

1 Festigkeitsnachweis

$$\sigma_{\text{vorh,max}} \leq \sigma_{\text{zul}} \quad \sigma_{\text{zul}} = \frac{\sigma_{\text{ert}}}{S} \quad (1.1a)$$

$$\tau_{\text{vorh,max}} \leq \tau_{\text{zul}} \quad \tau_{\text{zul}} = \frac{\tau_{\text{ert}}}{S} \quad (1.1b)$$

Nennspannungen $\sigma_n / \tau_n \rightarrow$ Tabelle 1.1 (Seite 2)

1.1 Kennwerte

Zugfestigkeit / Bruchfestigkeit: $R_m (\sigma_B)$

Streckgrenze / Fließgrenze: $R_e (\sigma_S)$

Dehngrenze: $R_{p0,2} (\sigma_{0,2})$

bei höheren Temperaturen:

Warmstreckgrenze: $R_{p0,2/T} (\sigma_{0,2,\vartheta})$

Warmzugfestigkeit: $R_{m/T} (\sigma_{B,\vartheta})$

kommt Dehnung nicht zum Stillstand

Zeitdehngrenze: $R_{p1/100000/T} (\sigma_{1,100000,\vartheta})$

Warmzugfestigkeit: $R_{m/100000/T} (\sigma_{B,100000,\vartheta})$

1.2 Sicherheitsbeiwert

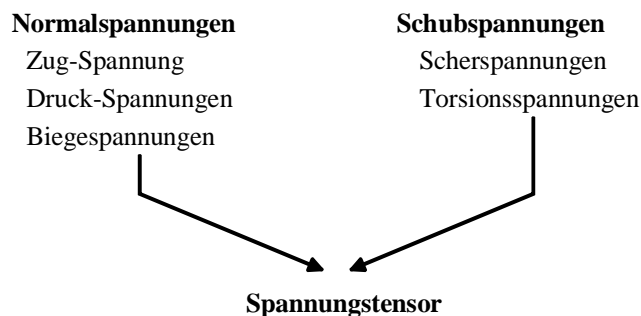
$S = S_D = 1,5..3$ bei Rechnung gegen Dauerbruch

$S = S_V = 1,2..2$ bei Rechnung gegen Verformung

$S = S_B = 2..4$ bei Rechnung gegen Bruch

$S = S_K = 3..5$ bei Rechnung gegen Instabilität (Knicken)

1.2.1 Hauptnormalspannungen und Hauptschubspannungen



Hauptnormalspannungen

$$\sigma_1 = 0,5(\sigma + \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2}) \quad (1.2a)$$

$$\sigma_2 = 0,5(\sigma - \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2}) \quad (1.2b)$$

Hauptschubspannungen

$$\tau_{\text{max}} = 0,5\sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} \quad (1.3)$$

1.3 Vergleichsspannungen

Hypothese der größten Schubspannung

Schubspannungshypothese (bei unzulässigen Verformungen, Gleit- und Schiebungsbruch)

$$\sigma_v = 2\tau_{\max} = \sigma_{\max} - \sigma_{\min} \quad (1.4)$$

Hypothese der größten Gestaltänderungsarbeit

Gestaltänderungs-Energie-Hypothese (bei unzulässigen Verformungen, Gleit- und Schiebungsbruch)

$$\sigma_v = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2} \quad (1.5)$$

Normalspannungshypothese

(bei Trennbruch)

$$\sigma_v = \sigma_{\max} \quad (1.6)$$

→ Tabelle 1.2 (Seite 6)

1.4 Kerbwirkung

muß beachtet werden bei

- stoßartiger äußerer Belastung
- dynamischer Belastung
- ruhender Belastung bei nicht hinreichend verformungsfähigen Werkstoffen

$$\sigma_{\max} = \alpha_k \cdot \sigma_n \quad (1.7) \quad \alpha_k > 1: \text{Formzahl} \rightarrow \text{Abbildung 1.5 bis 1.10 (Seite 8)}$$

1.5 Stützwirkung

plastische Stützwirkung: durch plastische Verformungen werden Spannungsspitzen abgebaut.

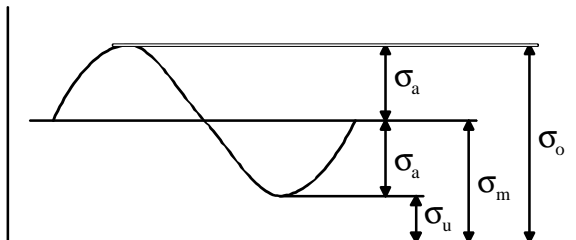
elastische Stützwirkung: Werkstoff verhält sich im Bereich starker Spannungsgefälle elastischer als bei gleichförmiger Spannungsverteilung

$$\rightarrow \text{bezogenes Spannungsgefälle: } \chi = \frac{\left(\frac{d\sigma}{dx}\right)_{\max}}{\sigma_{\max}} \quad (1.8) \rightarrow \text{Abbildung 1.11 (Seite 9)}$$

$$\sigma_{\max}^* = \beta_k \cdot \sigma_n \quad \beta_k > 1: \text{Kerbwirkungsfaktor} \quad (1.9)$$

$$\text{Stützziffer } n_\chi = \frac{\alpha_k}{\beta_k} \quad (1.10) \rightarrow \text{Abbildung 1.12 (Seite 10)}$$

1.6 Beanspruchungsarten



- σ_o Oberspannung
- σ_u Unterspannung
- σ_m Mittelspannung
- σ_a Spannungsausschlag

I ruhende Belastung $\sigma_a = 0$

II schwellende Belastung $\sigma_u = 0$

III wechselnde Belastung $\sigma_o = 0$

Ermüdung → WÖHLER-Schaubild → Abbildung 1.15 (Seite 11)

Dauerfestigkeit → SMITH-Schaubilder → Abbildung 1.17 bis 1.20 (Seite 12 ff)

1.7 Vergleichsspannung bei dynamischer Belastung

$$\text{Anstrengungsverhältnis } \alpha_0 = \frac{\sigma_{zul}}{\varphi \cdot \tau_{zul}} \quad (1.14)$$

$\varphi = 1,0$	Normalspannungshypothese
$\varphi = 2,0$	Schubspannungshypothese
$\varphi = \sqrt{3}$	GE-Hypothese

Normalspannungshypothese $\sigma_v = 0,5 \left(\sigma + \sqrt{\sigma^2 + 4\alpha_0^2 \tau^2} \right)$ (1.11)

Schubspannungshypothese $\sigma_v = \sqrt{\sigma^2 + 4\alpha_0^2 \tau^2}$ (1.12)

GE-Hypothese $\sigma_v = \sqrt{\sigma^2 + 3\alpha_0^2 \tau^2}$ (1.13)

Schweißkonstruktionen: Verwendung der Schubspannungshypothese

bei statischer Belastung mit $4\alpha_0^2 = 1$

bei dynamischer Belastung mit $4\alpha_0^2 = 2$

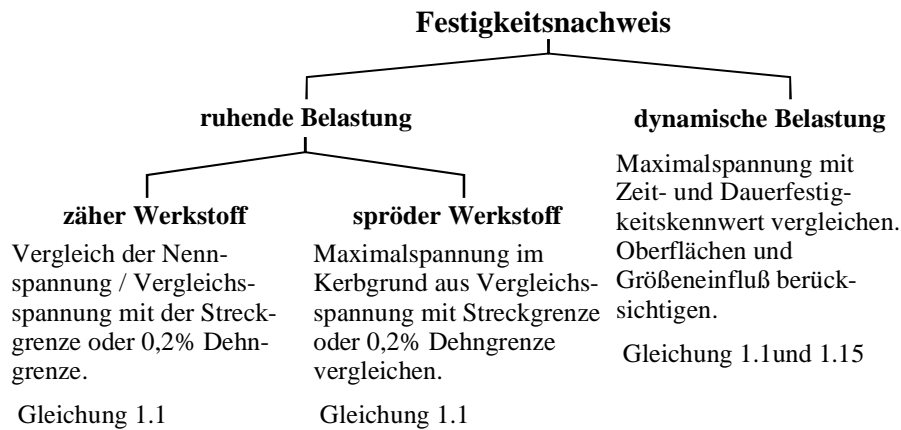
1.8 Oberflächen- und Größeneinfluß

$$\sigma_{zul} = \frac{\sigma_{D,ert}}{S} \cdot \frac{b_0 \cdot b_1}{b_1 + \frac{(1-b_1)}{\beta_k}} \quad (1.15)$$

b_0 : Oberflächenfaktor → Abbildung 1.21 (Seite 17)

b_1 : Größeneinfluß → Abbildung 1.22 (Seite 17)

1.9 Übersicht



2 Werkstoffe

2.1 Werkstoffkennwerte

Bruchdehnung δ : Bleibende Verlängerung nach dem Bruch: $L_0=5d_0 \rightarrow \delta_5$

Brucheinschnürung ψ : Querschnittsverminderung ΔA_0 an der Bruchstelle bezogen auf Ausgangsquerschnitt A_0
aufnehmbare Schlagarbeit / Schlagfestigkeit

- Kerbschlagfestigkeit / Kerbschlagzähigkeit W_k

- Dauerschlagfestigkeit $W_{k,10000}$: die bis 10^4 Schläge wiederholt ertragene Schlagarbeit

-Dauerschlagzahl: Schlagzahl bis zum Bruch bei konstanter Schlagarbeit

2.2 Härtewerte

Brinnellhärte $HB=F/A$: Einpressen einer Kugel mit der Kraft F bewirkt Eindruck mit der Oberfläche A

Vickershärte $HV=F/A$: Einpressen einer Diamantpyramide mit der Kraft F bewirkt Eindruck mit der Oberfläche A

Rockwellhärte HRC: Differenz der Eindringtiefe einer Diamantkegels bei 98N und 1470N

2.3 Wärme- und Härtebehandlungen

Glühen

Normalglühen → feines Gefüge

Weichglühen

- Grobkornglühen → günstige Zerspanbarkeit

- Rekristallisationsglühen → Abbau von Verfestigungen durch Kaltverformungen beim Tiefziehen

- Spannungsarmglühen → Ausgleich innerer Spannungen

Abschreckhärten → Erhalten des Martensitgefüges

- Anlassen → Beseitigen von Wärmespannungen, Erhöhen der Zähigkeit

- Gebrochenes Härten → Herabsetzen des Härteverzugs

- Zwischenstufen Vergüten → hohe Zähigkeit bei ausreichender Härte

- Abschreck-Randhärten → harte Randzone, weicher Kern

Einsatzhärten → harte, verschleißfreie Randzone bei zähem Kern

Nitrierhärten → größere Härte geringerer Härteverzug und größere Korrosionsfestigkeit als bei Einsatzhärten

→ Abbildung 2.2, 2.3 und 2.4 (Seite 22 f)

Benennung und Eigenschaften von Stahl

→ vgl. Seite 24 ff

3 Verbindungsmethoden

Unlösbare Verbindungen

- Stoffschlußverbindungen: Schweißen, Löten, Kleben

- Formschlußverbindungen: Nieten, Bördeln, Sicken, Falzen

- Kraftschlußverbindungen: Verschrauben, Aufpressen, Aufschrumphen

Lösbare Verbindungen

- unvorgespannte formschlüssige Verbindungen: Tragschrauben, Bewegungsschrauben, Paßfedern, Profilwellen, Profilmaben, Bolzen

- vorgespannte formschlüssige Verbindungen: Keile, Stifte, Befestigungsschrauben

- Kraftschlußverbindungen

Elastische Verbindungen: Federn

3.1 Schweißen

3.1.1 Metallschweißverfahren

3.1.1.1 Schmelzschweißverfahren

Gasschmelzschweißen G: „Autogenschweißen“ mit Brenngas-Sauerstoff-Flamme

Lichtbogenschweißen mit ummantelten Elektroden E: elektrischer Lichtbogen

Plasmaschweißen P: Lichtbogen zwischen Wolfram-Elektrode und Innenwand der Wolframdüse → Plasmastrahl

Metall-Inert-Gasschweißen (MIG) Metall-Aktiv-Gasschweißen (MAG): abbrennende Metallelektrode mit Inertgasen (Schutzgasen) oder Aktivgasen

Wolfram-Inert-Gasschweißen (WIG): nicht abbrennende Wolfram-Elektrode und Argon

Elektro-Schlacke-Schweißen: Strom fließt durch Schlackebad → Schmelztemperatur → Schweißpulver an Werkstück schmilzt.

Unter-Pulver-Schweißen (UP): abbrennender Zusatzdraht bzw. -bad als Elektrode. Schweißpulver als Schlackebildner

3.1.1.2 Preßschweißen

Hohe Ströme erhitzen Werkstücke an der Berührstelle. Durch Aufpressen werden sie verschweißt.

3.1.1.3 Reibschweißen

Erhitzung durch Reiben der zu verschweißenden Teile aufeinander. Zusammenfügen unter Druck

3.1.2 Schweißnaht-Arten

Stumpfnah: Die Teile bilden am Schweißstoß eine Fuge

- Stumpfnah ohne Vorbereitung (I-Nah)
- Stumpfnah mit Bördelvorbereitung (Bördelnah)
- Stumpfnah mit Fugenvorbereitung (V-Nah)

Stirnah: Die Teile liegen am Schweißstoß flächig aufeinander und werden an den Stirnflächen verschweißt.

- Stirnah ohne Vorbereitung (Stirn-Flachnah)
- Stirnah mit Vorbereitung (Stirn-Fugennah)

Kehlnah: Die Teile bilden am Schweißstoß eine Kehle

- Kehlnah
- Doppelkehlnah
- Ecknah

→ Abbildung 3.2 (Seite 31)

Natvorbereitung → Abbildung 3.3 (Seite 32)

Nahtausführung → Abbildung 3.4 (Seite 33)

3.1.3 Gestaltungsprinzipien für Schweißkonstruktionen

1. Schweißnahthäufungen vermeiden: Geringere Schweißeigenspannungen;
2. Gleiche Querschnitte im Bereich der Schweißung vorsehen: Gleichmäßiges Erschmelzen der Grundwerkstoffe im Nahtbereich;
3. Die zu verschweißenden Teile so gestalten, daß sie sich selbst zentrieren: Bei Einzelfertigung kann dadurch eine Schweißvorrichtung gespart werden (billiger); bei Serien- oder Massenfertigung ist dagegen eine Schweißvorrichtung billiger;
4. Schweißungen in Ecken vermeiden: Keine unsaubereren Schweißnähte (bessere Festigkeitseigenschaften, geringere Schweißeigenspannungen).
5. Bei Zug- und Druckbelastungen möglichst Stumpfnähte vorsehen und keine Überlappungen: Bessere Festigkeitseigenschaften, keine Kraftumlenkungen.
6. Möglichst keine Schweißnähte dort vorsehen, wo der Kraftfluß seine Richtung ändert: Bessere Festigkeitseigenschaften.

3.1.4 Berechnung von Schweißnähten

Schrumpfspannungen aus Quer- und Winkelschrumpfung → Abbildung 3.6 (Seite 36)

rechnerische Nahtlänge l : bei geschlossenen Nähten. $l = L$ L : Gesamtlänge
bei unterbrochenen Nähten: $l = L - 2a_N$ a_N : Nahtdicke

Schweißnahtquerschnittsfläche A_N : $A_N = \sum a_N \cdot l$

axiales Widerstandsmoment W_N :

Vergleichsspannungen

Normalspannungshypothese: $\sigma_v = 0,5 \left(\sigma_b - \sqrt{\sigma_b^2 + 4\tau_m^2} \right)$

bei statischer Belastung: $\sigma_v = \sqrt{\sigma_b^2 + \tau_m^2}$

bei dynamischer Belastung: $\sigma_v = \sqrt{\sigma_b^2 + 2\tau_m^2}$

zulässige Spannungen

bei statischer Belastung → Tabelle 3.1 (Seite 39)

bei dynamischer Belastung → Abbildung 3.9 (Seite 39) σ_w : Wechselfestigkeit σ_{sch} : Schwellfestigkeit

$$\sigma_{zul} = \frac{\sigma_{N,W}}{S_{erf}} \quad \text{bzw.} \quad \sigma_{zul} = \frac{\sigma_{N,Sch}}{S_{erf}} \quad \text{Index N: für den Nahtquerschnitt}$$

$$\sigma_{zul} = \frac{\sigma_{A,W}}{S_{erf}} \quad \text{bzw.} \quad \sigma_{zul} = \frac{\sigma_{A,Sch}}{S_{erf}} \quad \text{Index A: für den Anschlußquerschnitt}$$

Allgemein

$$\sigma_{zul} = \frac{a_0 \cdot a_N \cdot b}{S_{erf}} \cdot \sigma_D$$

bei dynamischer Belastung

zulässige Spannung aus ertragbarer Spannung bestimmen. Festigkeitsmindernde Eigenschaften werden durch Formzahlen a_N und a_A und durch Faktoren a_0 und b berücksichtigt.

a_0 : Schweißgüte → Abschnitt 3.5

b : Beiwert (berücksichtigt Eigenspannungen)

$a_0 = 1,0$ Sondergüte und Güteklasse I

$b = 0,9$ allgemein

$a_0 = 0,8$ Güteklasse II

$b = 1,0$ spannungsarm geglühte Verbindungen / Rundnähte

$a_0 = 0,5$ Güteklasse III

S_{erf} : Sicherheitsbeiwert: $S_{erf}=1,2..2,0$

bei statischer Belastung s.o. mit $a_N = 1$, $a_A = 1$, $b = 1$

3.2 weitere nicht lösbare Verbindungen

3.2.1 Löten

Lötverbindungen möglichst nur auf Schub beanspruchen.

Lötverbindungen sind bei Dauerbeanspruchungen zu entlasten.

Nennspannungen → Abschnitt 1.1

statische Schubfestigkeit τ_B

dynamische Beanspruchung bei Hartlotverbindung

Weichlot $\tau_B = 20...80 \frac{N}{mm^2}$

Schubwechselfestigkeit $\tau_W = 30 \frac{N}{mm^2}$

zähes Hartlot $\tau_B = 140...200 \frac{N}{mm^2}$

Verdrehwechselfestigkeit $\tau_{tW} = 65 \frac{N}{mm^2}$

Cu-Hartlot $\tau_B = 180...270 \frac{N}{mm^2}$

Biegewechselfestigkeit $\sigma_{bW} = 50 \frac{N}{mm^2}$

3.2.2 Kleben

- höhere statische Ausnutzung der Werkstoff-Festigkeit
- höhere Ermüdungsfestigkeit (keine Spannungshäufungen, keine Reibkorrosionsschäden)
- bevorzugt bei dünnen Werkstoffen
- Einsatzgebiete: Flugzeugbau, Fahrzeugbau, Elektroindustrie, Meßtechnik
- Wichtig: Leichtkernverbundbauweise (Sandwichbauweise)

Vorteile:

- **annähernd gleiche Spannungsverteilung** in der Klebefuge
- **keine oder nur geringfügige Erwärmung** erforderlich
- Verbinden von **nicht schweißbaren Werkstoffen**
- Verbinden von **dünnen Blechen**
- Verbinden von **verschiedenartigsten Werkstoffen**
- Verhindern von **Kontaktelementbildung**
- **elektrisch isolierend**
- **glattgestaltete Oberflächen**
- ermöglichen **einfache Konstruktionen**
- **werkstoffsparend** und damit **gewichtsmindernd**
- **fugenfüllend** und **dichten ab**

Nachteile:

- **geringe spezifische Belastbarkeit**
- **Fügeeinrichtungen sind kostspielig**
- **längere Aushärtezeiten**
- **Vorbehandlung schafft zusätzliche Kosten**
- **geringe Temperaturfestigkeit**
- **korrosionsanfällig**
- **Kriechen bei Dauerbelastung**
- **keine zerstörungsfreie Prüfverfahren**

Aufteilung nach

- Härtingsbedingungen: kaltaushärtend und warm-aushärtend
- Aufbau: Einkomponentenklebstoffe, Zweikomponentenklebstoffe
- chemischer Natur der Härtung: Polykondensations-, Polymerisations- und Polyadditionsklebstoffe

Berechnung der Klebeverbindungen

Berechnung nach der mittleren Spannung

Schubbelastung → Abschnitt 1.1 und Tabelle 1.1 (Seite 2)

Überlappungsverhältnis $\ddot{u} = l/s = 10 \dots 20$ l : Überlappungslänge s : Werkstoffdicke
→ Abbildung 4.3 (Seite 48)

Berechnung nach der maximalen Spannung

$$\text{VOLKERSEN-Kennzahl } K_V = \frac{G_K \cdot l^2}{E \cdot s \cdot \delta}$$

G_K : Schubmodul
 δ : Dicke der Klebschicht
 E : Elastizitätsmodul der Bauteile
 s : Dicke der Bauteile
 l : Überlappungslänge

Für $K_V \geq 10$ → maximale Schubspannung: optimale Länge bei dynamischer Belastung für $K_V = 10$

$$\tau_{\max} = \tau_m \cdot \sqrt{K_V/2} = \frac{F}{b} \sqrt{\frac{G_K}{2 \cdot E \cdot s \cdot \delta}} \quad l_{\text{opt}} \geq \sqrt{\frac{10 \cdot E \cdot s \cdot \delta}{G_K}}$$

Zulässige Spannungen

ruhende Beanspruchung: Schubfestigkeit τ_{BK} aus DIN 2229 und Sicherheit $S=2\dots3$ → zulässige Schubspannung

dynamische Beanspruchung: Schwellfestigkeit $\cong 1/3$ Schubfestigkeit und Sicherheit → zulässige Schubspannung

3.2.3 Nieten

Verwendung: im Leichtbau bei dünnwandigen Bauteilen, im Maschinenbau zur Befestigung nichtmetallischer Werkstoffe

Aufbau: Setzkopf und kegeliger oder rohrförmiger Nietschaft. Stauchen oder Pressen → Schließkopf

Nietverbindungen

- Kraftschluß: bei warmgeschlagenen Nieten (ab 10 mm) → Aufnahme von Querkräften durch Reibschluß

- Formschluß: bei kaltgeschlagenen Nieten (bis 10mm)

Berechnung der Nietverbindungen

Querschnitte werden durch die Nietlöcher geschwächt → Verschwächungsverhältnis $v \approx 0,75 \dots 0,85$

$$\rightarrow \text{erforderlicher Vollquerschnitt } A = \frac{F}{v \cdot \sigma_{\text{zul}}}$$

→ Tabelle 4.1 (Seite 52)

3.3 Schrauben

3.3.1 Schraubenarten

Kopfschrauben → Abbildung 5.1 (Seite 55)

- Durchsteckschrauben
- Paßschrauben
- Dehnschrauben
- Taillenschrauben

Stift und Schaftschrauben → Abbildung 5.2 (Seite 56)

Verschlußschrauben

3.3.2 Mutterarten

Sechskantmuttern

Hutmuttern

Nutmuttern

Rändelmuttern

Flügelmuttern

→ Abbildung 5.3 (Seite 56)

3.3.3 Gewindearten

Metrisches ISO-Gewinde: Flankenwinkel 60°
 DIN-Gewinde: Flankenwinkel 60°
 Whitworth-Gewinde: Flankenwinkel 55°
 Metrisches ISO-Trabzgewinde: Flankenwinkel 30°
 Sägewinde

3.3.4 Herstellung der Gewinde

Kalt- oder Warmwalzen (nur Außengewinde)
 Gewindedrücken
 Druckgießen
 Gewindedrehen
 Gewindeschneiden
 Gewindefräsen
 Gewindewirbeln
 Gewindeschleifen
 Gewinderollen

3.3.5 Kräfte und Momente beim Anziehen und Lösen von Schrauben

$$F_R = F_a \cdot \mu' \quad (5.5) \quad \beta: \text{Flankenneigung}$$

$$\tan(\rho') = \frac{\tan(\rho)}{\cos(\beta/2)} = \frac{\mu}{\cos(\beta/2)} \quad (5.7) \quad \begin{array}{l} \mu: \text{Reibkoeffizient} \\ \alpha: \text{Gewindesteigung} \end{array}$$

$$\rightarrow \text{Anziehen der Schraube: } F_t = F_a \cdot \tan(\alpha + \rho') \quad (5.6a)$$

$$\rightarrow \text{Lösen der Schraube: } F_t = F_a \cdot \tan(\alpha - \rho') \quad (5.6b)$$

$$\rightarrow \text{Gewindedrehmoment bei Anziehen eines Spitzgewindes: } T_G = F_a \frac{d_2}{2} \tan(\alpha + \rho') \quad (5.8a)$$

$$\rightarrow \text{Gewindedrehmoment bei Lösen eines Spitzgewindes: } T_G = F_a \frac{d_2}{2} \tan(\alpha - \rho') \quad (5.8b)$$

$$\rightarrow \text{Gewindehauptgleichung für das Lösen: } T_A = F_a \left(\frac{d_2}{2} \tan(\alpha + \rho') + \mu_A (d_K + d_L) / 4 \right) \quad (5.10 a)$$

$$\rightarrow \text{Gewindehauptgleichung für das Anziehen: } T_L = F_a \left(\frac{d_2}{2} \tan(\alpha - \rho') - \mu_A (d_K + d_L) / 4 \right) \quad (5.10 a)$$

3.3.6 Betriebsverhalten vorgespannter Schraubenverbindungen

3.3.6.1 Federsteifigkeit von Schrauben

$$\lambda = l \cdot \varepsilon = l \cdot \frac{\sigma_Z}{E} = \frac{l \cdot F_a}{E \cdot A} \quad c_s = \frac{F_a}{\lambda_s} \quad (5.23) \quad \begin{array}{l} E: \text{Elastizitätsmodul} \\ A: \text{Spannungsquerschnitt} \rightarrow \text{Tabelle 5.5 Seite 64} \\ l: \text{Klemmlänge + Kopffederung + Mutterfederung} \end{array}$$

$$\rightarrow c_s = \frac{E \cdot A}{l}$$

Kopffederung:

Sechskantschrauben 0,4 d
 Innensechskantschrauben 0,5 d

Mutterfederung

0,4 d für $l_M/d=0,80$
 0,5 d für $l_M/d=1,25$
 0,6 d für $l_M/d=1,50$

3.3.6.2 Federsteifigkeit von Dehnschrauben

$$c_s = E_s \left(\sum_i \frac{A_i}{l_i} \right)$$

E_s : Elastizitätsmodul
 A_i : Querschnitt des entsprechenden Bereichs
 l_i : Länge des entsprechenden Bereichs

Muttern-/Kopfbereich: Spannungsquerschnitt → Tabelle 5.5 (Seite 64)

Dehnbereich: Taillenquerschnitt → Tabelle 5.6 (Seite 63)

Passbereich: Querschnitt der Durchgangsbohrung → $A_i = \pi/4 D^2$ D → Tabelle 5.7 und 5.8 (Seite 64)

3.3.6.3 Federsteifigkeit der Platten

$$c_p = \frac{E_p \cdot A_p}{l_p} \quad (5.24)$$

E_p : Elastizitätsmodul
 A_p : Querschnitt des Ersatzzylinders (siehe unten)
 l_p : Klemmlänge

$$A_p = \frac{\pi}{4} \left(\left(s + \frac{l_p}{\kappa} \right)^2 - D^2 \right)$$

s : Durchmesser des Telleransatzes → Tabelle 5.7 und 5.8 (Seite 64)
 κ : Stahl: $\kappa=10$, Grauguß: $\kappa=8$, Aluminium: $\kappa=6$
 D : Durchmesser der Bohrung → Tabelle 5.7 und 5.8 (Seite 64)

3.3.7 Schraubenbezeichnung

Beispiel: Typ DIN 912 - M14 x 80 - 10.9

DIN-Normen → Seite 55 f

M14 x 80 → Metrisches Gewinde mit einem Nenndurchmesser von 14 mm und einer Schaftlänge von 80 mm

10.9 → Zugfestigkeit $\sigma_B = 10 \cdot 100 \text{ N/mm}^2$

→ Streckgrenze $\sigma_S = 9/10 \cdot \sigma_B$

3.4 weitere lösbare Verbindungen

3.4.1 Bolzen

→ Gelenkverbindung mit Spielpassung → Splinte, Sicherungsringe, Sicherungsscheiben oder Sprengringe erforderlich

3.4.2 Stifte

→ Verbinden, Mitnehmen, Halten, Zentrieren, Fixieren, Sichern, Verschließen

Stiftarten

- Zylinderstifte
- Kegelstifte
- Spannstifte (Spannhülsen)
- Kerbstifte

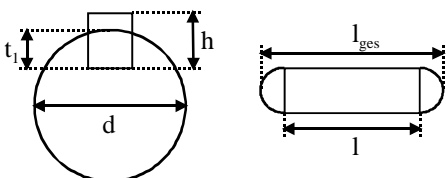
Dimensionierung → Abschnitt 6.1.3 (Seite 74)

3.4.3 Formschlußverbindungen

3.4.3.1 Paßfedern

übertragbares Drehmoment

$$T_t \leq p_{zul} (h - t_1) \cdot l_1 \cdot \frac{d}{2} \cdot i \cdot \varphi \quad (6.9)$$



T_t : übertragbares Drehmoment
 p_{zul} : zulässige Flächenpressung
 h : folgt aus d → Tabelle 6.1 (Seite 77)
 t_1 : → Tabelle 6.1 (Seite 77) (hohe Form)
 l_1 : tragende Länge $l_1 = 1,5 \dots 2,0 d$
 i : Anzahl der Paßfedern (maximal 2)
 φ : prozentualer Traganteil $i=1: \varphi=1; i=2: \varphi=0,75$

$p_{zul} = \sigma_S / 3$: St 60 - 2 K: $\sigma_S = 300 \text{ N/mm}^2$
 St 50 - 1 K: $\sigma_S = 270 \text{ N/mm}^2$

3.4.3.2 Profilwellen

übertragbares Drehmoment

$$T_t \leq \frac{1}{2} p_{zul} \cdot h_{tr} \cdot l_{tr} \cdot d_m \cdot i \cdot \varphi \quad (6.10)$$

- T_t : übertragbares Drehmoment
- p_{zul} : zulässige Flächenpressung → siehe unten
- l_{tr} : tragende Länge
- h_{tr} : → siehe unten
- d_m : → siehe unten
- i : Anzahl der Mitnehmer → Tabelle 6.4 (Seite 80)
- φ : prozentualer Traganteil der Mitnehmer $\varphi=0,6 \dots 0,75$

zulässige Flächenpressung

$p_{zul}=70\text{N/mm}^2$ bei ungehärteten Profilankern

$p_{zul}=100\text{N/mm}^2$ bei gehärteten Profilankern

Keilwelle

$$h_{tr} = 0,5(d_2 - d_1) \quad d_m = 0,5(d_2 + d_1)$$

Kerbwelle

$$h_{tr} = 0,5(d_3 - d_1) \quad d_m = 0,5(d_3 + d_1)$$

Evolventenverzahnung

$$h_{tr} = 0,5(d_5 - d_2) \quad d_m = 0,5(d_5 + d_2)$$

3.4.3.3 Elemente zur axialen Lagersicherung

Splinte

Stellringe

Sicherungsringe (Seegerringe)

Sicherungsscheiben

Sprengringe

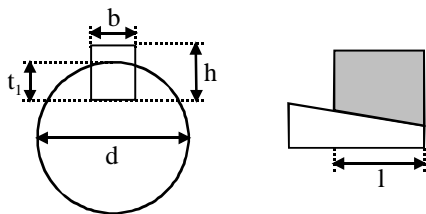
Achshalter

Vorgespannte Formschlußverbindungen

übertragbares Drehmoment

$$T_t = F \cdot \mu_0 \cdot (d - t_1) \quad (6.11)$$

$$\text{mit } F = p_{zul} \cdot l \cdot b \quad (6.12)$$



- T_t : übertragbares Drehmoment
- p_{zul} : zulässige Flächenpressung
- b : Breite
- h : folgt aus d → Tabelle 6.5 (Seite 85)
- t_1 : → Tabelle 6.5 (Seite 85)
- l : tragende Länge

$$p_{zul} = \sigma_s / 3$$

3.4.4 Reibschlußverbindungen

3.4.4.1 Klemmverbindungen

Geteilte Nabe

Reibmoment

$$T_R = F_R \cdot d = F_N \cdot \mu_0 \cdot d = i \cdot F_S \cdot \mu_0 \cdot d \geq T_t \quad (6.15)$$

Flächenpressung

$$p = \frac{F_N}{d \cdot l} = \frac{i \cdot F_S}{d \cdot L} \quad (6.19)$$

erforderliche Schraubkraft

$$F_S \geq \frac{T_t}{i \cdot \mu_0 \cdot d} \quad (6.16)$$

- i : Zahl der Klemmschrauben
- F_S : Schraubkraft
- μ_0 : Rutschreibwert → Tabelle 6.8 (Seite 86)
- d : Wellendurchmesser
- L : Nabenlänge
- T_t : übertragbares Drehmoment

$$\text{zulässige Flächenpressung: } p_{zul} = \frac{\sigma_s}{3}$$

Hebelnabe

Reibmoment → siehe oben
 Flächenpressung → siehe oben
 erforderliche Schraubenkraft

$$F_S \geq \frac{T_t}{i \cdot \mu_0 \cdot d} \cdot \frac{l_1}{l_2} \quad (6.18)$$

i: Zahl der Klemmschrauben
 F_S: Schraubenkraft
 μ₀: Rutschreibwert → Tabelle 6.8 (Seite 86)
 d: Wellendurchmesser
 l₁: Abstand des Wellendurchmessers vom Hebelpunkt → Abbildung 6.23
 l₂: Abstand der Schraubenmitte vom Hebelpunkt → Abbildung 6.23
 → Abbildung 6.23 (Seite 87)

3.4.4.2 Kegelsitzverbindungen

$$T_R = F_N \cdot \mu \cdot \frac{d_m}{2} \quad (6.21)$$

$$F_N = p \cdot \pi \cdot d_m \cdot \frac{L}{\cos(\alpha/2)} \quad (6.22)$$

$$p \leq p_{zul} = \sigma_s / 3$$

$$\frac{1}{\kappa} = \frac{d_1 - d_2}{L} \quad (6.20)$$

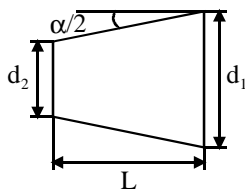
d₁: großer Durchmesser
 d₂: kleiner Durchmesser
 L: Länge
 → siehe Abbildung unten

mittlerer Kegeldurchmesser

$$d_m = \frac{d_1 + d_2}{2}$$

Steigungswinkel

$$\alpha = \arctan\left(\frac{1}{\kappa}\right)$$



Anzugskraft der Mutter

$$F_A = F_N \cdot \sin\left(\rho + \frac{\alpha}{2}\right) \quad (6.23)$$

Lösekraft der Mutter

$$F_L = F_N \cdot \sin\left(\rho - \frac{\alpha}{2}\right) \quad (6.24)$$

$$\rho = \arctan(\mu_0)$$

3.4.4.3 Ringfederspannelement

übertragbares Drehmoment

$$T_t = c \cdot T_h \cdot p \quad (6.25)$$

c: Abminderungsfaktor (siehe unten)

T_h: Haftmoment → Tabelle 6.10 (Seite 90)

F_h: Haftkraftverhältnis → Tabelle 6.10 (Seite 90)

notwendige Flächenpressung

$$p = \frac{T_t}{c \cdot T_h}$$

n: Anzahl der Ringfederspannelemente

n =	1	2	3	4
c =	1,0	1,55	1,86	2,0

übertragbare Axialkraft

$$F_a = c \cdot F_h \cdot p \quad (6.26)$$

Festigkeitsnachweis

$$p \leq p_{zul} = \sigma_s / 3$$

notwendige Längskraft

$$F_l = F_0 + F_w \cdot p \quad (6.27)$$

F_l: notwendige Längskraft

F_w: Anpressquerschnitt → Tabelle 6.10 (Seite 90)

F₀: Kraft zur Spielüberbrückung → Tabelle 6.10 (Seite 90)

notwendige Längskraft + Tabelle 5.3 (Seite 62) → Schraubendimensionierung

3.4.4.4 Längs- und Querpreßsitz

Längspreßsitz: Aufpressen der Werkstücke

Querpreßsitz

- Schrumpfpassung: Spiel wird durch Erwärmen des Außenteils erzeugt, Aufschieben, Abkühlen
- Dehnpassung: Spiel wird durch Abkühlen des Innenteils erzeugt, Aufschieben, Erwärmen
- Schrumpfdhnpassung: Beide Verfahren finden Anwendung
- Druckölverband/Hydraulikmontage: Spiel wird durch Drucköl erzeugt

3.5 Federn

Einsatzgebiete

- Arbeitsspeicher
- Stoßmilderung
- Kraftmessung
- Kraftbegrenzung
- Aufrechterhaltung einer Kraftverbindung
- Schwingungselement

3.5.1 Ringfedersäule

Druckspannungen Außenring

$$\sigma_{t,a} = \frac{P}{\pi \cdot b \cdot \tan(\alpha + \rho) \cdot h_a} \quad (7.2)$$

Druckspannungen Innenring

$$\sigma_{t,i} = \frac{P}{\pi \cdot b \cdot \tan(\alpha + \rho) \cdot h_i} \quad (7.3)$$

Federkonstante bei Belastung

$$c = \frac{dP}{df} = \frac{2 \cdot \pi \cdot b \cdot E \cdot \tan(\alpha) \cdot \tan(\alpha + \rho)}{(z-1) \cdot \left(\frac{D_a}{h_a} + \frac{D_i}{h_i} \right)} \quad (7.4a)$$

Federkonstante bei Entlastung

$$c = \frac{dP}{df} = \frac{2 \cdot \pi \cdot b \cdot E \cdot \tan(\alpha) \cdot \tan(\alpha - \rho)}{(z-1) \cdot \left(\frac{D_a}{h_a} + \frac{D_i}{h_i} \right)} \quad (7.4b)$$

- P: Druck auf Ringfedersäule
- α : Neigungswinkel der Ringfederelemente (s. u.)
- b: Höhe der Ringfederelemente
- h_a : Dicke der äußeren Ringfederelemente
- h_i : Dicke der inneren Ringfederelemente

$$\rho = \arctan(\mu_0)$$

- b: Höhe der Ringfederelemente
- E: Elastizitätsmodul der Ringfederelemente
- D_a : Außendurchmesser der Ringfedersäule
- D_i : Innendurchmesser der Ringfedersäule

- $\alpha > \rho$
- $\alpha = 14^\circ$ bei unbearbeiteten Ringen
- $\alpha = 12^\circ$ bei bearbeiteten Ringen

→ Abbildung 7.2 (Seite 95)

3.5.2 Blattfedern

Einfache Blattfedern

Lenkerfedern: an entgegengesetzten Enden eingespannt

Geschichtete Blattfedern

Berechnungsformen → Tabelle 7.1 (Seite 97)

3.5.3 Spiralfedern

Biegespannung

$$\sigma_B = k \cdot \frac{6 \cdot P \cdot r}{b \cdot h^2} \quad (7.5)$$

Wickelverhältnis

$$w = \frac{2 \cdot r_i}{h}$$

- k: Berichtigungsfaktor → Abbildung 7.13 (Seite 99)
- P: Druck auf Spiralfeder
- r: Radius der Spiralfeder
- h: Dicke der Spiralfeder
- r_i : Innenradius
- h: Dicke der Spiralfeder

<p>Federkonstante</p> $c = \frac{dM}{d\phi} = \frac{b \cdot h^3 \cdot E}{12 \cdot L} \quad (7.6)$	<p>h: Dicke der Spiralfeder E: Elastizitätsmodul L: gestreckte Länge der Spiralfeder</p>
---	--

3.5.4 Schenkelfedern

biegebeanspruchte Schraubendrehungsfeder
→ Berechnung analog Spiralfedern

3.5.5 Tellerfedern

Für einen Teller gilt

$$\sigma = \frac{4 \cdot E}{1 - \nu^2} \frac{1}{\alpha \cdot D_a^2} \cdot f \cdot (\beta \cdot (h - 2) + \gamma \cdot s) \quad (7.7)$$

$$c = \frac{4 \cdot E}{1 - \nu^2} \frac{1}{\alpha \cdot D_a^2} \cdot (h^2 - 3 \cdot h \cdot f + 1,5 \cdot f^2 + s^2) \quad (7.8)$$

E: Elastizitätsmodul
α: → Abbildung 7.23 (Seite 101)
D_a: Außendurchmesser des Tellers
f: Höhenänderung: ungespannt-gespannt
β: → Abbildung 7.23 (Seite 101)
h: freie Höhe ungespannt
γ: → Abbildung 7.23 (Seite 101)
s: Dicke des Tellers
D_i: Innendurchmesser des Tellers

→ Berechnung → Tabelle 7.2 (Seite 102)

3.5.6 Drehstabfedern

bei kreisförmigen Querschnitt

$$\tau = \frac{16 \cdot T_t}{\pi \cdot d^3} \quad (7.9)$$

$$c = \frac{\pi}{32} \cdot G \cdot \frac{d^4}{l} \quad (7.9)$$

T_t: übertragbares Drehmoment
d: Durchmesser
G: Schubmodul
l: Länge

3.5.7 Schraubefedern

bei kreisförmigen Querschnitt

$$\tau = \chi \cdot \frac{8 \cdot P \cdot D_m}{\pi \cdot d^3} \quad (7.10)$$

$$c = \frac{G}{8} \cdot \frac{d^4}{z \cdot D_m^2} \quad (7.10)$$

χ: Beiwert → Tabelle 7.2 (Seite 104)
χ=1 bei ruhender oder zügiger Belastung
D_m: mittlerer Durchmesser
d: Drahtdurchmesser
d: Durchmesser
G: Schubmodul
z: Windungszahl

3.5.8 Gummifedern

Dämpfung von Schwingungen, Stößen und Geräuschen
Herstellung aus Naturgummi oder synthetischem Gummi

4 Achsen und Wellen

Achsen werden nur auf Biegung beansprucht.
Wellen werden auf Torsion, Biegung und durch Axialkräfte beansprucht.

4.1 Belastung

Biegebelastung

gefährdete Querschnitte: - an Absätzen
- an Nuten
- an Rillen
- an Querbohrungen
- mit dem größten Biegemoment

→ Belastung vgl. Tabelle 8.1 (Seite 108)

Torsionsbelastung

→ analog Biegebelastung vgl. Abbildung 8.6 (Seite 109)

4.2 Berechnung, Bemessung und Gestaltung

4.2.1 Übersichtsrechnungen

4.2.1.1 Drehmoment (Wellen)

$$d_0 \geq \left(\frac{16}{\pi} \cdot \frac{M_t}{\tau_{t,zul}} \right)^{1/3} \quad (8.1)$$

schwellende Belastung $\tau_{zul} \approx \tau_{t, Sch} / 12$

wechselnde Belastung $\tau_{zul} \approx \tau_{t, W} / 12$ siehe auch Tabelle 8.2 (Seite 109)

4.2.1.2 Biegemoment (Achsen)

$$d_0 \geq \left(\frac{32}{\pi} \cdot \frac{M_b}{\sigma_{b,zul}} \right)^{1/3} \quad (8.2)$$

$\sigma_{b,zul} \approx \sigma_{b,w} / 5$ siehe auch Tabelle 8.3 (Seite 110)

4.2.1.3 Biege- und Drehmoment

$$d \geq \left(\frac{32}{\pi} \cdot \frac{M_v}{\sigma_{v,zul}} \right)^{1/3} \quad (8.3)$$

M_b : maximales Biegemoment

α_0 : Anstrengungsverhältnis

$$\alpha_0 = \frac{\sigma_{b,w}}{\sqrt{3} \cdot \tau_{t, sch}}$$

$$\text{mit } M_v = \sqrt{M_b^2 + \frac{3}{4}(\alpha_0 \cdot T_t)^2} \quad (8.4)$$

$\sigma_{v,zul} \approx \sigma_{b,w} / 4$ siehe auch Tabelle 8.3 (Seite 110)

4.2.2 Genaue Wellenberechnung

Abhängigkeit der Biegegeweichfestigkeit σ_{bw} von der Bruchfestigkeit σ_B → Abbildung 8.7 (Seite 110)

Umrechnung für Wellen größeren Durchmessers → Abbildung 8.8 (Seite 111)

Kerbwirkungszahlen → Tabelle 8.4 (Seite 111)

4.3 Verformungen

$$\varphi = \frac{T_t \cdot l}{G \cdot I_t} \quad (8.5)$$

φ : Verdrehwinkel

l : Abstand der Stellen

T_t : Drehmoment

G : Schubmodul

I_t : polares Flächenträgheitsmoment

d_a : Außendurchmesser

d_i : Innendurchmesser

$$I_t = \frac{\pi}{32} \cdot (d_a^4 - d_i^4) \quad (8.6)$$

Ermittlung der Biegelinien und Neigungswinkel → Tabelle 8.5 (Seite 112) ↔ Tabelle 8.1 (Seite 108)

4.4 Dynamisches Verhalten

4.4.1 Drehschwingungen

$$\text{Drehfederkonstante} \quad C = \frac{G \cdot I_p}{l} \quad (8.7)$$

$$\text{Massenträgheitsmoment} \quad J_p = m \cdot \frac{R^2}{2} \quad (8.8) \quad m = \rho \cdot \pi \cdot R^2 \cdot l$$

Eigenfrequenz (System mit zwei Drehmassen J_{p1} und J_{p2} verbunden durch Welle Drehfederkonstante c')

$$\omega^2 = c' \cdot \left(\frac{1}{J_{p1}} + \frac{1}{J_{p2}} \right) \quad (8.9)$$

4.4.2 Biegeschwingungen

durch Fliehkräfte hervorgerufen

$$\omega_e^2 = \frac{c}{m} = \frac{F}{m \cdot y} \quad (8.10)$$

ω_e : Eigenfrequenz
 m : Masse
 y : Exzentrizität
 F : angreifende Querkraft

bei mehreren Einzelmassen

$$\frac{1}{\omega_e^2} = \frac{1}{\omega_{e1}^2} + \frac{1}{\omega_{e2}^2} + \frac{1}{\omega_{e3}^2} + \dots \quad (8.11)$$

4.5 Gestaltungshinweise

- gedrängte Bauweise
- glatte Achsen und Wellen nicht unnötig durch Nuten oder Kerben schwächen
- bei schnellaufenden Achsen und Wellen konstruktiv bedingte Umwuchten vermeiden
- Lagerung von Achsen und Wellen statisch bestimmt vornehmen
- Achs- und Wellenabstützungen möglichst dort vorsehen, wo große Kräfte wirken
- Möglichst leicht bauen

Kerben bei Achsen und Wellen

- bei statischer Beanspruchung: Plastische Dehnung und damit Spannungsausgleich möglich
- Im Bereich der Zeitfestigkeit begrenzt der plastische Spannungsausgleich die ertragbare Lastwechselzahl
- Im Bereich der Dauerfestigkeit ist die Kerbwirkung von ausschlaggebender Bedeutung
- Maßnahmen zur Minderung der Kerbwirkung
 - bei Absätzen Querschnittsprünge vermeiden
 - möglichst hohe Oberflächengüte vorsehen
 - Nuten und Einstiche nur dort vorsehen, wo niedrige Biegespannungen auftreten
 - Gewinde konstruktiv umgehen (Abstandshülse) oder kerbunempfindlich machen
 - bei Querbohrungen Wellenverstärkung vornehmen, Entlastungskerben einfräsen
 - bei Preßsitz Wellendurchmesser vergrößern

5 Gleitlager

Vorteile

- unempfindlich gegenüber Stößen
 - geräuscharm
 - unempfindlich gegenüber Verschmutzungen
 - unbegrenzt hohe Drehzahlen möglich
 - unbegrenzte Lebensdauer bei Flüssigkeitsreibung
 - leichter Ein- und Ausbau
- vollständige Trennung der Reibflächen durch Schmierfilm

5.1 Reibungsverhältnisse

Trockenreibung (keine Zwischenstoffe)

Festkörperreibung (Oberflächen haben feste Fremdschichten oder Schmierstoffe)

Flüssigkeitsreibung (flüssige Zwischenschicht) - OPTIMAL -

- hydrostatisch - Flüssigkeitsdruck wird über Pumpen erzeugt
- hydrodynamisch - Flüssigkeitsdruck wird durch die Bewegung der gleitenden Oberflächen erzeugt
- problematisch sind An- und Abfahren evtl. An- und Abfahrhilfen erforderlich
- erwünscht: selbsttätige Flüssigkeitsreibung

Mischreibung (Festkörper- und Flüssigkeitsreibung)

- wartungsarme oder selbstschmierende Lager

5.2 Gleitwerkstoffe

5.2.1 Anforderungen

- glatte Oberflächen herstellbar
- gutes Einlaufverhalten → Glättung im Betrieb
- gute Notlaufeigenschaften
- hohe Verschleißfestigkeit
- gleichmäßige möglichst kleine Volumenausdehnung
- geringe Kantenpreßempfindlichkeit bzw. Verformbarkeit
- hohes Wärmeleitvermögen
- ausreichende statische und dynamische Festigkeit (auch bei höheren Temperaturen)
- Korrosionsbeständigkeit
- gute Bindefähigkeit mit dem Grundwerkstoff bei Mehrstofflagern

5.2.2 Lagerwerkstoffe

- Gußeisen
 - Sintermetall
 - Guß-Zinnbronzen, Guß-Bleibronzen, Blei-Zinn-Lagermetalle
 - Kunststoffe
 - Holz
 - Gummi
 - Kohle, Graphit
 - Glas, keramische Legierungen, Hartmetalle
- Übersicht Tabelle 9.2 (Seite 121)

5.3 Schmierung und Schmierstoffe

Anforderungen

- Benetzen der Gleitstellen
- Haften an Gleitstellen
- geeignet hohe innere Reibung
- Werkstoffe nicht angreifen
- Werkstoffe vor Korrosion schützen
- Reibungswärme durch Kühlung abführen
- Übertragen von Druckkräften
- Abdichten
- Schmierstellen von Schmutz und Wasser schützen

Schmierstoffe

- flüssige Schmierstoffe
- Schmierfette
- Festschmierstoffe
- Pastöse Anteigungen
- gleitfähiger Kunststoff
- Trockenschmierfilme
- Gase

5.3.1 Flüssige Schmiermittel

5.3.1.1 Unlegierte Öle

Normalschmieröle N (Mineralöle) → Tabelle 9.3 (Seite 123)

Normalschmieröle D (keine Alterungsbeständigkeit und keine hohe Lebensdauer)

5.3.1.2 Legierte Öle

Wirkstoffzusätze

- Antioxydantien oder Oxydationsinhibitoren (verhindern Oxydation des Schmieröls bei hohen Temperaturen)
- Dispersantien (verhindern Absetzen von Abriebsteilchen, Stäuben, Ascheteilchen, Ruß und Alterungsprodukten)
- Detergents (lösen gebildete Krusten, Ölkohleansätze und Verbrennungsrückstände)
- Extrem-Pressure-Zusätze (Steigerung der Schmierwirkung und der Druckaufnahme)
- Stockpunktniedriger (für Schmiermitteleinsatz bei tiefen Temperaturen)
- Viskositäts-Temperatur-Verbesserer (Viskosität wird auch von der Schergeschwindigkeit abhängig)

SAE-Klassifikation → Tabelle 9.4 (Seite 124)

Viskositäts-Temperatur-Verhalten

Viskosität nimmt mit zunehmender Temperatur ab

Viskosität nimmt mit zunehmendem Druck zu

→ Abbildung 9.2 (Seite 125)

Mehrbereichsöle

decken mehr als eine SAE-Viskositäts-Klasse ab. Temperaturverhalten → Abbildung 9.3 (Seite 126)

Syntheseöle

für besondere Einsatzfälle (Hydraulik, ...) synthetisch hergestellte Öle (Beispiel: Silikonöl) mit sehr gutem Viskositäts-Temperatur-Verhalten

5.3.2 Schmierfette und Festschmierstoffe

Schmierfette

organische Fette oder durch chemische Verfahren (Veresterung von Glycerin mit höheren Fettsäuren) hergestellt

Festschmierstoffe

Beispiel: Graphit. Meist in Öle oder Fette eingearbeitet

5.4 Schmiermittelreibung

$$\tau = \eta \cdot \frac{du}{dy} \quad (9.1)$$

Umrechnung von ENGLER-Graden

$$\eta = (726 \cdot E - 628/E) \cdot \rho \cdot 10^{-8}$$

Hydrodynamische Schmierung

$$\frac{dp}{dx} = \frac{d\tau}{dy} \quad (9.2)$$

$$So = \frac{F}{b \cdot l} \cdot \frac{s}{\eta \cdot u_0} \cdot \frac{s}{l} \quad (9.4)$$

So > 1: Schwerlastbereich

So < 1: Schnellaufbereich

Hydrodynamische Stützlager (Längslager)

Arten:

- Kippsegment-Stützlager → Abbildung 9.5 a und b (Seite 129)

τ : Schubspannung → Abbildung 9.4 (Seite 127)

η : dynamische Viskosität

u : Geschwindigkeit

y : Ort (senkrecht zur Schubspannung)

E : ENGLER-Grade

$$\frac{dp}{dx} = \eta \cdot \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \quad (9.3)$$

So: SOMMERFELD-Zahl

η : Zähigkeit des Schmiermittels

u_0 : Relativgeschwindigkeit der Gleitflächen

l : Länge des Gleitschuhs

b : Breite des Gleitschuhs

s : mittlere Dicke des Gleitfilms

- Festsegment-Spurlager → Abbildung 9.5 c (Seite 129)

Hydrodynamische Quer- oder Radiallager

$$S_o = \frac{F}{b \cdot d} \cdot \frac{s^2}{\eta \cdot \omega \cdot d^2} = \frac{F}{b \cdot d \cdot \eta \cdot \omega} \cdot \psi^2 \quad (9.5)$$

$$\psi = \frac{s}{d}$$

relative Schmierschichtdicke

$$\delta = \frac{2 \cdot h_0}{d_1 - d_2} \rightarrow \text{Abbildung 9.7 (Seite 130)}$$

Reibungsleistung

$$P_R = \mu \cdot F \cdot \frac{d}{2} \cdot \omega \quad (9.6)$$

S_o :	SOMMERFELD-Zahl
η :	Zähigkeit des Schmiermittels
ω :	Winkelgeschwindigkeit der Gleitflächen
b :	Breite des Radiallagers
s :	Lagerspiel
δ :	relative Schmierschichtdicke
d_1 :	Durchmesser der Lagerschale
d_2 :	Durchmesser des Zapfens
ψ :	relatives Lagerspiel
h_0 :	kleinste Schmierspalt Dicke
μ :	Reibungsziffer → Tabelle 9.8 (Seite 130)

Hinweise zur Auslegung:

- Breitenverhältnis in der Regel $b/d = 0,5 \dots 1$
- relatives Lastspiel ψ wird über Gleitgeschwindigkeit u bestimmt → Abbildung 9.10 (Seite 131)
- spezifischer Lagerdruck → Tabelle 9.1 (Seite 120)

6 Wälzlager

Vorteile

- geringe Betriebsreibung
- geringe Anlaufreibung
- größere Tragfähigkeit bei gleicher Lagerbreite
- Einlaufzeit und Wellenwerkstoff haben keinen Einfluß
- Einfache fast wartungsfreie Schmierung bei geringem Schmiermittelverbrauch
- Normung der Abmessungen macht Ersetzen möglich
- Hochwertige Herstellung in Spezialfabriken

Bestandteile

- zwei Laufringe oder -scheiben (durchgehärteter Chromstahl, Einsatzstahl, Vergütungsstahl (große Wälzlager))
- Wälz- oder Rollkörper (durchgehärteter Chromstahl, Einsatzstahl, Vergütungsstahl (große Wälzlager))
 - Kugeln
 - Zylinderrollen
 - Nadeln
 - Kegelrollen
 - Tonnenrollen
- Käfig
 - aus Blech gepreßt (Stahlblech, Messingblech)
 - gegossene oder gespritzte Massivkäfige (Messing, Leichtmetall, Stahl, (Sintereisen, Kunststoffe))

6.1 Beanspruchung

6.1.1 Statische Tragfähigkeit

statische Belastung

$$F_0 = \frac{C_0}{S_0} \quad (10.1)$$

F_0 : statische Belastung

C_0 : statische Tragzahl → Herstellerlisten

S_0 : Sicherheitsfaktor

$S_0 > 0,5$ ruhiger erschütterungsfreier Betrieb

$S_0 > 1,0$ normaler Betrieb

$S_0 > 2,0$ bei ausgeprägten Stößen

Radiallager

tritt außer Radialkraft F_r eine Axialkraft F_a auf muß mit der statisch äquivalenten Belastung gerechnet werden:

$$F_0 = X_0 \cdot F_r + Y_0 \cdot F_a \quad (10.2)$$

→ X_0 und Y_0 aus Herstellerlisten

Axiallager

tritt außer Axialkraft F_a eine Radialkraft F_r auf muß mit der statisch äquivalenten Belastung gerechnet werden:

$$F_0 = F_a + 2,3 \cdot F_r \cdot \tan \alpha \quad (10.3)$$

6.1.2 Dynamische Tragfähigkeit

Lebensdauer L: Anzahl der Umdrehungen, bis erste Ermüdungserscheinungen auftreten

nominale Lebensdauer L_0 : Anzahl der Umdrehungen, bis 10% gleicher Lager Ermüdungserscheinungen zeigen

Lebensdauer

$$L = 10^6 \cdot \left(\frac{C}{F} \right)^k \quad (10.4)$$

L: Lebensdauer

C: dynamische Tragzahl (Belastung bei der 90% der Lager Lebensdauer von 10^6 erreichen)

F: Belastungskraft

k: : Kugellager: k=3; Rollenlager k=10/3

dynamisch äquivalente Belastung

anzuwenden, wenn bei Radiallagern außer Radialkraft F_r eine Axialkraft F_a oder bei Axiallagern außer Axialkraft F_a eine Radialkraft F_r auftritt.

$$F = X \cdot F_r + Y \cdot F_a \quad (10.5)$$

→ X und Y aus Herstellerlisten

6.1.3 Drehzahlgrenzen

$$D < 30\text{mm} \quad n_g = \frac{3 \cdot N}{D + 30} \cdot k \cdot f_g \quad (10.6a)$$

n_g : Grenzdrehzahl U/min

D: Außendurchmesser

k: : → Lagerart und Belastung → Abbildung 10.4 (Seite 136)

$$D > 30\text{mm} \quad n_g = \frac{N}{D - 10} \cdot k \cdot f_g \quad (10.6b)$$

f_s : Berücksichtigung der Schmierungsart

Fettschmierung $f_s = 1$; Ölschmierung $f_s = 1,25$

N: Drehzahlkonstante → Tabelle 10.1 (Seite 137)

6.1.4 Reibung, Schmierung und Lagertemperatur

Reibungs- und Verlustanteil wegen

- Gleiten innerhalb der Druckflächen zwischen Wälzkörper und Rollbahn
- Gleiten der Wälzkörper am Käfig und an den Borden
- Gleiten des Käfigs an den Borden
- Walkwiderstand des Schmierstoffes
- Ventilationsverluste (Luftreibung) bei hochoberflächigen Lagern
- Widerstand durch Fremdkörper

Reibbeiwert

$$\mu = \frac{M}{F \cdot d/2} \quad (10.7)$$

μ : Reibbeiwert

→ Tabelle 10.2 (Seite 138) für $F = 0,1 C$ und $n = 0,5 n_g$

Fettschmierung: bevorzugt wegen Dauerschmierung und Beschränkung auf einfache Dichtungen

Ölschmierung: bei hoher Drehzahl oder hohen Temperaturen

Betriebstemperatur: → Eigenerwärmung Tabelle 10.3 (Seite 139), Fremderwärmung Tabelle 10.4 (Seite 139)

6.2 Bauarten

6.2.1 Kugellager

Rillenkugellager

- gering winkeleinstellbar
- auch mit seitlichen Deck- und Dichtscheiben → Abbildung 10.6 (Seite 140)
- einreihige und zweireihige Ausführungen → Abbildung 10.5 (Seite 139)
- Universallager für alle Gebiete des Maschinen- und Fahrzeugbaus

Schulterkugellager

- geringes Axialspiel
- auseinandernehmbar
- kleine elektrische Geräte

einreihiges Schrägkugellager → Abbildung 10.9 (Seite 141)

- hohe axiale Tragfähigkeit
- Anordnung, O-, X- und Tandemanordnung → Abbildung 10.10 (Seite 141)

- Spindellagerungen von Werkzeugmaschinen, Rad- und Seilrollenlagerungen

zweireihiges Schrägkugellager → Abbildung 10.11 (Seite 141)

- entsprechen O-Anordnung von einreihigen Schrägkugellagern
- hohe radiale und axiale Tragfähigkeit in beide Richtungen
- kurze, biegesteife Wellen

Vierpunktlager → Abbildung 10.12 (Seite 142)

- hohe radiale und axiale Tragfähigkeit in beide Richtungen
- Kugel berühren Bahnen bei radialer Belastung in vier Punkten
- Ersatz für zweireihige Schrägkugellager

Pendelpunktlager → Abbildung 10.13 (Seite 142)

- hohlkugelliger Außenring → winkeleinstellbar
- Lagerungen mit Einbauungenauigkeiten: Transmissionen, Förderanlagen, Landmaschinen

6.2.2 Zylinder-, Kegel-, Tonnen- und Pendelrollenlager

Zylinderrollenlager → Abbildung 10.14 (Seite 142)

- Bauform N: Borden am Innenring → Loslager
- Bauform NU: Borden am Außenring → Loslager
- Bauform NJ: eine Bord am Innenring → Stützlager
- Bauform NUP: eine Bord und eine lose Bordscheibe am Innenring → Festlager
- einreihige, zweireihige und mehrreihige Bauformen → Abbildung 10.15 (Seite 143)
- zerlegbar
- hohe radiale Tragfähigkeit
- bei NJ und NUP auch axiale Tragfähigkeit

Kegelrollenlager → Abbildung 10.16 (Seite 143)

- Aufnahme von radialen und axialen (nur in eine Richtung) Kräften
- hohe Tragfähigkeit
- zerlegbar
- einreihige, zweireihige und mehrreihige Bauformen → Abbildung 10.17 (Seite 143)
- Radlagerungen von Fahrzeugen, Lagerungen für Seilrollennaben, Spindellagerung von Werkzeugmaschinen, Wellenlagerung

Tonnenlager → Abbildung 10.18 (Seite 144)

- einreihig
- winkeleinstellbar
- hohe radiale Tragfähigkeit bei Ausgleich von Fluchtfehlern
- Abfangen hoher stoßartiger Kräfte
- schwere Laufräder, Seilrollen, Schiffswellen, Ruderschäfte, Kurbelwellen und andere hochbelastete Lagerungen

Pendelrollenlager → Abbildung 10.18 (Seite 144)

- zwei Reihen symmetrischer Tonnenrollen
- hohe axiale Tragfähigkeit

6.2.3 Nadellager

→ Abbildung 10.19 (Seite 144)

- mit und ohne Innenring
- platzsparend
- bei kleinen bis mittleren Drehzahlen
- Pleuellager, Kipphebellager
- Nadelkäfige selbstständige Baueinheit → Abbildung 10.20 (Seite 144)
- Nadelhülsen (kein Bord) und Nadelbüchsen (einseitiger Bord) → Abbildung 10.20 (Seite 144)
- geringe Bauhöhe
- Getriebelagerungen

6.2.4 Axiallager

Axial-Rillenkugellager → Abbildung 10.21 (Seite 145)

- hohe axiale Tragfähigkeit
- keine radiale Beanspruchung
- axiale Mindestbelastung erforderlich
- einseitig und zweiseitig wirksame Bauform

Axial-Pendelrollenlager → Abbildung 10.22 (Seite 145)

- hohe axiale Tragfähigkeit
- geringe radiale Tragfähigkeit
- winkeleinstellbar
- schwerste Beanspruchungen
- hohe Drehzahlen
- Spurlager von Kransäulen, Drucklager von Schiffsschrauben und Schneckenwellen

Axial-Zylinderrollenlager → Abbildung 10.23a (Seite 146)

- hauptsächlich einseitig wirkende Lager
- zwei bordlose Scheiben

Axial-Kegelrollenlager → Abbildung 10.23b (Seite 146)

- meist Laufbahn der Wellenscheibe kegellig und Gehäusescheibe eben
- verlängerte Mantellinien sollen sich auf der Lagerachse schneiden
- axial tragfähigste Wälzlager
- schwerste Schneckengetriebe, Kranstützlager, Lokomotivdrehscheiben, Schiffsdrucklager

Radial-Axiallager → Abbildung 10.24 (Seite 146)

- genaue und in beide Achsrichtungen optimale starre und spielfreie Lagerungen
- Präzisionsmaschinen (NC-Werkzeugmaschinen, Positionier- und Rundteiltischen)
- Lagerungen von Kugelspindeln, Schneckenrollen, schrägverzahnten Stirnrädern und Kegelrädern

6.3 Befestigung

→ Abbildung 10.25 und Abbildung 10.26 (Seite 147)