit *zulässigen Spannungen* gerechnet, die sich als Quotient aus dem als *ertragbare Spannung* angesehenen Festigkeitswert ($R_m; R_e; R_{p0,2}; R_{p0,01}; \sigma_{bE}; \tau_{tF}$) und der Sollsicherheit $S = S_{erf}$ ergeben.

$$\sigma_{zul} = \sigma_{ertr} / S \quad \text{bzw.} \quad \tau_{zul} = \tau_{ertr} / S \quad (2.8)$$

Abb. 2.6 Spannungs-Dehnungs-Diagramm.
a zähe Werkstoffe,
b Federwerkstoffe



Empfehlungen zur Wahl der *Sollsicherheit* und der Festigkeitswerte sind in der Literatur, den Berechnungs- und Konstruktionskatalogen und den einschlägigen Normen enthalten [17, 44, 81, 82, 86, 113].

Bei *stationären* und *quasistationären Beanspruchungen* wird allgemein die im Zugversuch (Abb. 2.6a) ermittelte Streckgrenze R_e als Festigkeitswert zugrunde gelegt. Federwerkstoffe weisen im Spannungs-Dehnungs-Diagramm (Abb. 2.6b) jedoch keine ausgeprägte Streckgrenze auf. An ihrer Stelle wird die *0,2-Dehngrenze* $R_{p,0,2}$ angegeben.

Für Federn sind bleibende Verformungen in der Größe von 0,2 % meist schon zu hoch, weshalb auf die *technische Elastizitätsgrenze* (Proportionalitätsgrenze) $R_{p,0,01}$ bei Zugbeanspruchung bzw. $\tau_{t,0,04}$ bei Verdrehbeanspruchung zurückgegriffen wird. Mindestwerte dafür können vom Hersteller nicht garantiert werden.

Vielfach fehlen auch diese Werkstoffdaten, so dass allgemein die *Zugfestigkeit* R_m mit garantierten Mindestwerten zur Berechnung zulässiger Spannungen verwendet wird. Durch Multiplikation mit dem Faktor 1/5 erhält man beispielsweise die zulässigen Spannungen (s. a. DIN EN 13906-1 bis DIN EN 13906-3) für

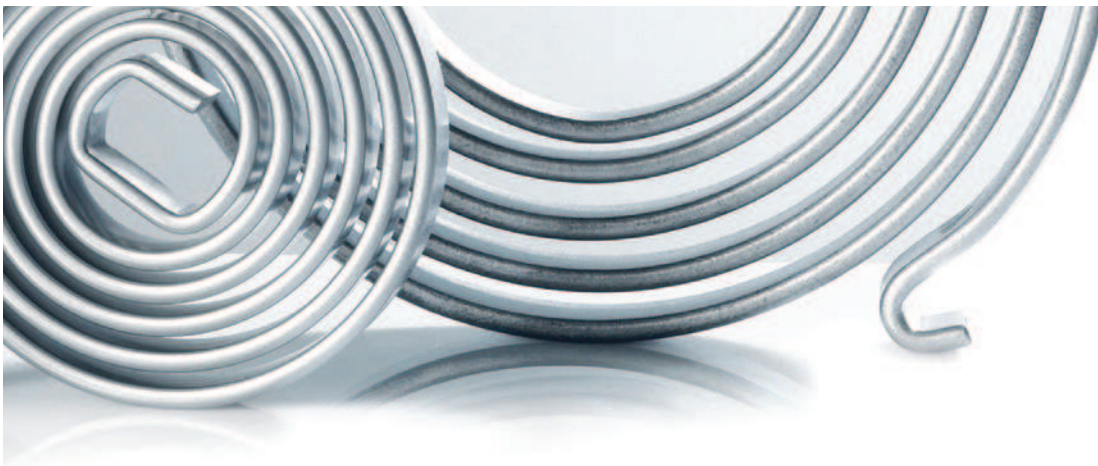
Druckfedern, nicht vorgesetzt:	$\tau_{c,zul} = 0,40 \cdot R_m$ ($S = 2,50$)
Druckfedern, vorgesetzt:	$\tau_{c,zul} = 0,56 \cdot R_m$ ($S = 1,79$)
Zugfedern:	$\tau_{zul} = 0,45 \cdot R_m$ ($S = 2,22$)
Drehfedern:	$\sigma_{b,zul} = 0,70 \cdot R_m$ ($S = 1,43$).

Beim Festlegen der zulässigen Spannung sind neben Besonderheiten der Federform (Geometrie und Abmessungen), der Herstellung (u. a. Eigenspannungen) auch die Art der Beanspruchung (Biegung oder Verdrehung) zu berücksichtigen.

Sofern verfügbar, wird bei *biegebeanspruchten Federn* die *Federbiegegrenze* σ_{bE} (Biege-Elastizitätsgrenze, Ermittlung s. DIN EN 12384), ansonsten R_e oder R_m als Festigkeitswert eingesetzt. Einflüsse durch das Biegen (Biegeradius, Richtung der letzten Biegung), Oberflächenausführung und Temperatur am Einsatzort verändern diese Werte. Dieser Umstand ist bei der Wahl der *Sollsicherheit* $S = S_{erf}$ zu beachten.

In manchen Fällen werden für den Entwurf *torsionsbeanspruchter Federn* Eigenschaftswerte wie *Gleitmodul* G und Schub-Federgrenze τ_{tE} (*Torsions-Elastizitätsgrenze*) benötigt, die meist fehlen. Unter Verwendung von Näherungsbeziehungen

Federn, an denen das Leben hängt, kauft man nicht irgendwo...



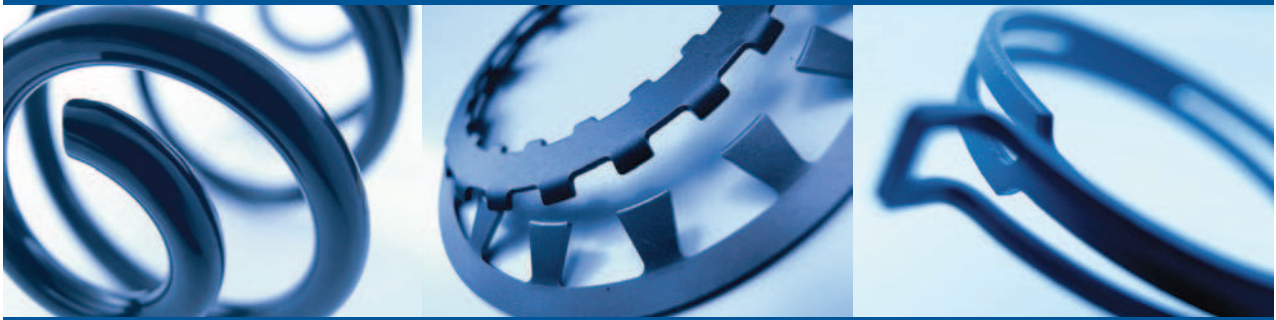
Kern-Liebers ist der weltweit federführende Technologie-Partner für Band-, Draht- und Stanzbiegefedern mit höchsten Ansprüchen in Bezug auf Präzision und hohen Lebensdaueranforderungen. Wir entwickeln mit dem Kunden das Federdesign, definieren den optimalen Werkstoff und die beste Fertigungsabfolge. Wir haben spezielle Prüfeinrichtungen und adaptieren diese gemäß den Kundenanforderungen. Mit modernen Logistikkonzepten versorgen wir unsere Kunden „in time“.

KERN-LIEBERS

GROUP OF COMPANIES

Mubea

light.efficient.global.



Unsere Geschichte beginnt 1916 mit einer Feder. Heute sind wir weltweiter Partner der Automobilindustrie und innovativer Leichtbauspezialist für hochbeanspruchbare Federkomponenten und verwandte Produkte. Wir beliefern weltweit alle Automobilhersteller und führende Tier-1-Systemlieferanten.

Mit neuen Leichtbau-Technologien, neuen Werkstoffen und Verarbeitungsmethoden schaffen wir innovative Lösungen für die Konstruktion leichterer Fahrzeuge. Viele unserer Erfindungen haben sich international als Standard ihrer Klasse durchgesetzt.

Als inhabergeführtes Familienunternehmen beschäftigen wir inzwischen über 8.700 Mitarbeiter in 17 Ländern auf 4 Kontinenten.

Muhr und Bender KG

Postfach 360, 57427 Attendorn
www.mubea.com



Abb. 2.7 Periodische Schwellbelastung mit sinusförmigem Verlauf

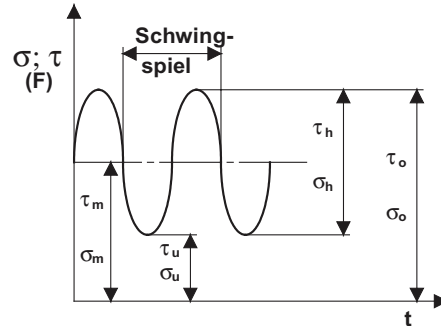
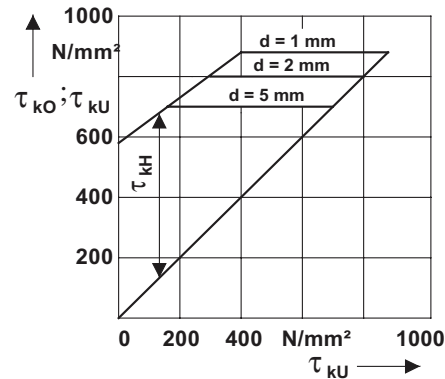


Abb. 2.8 Dauerfestigkeits-schaubild für kaltgeformte Druckfedern aus vergütetem Ventildraht, kugelgestrahlt



$$G = mE / 2(m + 1) = 0,385 \cdot E \quad (2.9)$$

$$\tau_{tE} = \sigma_{bE} / 1,73 = 0,578 \cdot \sigma_{bE} \quad (2.10)$$

ist eine Berechnung möglich ($m = 10/3$ gesetzt). Bei Schraubendruck- und -zugfedern aus Draht wird allerdings, wie bereits erwähnt, die Zugfestigkeit R_m als Basis für die Berechnung der zulässigen Spannung τ_{zul} benutzt.

Bei *instationären (dynamischen) Beanspruchungen* sind die *Dauerschwingfestigkeit* und die *Zeitfestigkeit* als ertragbare Spannungen maßgebend. Die meisten dynamisch beanspruchten Federn werden vorgespannt eingebaut und somit schwelend beansprucht, beispielsweise in Ventilbaugruppen von Verbrennungsmotoren [84] (Unterspannung $\sigma_u > 0$ bzw. $\tau_u > 0$, s. Abb. 2.7 und Abschn. 6.2.3.3). *Dauerfestigkeitswerte* für Federn sind deshalb meist in der Darstellungsform nach *Goodman* als Funktion $\sigma_D = f(\sigma_U)$ bzw. $\tau_D = f(\tau_U)$ in Schaubildern verfügbar (s. Abb. 2.8).

Die bekannten dauerfestigkeitsverändernden Einflüsse [6, 15, 35, 38, 39, 87, 104, 111], die schließlich zur *Gestaltfestigkeit* führen, sind auch für Federn von Bedeutung. Ganz besonders der Einfluss der Oberflächenbeschaffenheit des Werkstoffs ist zu beachten. Hochfeste Werkstoffe sind besonders kerbempfindlich. Durch eine entsprechende Oberflächenbehandlung (z. B. Kugelstrahlen) ist eine Steigerung der Dauerfestigkeit möglich.