1.5. Konstruktionsarten:

Neukonstruktion

Anpassungskonstruktion
↳ bereits bekannte Lösungsprinzipien → Anpassung an veränderte Randbedingungen

Variantenkonstruktion
↳ Variierung der Größe und/oder Anordnung von Teilen und Baugruppen

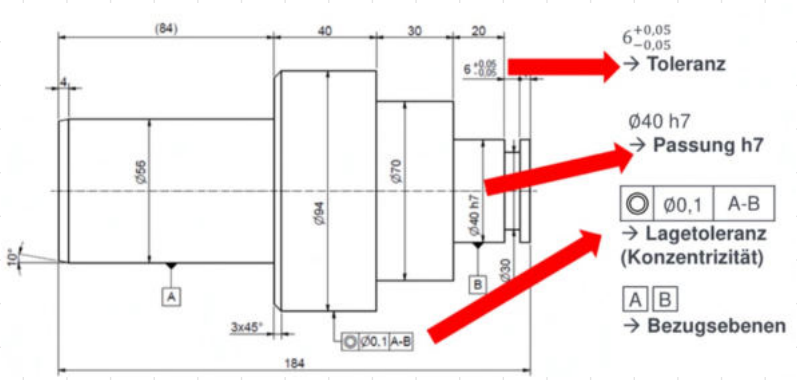
2. Maschinenelemente

Gliederung nach
- Funktion
- Wirkprinzip
- Gestaltung

2.1 Achsen und Wellen

Achsen	Wellen
übertragen Kräfte übertragen kein Drehmoment umlaufende Achse → Element fest mit Achse verbunden feststehende Achse → Element dreht sich lose auf Achse	übertragen Kräfte und Drehmoment rotieren immer mit!

→ für Rotationsbewegungen



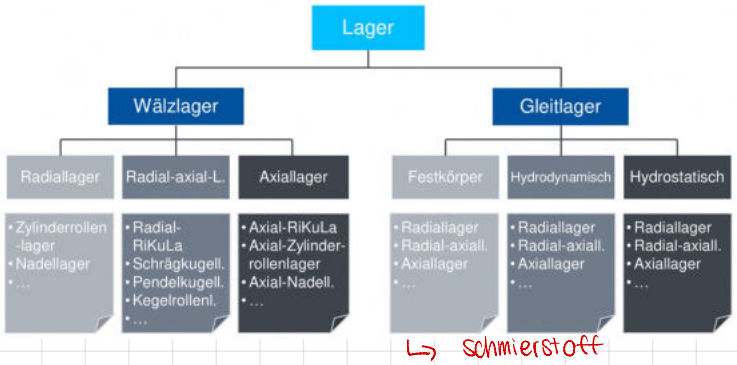
Welle- Nabe - Verbindung

Welle: Maschinenelement mit Bohrung → auf Welle oder Achse

→ um Drehmoment von Welle → über Nabe → auf anderes Bauteil zu übertragen

formschlüssig	reibschlüssig	stoffschlüssig
Innenkontur der Nabe und Außenkontur der Welle passen → Drehmoment über die Flanken in Form von Flächenkraft spezielle Formen der Bauteile, oder Verwendung von z.B. Passfedern Passfeder Scheibenfeder Keilwelle Kerbverzahnung Polygonprofil	sitzen fest aufeinander → Übertragung mithilfe Reibkraft / durch Anpressen eines Bauteils Klemmverbindung (2teilige Nabe, die mithilfe von Schrauben am Welle geklemmt wird) Klemmverbindung Pressverband Spannhülsen Schrumpfscheiben	über Material fest miteinander verbunden Klebeverbindung, Schweißverbindung Kleben Löten Schweißen

2.3 Lager

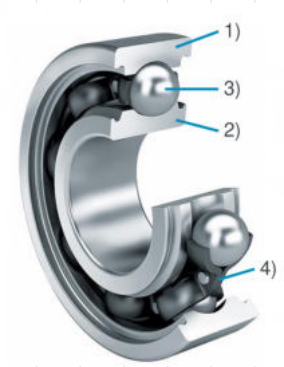


↳ Schmierstoff

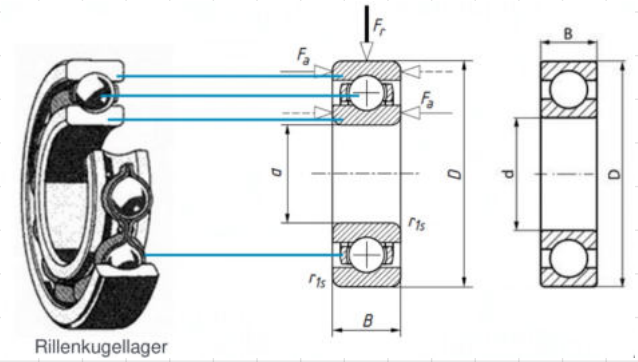


Geringe Reibung	Geräuscharm
Verschleißarm	Stoßunempfindlich
Geringe Anlaufkräfte	Geringes Bauvolumen (Platzbedarf und Gewicht)
Geringer Schmierstoffbedarf	Unempfindlich gegen Verschmutzung
Für geringe (< 10.000 min-1) Drehzahlen geeignet	Großer Temperaturbereich
	Für hohe Drehzahlen (>100.000 min^{-1}) geeignet
	Geringe Kosten

Aufgaben: • stützen und führen bewegliche Teile → lassen Bewegungen nur in vorgesehene Richtung zu.
• Nehmen äußere Kräfte und Momente auf
• reduzieren Reibung zw. zwei bewegten Teilen
• reduzieren Verschleiß
→ Einteilung in
- Wälz- bzw. Gleitlager
- Radial- bzw. Axiallager



→ Außenring
→ Wälzkörper
→ Innenring
→ Käfig



Rillenkugellager

→ Außen- und Innenring + Käfig werden geschnitten

Radiallager	Axiallager
Belastungen senkrecht zur Welle	Belastungen in Richtung der Welle







Radial-Axial-Lager: sowohl Radial- als auch Axiallager

Gleitlager: Gleitbewegung zw. Welle und Lagerschale
→ Schmierstoff

hydrostatisches Gleitlager: aktiver Schmierstoffkreislauf durch externe Pumpe (Lagerspalt)
↳ ⊕ niedrige Drehzahlen, verschleißfrei Präzisionslagerung

hydrodynamische Gleitlager: Schmiermittel-Druck wird bei Betrieb selbstständig an Stelle der Kraftübertragung gebildet

2.4 Kupplungen

Funktion:
Hauptfunktion: Übertragung von Rotationsenergie bzw. von Drehmomenten / -kräften
Nebenfunktion: Ausgleichen von Wellenverlagerungen → Ausgleichskupplungen
Dämpfung von Drehmoment Stößen → elast. Kupplungen
Verschaltung von Teilen → Schaltkupplungen

Lamellenkupplungen vs. Zweiflächenkupplungen
Zweiflächenkupplungen...
⊕... speichern anfallende Reibungswärme besser und führen diese ab
⊕... haben geringeres Leerlaufmoment
⊖... sind größer und teurer

Starre Kupplungen: 2 Wellen werden zentrisch miteinander verbunden → gleichen keinerlei Versatz aus
Einsetzbar wenn Fluchtung der zu verbindenden Wellen gewährleistet ist
→ auftretenden Schwingungen werden ungedämpft übertragen

Drehsteife Kupplungen: wenn axialer oder radialer Wellenversatz ausgeglichen werden muss
z.B. Kreuzscheibenkupplung

Drehelastische Kupplungen: Übertragung von Schwingungen soll abgeschwächt werden; Wellenversatz ausgleichen

Federkupplungen: sind für beide Drehrichtungen verwendbar, gutes Dämpfungsvermögen, wartungsfrei

2.5. Getriebe

Aufgaben: Zwischen Antrieb und Abtrieb → zugeführte Leistung wird in hohe Geschwindigkeit oder große Kraft umgesetzt

↑ Drehmoment → ↓ Drehzahl
↑ Drehzahl → ↓ Drehmoment

Zahnradgetriebe: Gruppe versch. Zahnradpaaren
→ hoher Wirkungsgrad
→ kompakte Verbauung
→ formschlüssig
→ Versatz kann nicht ausgeglichen werden
→ starre Kraftübertragung → Schwingungen kritisch

Zähne werden NICHT geschnitten!

Zugmittelgetriebe:

1) Riemengetriebe

→ reibschlüssig
→ elast. Kraftübertragung

⊖ durch Dehnung des Riemens keine konstante Übersetzung

2) Kettengetriebe

⊕ konstante Übersetzung
⊕ Einsetzbar bei hohen Temp. und bei Schmutz
⊖ teurer

2.6. Dichtung

Verhindern oder begrenzen Stoffaustausch

Statische Dichtungen: zw. zwei ruhenden Bauteilen
dynamische Dichtungen: zw. zwei bewegten Bauteilen

C-Ring: (LÖSBAR)
- axiale und radiale Abdichtung
- kann dynamisch eingesetzt werden
- bei hohen Drücken einsetzbar → Wasseranschluss
⊕ günstig

Schweiß- und Lötverbindung: (UNLÖSBAR)
- statisch
- stoffschlüssig

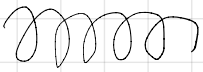
Radialwellendichtring: BERÜHREND
- dynamisch
- z.B. zwischen Welle und Gehäuse

Labyrinthdichtung: BERÜHRUNGSLOS
- Dichtwirkung durch enge Spalte
- Gänge werden mit Fett gefüllt
- ⊕ hohe Dichtwirkung
- ⊕ kostengünstig
- ⊕ platzsparend

2.7. Federn

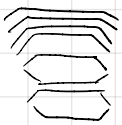
- nehmen Kraft auf → Speichern in potentieller Energie → abgeben
- Federsysteme

Schraubenfeder
- Zug- bzw. Druckfedern

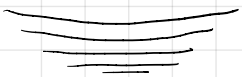


Tellerfedern
- durch wechselseitiges Aufeinanderschichten kann höhere Federwirkung erzielt werden

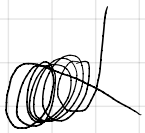
↳ Parallelschaltung: Feder wird härter
↳ Reihenschaltung: Feder wird weicher



Blattfeder
- auf Biegung beansprucht
- meist geschichtet
- flaches, bogenförmiges Profil



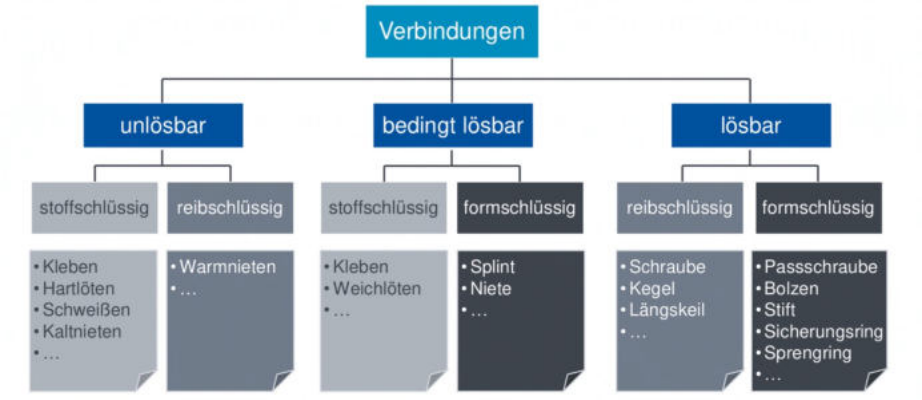
Drehfeder
- „Torsions- oder Schenkelfeder"
- „erzeugen Drehmoment



Gasdruckfedern
- Pneumatisch
- Federkraft vom Federweg unabhängig
- ⊕ Dämpfungsmechanismus integriert

Weitere Federn: Ringfeder, Spiralfedern, Gummifedern

2.8 Verbindungen



Schweißverbindungen
- unlösbar
- stoffschlüssig
- Übertragen von Kräften und Biege-/Torsionsmomente
- gefügte Bauteile können bei höheren Temperaturen betrieben werden

Warmnieten:
- Niet wird im glühenden Zustand gepresst
- beim Abkühlen schrumpft der Schaft
- reibschlüssig

Lötverbindungen:
- stoffschlüssig

- Weichlöten < 450°C
  Hartlöten > 450°C
  Hochtemperatur löten > 900°C

Nietverbindungen:
- formschlüssig

⊖ maschineller und zeitlicher Aufwand hoch
⊕ durch Setzen können hohe Deformationen abgefangen werden
⊕ ungleichartige Werkstoff verbinden
⊖ teuer
⊖ Nietlöcher können Stabilität mindern

Kegelverbindungen:
⊕ zentrischer Sitz ⇒ hohe Genauigkeit in der Drehbewegung

Keilverbindungen:

⊕ bei ungleichmäßigen Drehmomenten
− reibschlüssig
⊕ keine zusätzliche Sicherung gegen axiale Verschiebung nötig
⊖ Keil muss einzeln eingepasst werden ⇒ teuer, aufwendig

Bolzen- und Stiftverbindungen:

Bolzen:
- für bewegliche Verbindungen
- wenn Verbindung schnell und oft gelöst werden soll

Stifte:
- Presspassung
- Stift wird in eine durch beide Bauteile gehende Bohrung gesteckt
- oft bei Querkräften

Sicherungsring:

- Sicherung gegen axiales Verschieben
- können geringe axiale Kräfte aufnehmen
- Nut notwendig
- hohe Kerbwirkung

Schraubverbindungen:

- Vorspannkraft
⊕ lösbar ⇒ zerstörungsfrei

⇒ wird NICHT geschnitten ⇒ Normteil + rotationssym.

3. Grundlagen der Statik

Äußere Kräfte → eingeprägte Kräfte → resultierend aus Belastungen
⇒ Aktionskräfte

Innere Kräfte → Stützkräfte ⇒ Reaktionskräfte

Unterscheidung in...

↳ 1) Einzelkraft [N] ↳ 3) Flächenkraft [N/mm² / Pa]
↳ 2) Linienkraft [N/mm] ↳ 4) Volumenkraft [N/mm³]

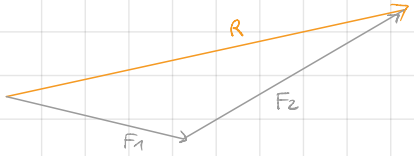
⇒ alle Kräfte lassen sich durch Einzelkräfte ersetzen

Gleichgewichtsaxiom: Summe aller Kräfte = 0 → Körper in Ruhe

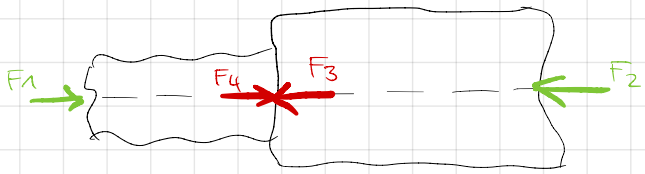
Verschiebbarkeit der Kräfte: Kraft F = linienflüchtiger Vektor → kann an WL verschoben werden

Addition von Kräften: Kräfte mit gleichem Angriffspkt. können addiert werden → Kräfteparallelogramm

Zerlegung von Kräften: Resultierende kann in 2 Einzelkräfte zerlegt werden

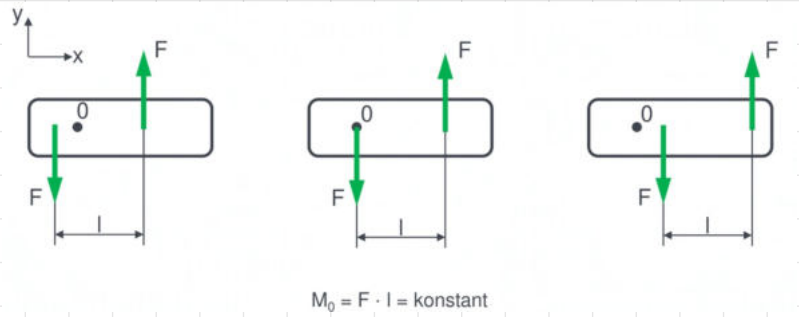


Reaktionsgesetz: Actio = Reactio

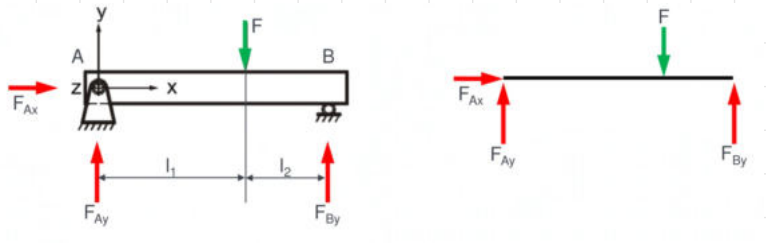


Kräftepaar: zwei gleich große, entgegengesetzt gerichtete Kräfte auf parallelen Wirkungslinien ⇒ resultiert in einem Drehmoment

Drehmoment: $M = F \cdot \ell$



Statisch unbestimmtes System: mehr unbekannte Reaktionen als Gleichgewichtsbedingungen
→ führt zu Verklemmungen und inneren Spannungen



$\rightarrow \sum F_V = 0$: $F_{Ax} = 0$

$\circlearrowleft \sum M_A = 0$: $-F \cdot l_1 + F_{By} \cdot (l_1 + l_2) = 0 \Leftrightarrow F_{By} = \frac{F \cdot e_1}{e_1 + e_2}$

$\uparrow \sum F_H = 0$: $F_{Ay} + F_{By} - F = 0 \Leftrightarrow F_{Ay} = F - F_{By} = F - \frac{F \cdot e_1}{e_1 + e_2}$

Freiheitsgrade: frei im Raum beweglicher Körper hat 6 Freiheitsgrade: Translation in und Rotation um x, y und z-Achse

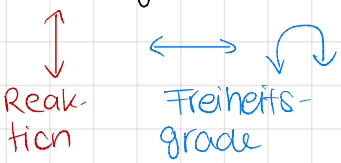
Freiheitsgrade eines in der x-y-Ebene frei beweglichen Körpers:

- Translation in x-Richtung
- Translation in y-Richtung
- Rotation um z-Achse

Auflager und Stützen: Freiheitsgrade vollständig oder teilweise aufheben

Loslager: 2 Freiheitsgrade, 1 Reaktion

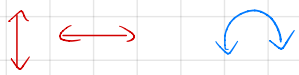




≙ einwertiges Lager

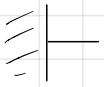
Festlager: 1 Freiheitsgrad, 2 Reaktionen





≙ zweiwertiges Lager

Feste Einspannung: 0 Freiheitsgrade, 3 Reaktionen

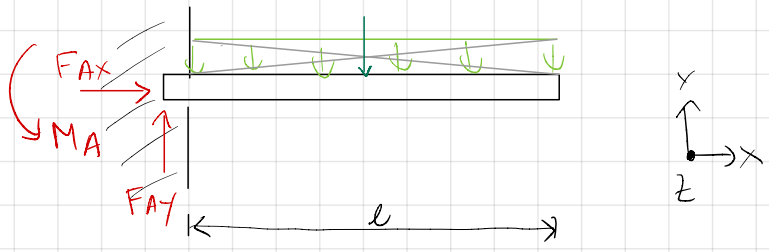




Statisch überbestimmtes System: mehr Auflagerreaktionen als aufzuhebende Freiheitsgrade

3.6. Innere Beanspruchungen

Rechenbeispiel: Einseitig eingespannter Balken

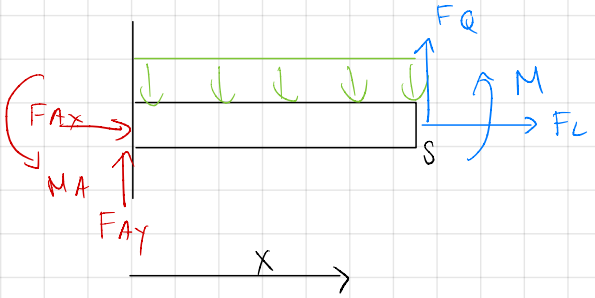


$\Sigma F_x = 0 \quad \Leftrightarrow \quad F_{AX} = 0$

$\Sigma F_y = 0 \quad \Leftrightarrow \quad F_{AY} - q_0 \cdot \ell = 0 \quad \Leftrightarrow \quad F_{AY} = q_0 \cdot \ell$

$\circlearrowleft \Sigma M_A = 0 \quad \Leftrightarrow \quad M_A - q_0 \cdot \ell \cdot \frac{\ell}{2} = 0 \quad \Leftrightarrow \quad M_A = q_0 \cdot \frac{\ell^2}{2}$

1. Schnittstelle:



$\Sigma F_x = 0 \quad \Leftrightarrow \quad F_{AX} + F_L = 0 \quad \Leftrightarrow \quad F_L = -F_{AX} = 0$

$\Sigma F_y = 0 \quad \Leftrightarrow \quad F_{AY} + F_Q - q_0 \cdot x = 0 \quad \Leftrightarrow \quad F_Q = -F_{AY} + q_0 \cdot x$

$= -q_0 \cdot \ell + q_0 \cdot x$

$= q_0 (x - \ell)$

$\circlearrowleft \Sigma M = 0 \quad \Leftrightarrow \quad M + M_A + F_Q \cdot x - q_0 \cdot x \cdot \frac{x}{2} = 0$

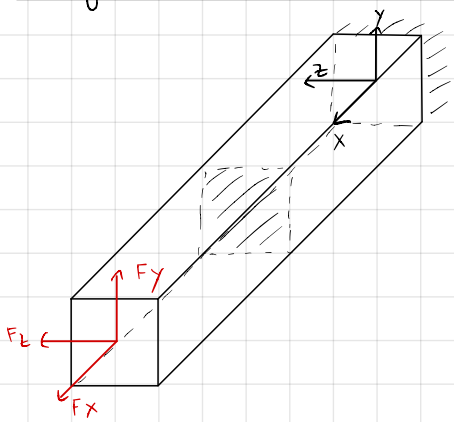
$\Leftrightarrow \quad M = -M_A - F_Q \cdot x + \frac{1}{2} q_0 x^2$

$M = -\frac{1}{2} q_0 \ell^2 - q_0 (x - \ell) x + \frac{1}{2} q_0 x^2$

$= -\frac{1}{2} q_0 \ell^2 - q_0 (x^2 - \ell x) + \frac{1}{2} q_0 x^2$

$= q_0 \left(\frac{3}{2} x^2 - \frac{\ell^2}{2} - x \cdot \ell \right)$

Mögliche Kräfte / Momente am eingespannten Balken



zwei Querkräfte: in y- und z-Richtung
eine Längskräfte: in x-Richtung
zwei Biegemomente: um z- und y-Achse
ein Torsionsmoment: um x-Achse

3.7 Reibung:

Coulombsches Reibungsgesetz: $F_{R0} \leq \mu_0 F_N = \max(F_{R0})$,
wobei F_{R0}: Haftreibungskraft und F_N: Normalkraft

Haftreibung: $F_R = \mu_0 \cdot F_N = \mu_0 \cdot G \cdot \cos(\alpha)$

Gleitreibung: Tangentialkraft > F_R

Stribeck-Kurve: beschreibt den Verlauf der Reibungskraft in Abhängigkeit von der Reibgeschwindigkeit



Rollreibung: der Bewegung entgegengerichtet

Selbsthemmung: der durch Reibung verursachte Widerstand gegen Verrutschen / Verdrehen zweier aneinander liegender Körper
→ wenn Haftreibung überschritten: Körper nicht mehr selbsthemmend

Parameter: Neigungswinkel,
Oberflächenrauhigkeit,
Werkstoffpaarung,
Schmierstoff,
Erwärmung

4. Ermittlung der Spannungen

Grundbelastungen: Zug / Druck (Schraube, Pleuel), Biegung (Achse), Schub (Bolzen), Torsion (Welle)

Normalspannungen: $\sigma = \frac{F}{A}$ Schubspannungen: $\tau = \frac{F}{A}$

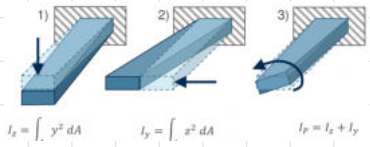
→ Ursache: Längskräfte + Biegemom. Querkräfte + Torsionsmom.
↳ Einheit 1 N/mm² / 1 Pa

Flächenmomente:

0. Ordnung → Querschnittsfläche
1. Ordnung → Statisches Flächenmoment S
(zur Berechnung einer Schubspannung)

2. Ordnung → Flächenträgheitsmoment I (zur Berechnung von Spannungen bei Torsions- und Biegebeanspruchung)

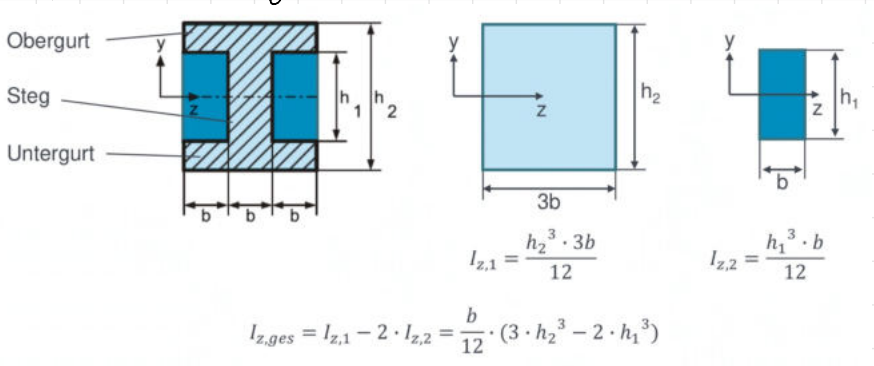
↳ polares Flächenträgheitsmoment I_p
↳ axiales Flächenträgheitsmomente I_z und I_y



Formeln von EFL hernehmen

Flächenträgheitsmomente, die sich auf dieselbe Achse beziehen, können addiert / subtrahiert werden

Doppel T-Träger



$$I_{z,1} = \frac{h_2^3 \cdot 3b}{12} \qquad I_{z,2} = \frac{h_1^3 \cdot b}{12}$$

$$I_{z,ges} = I_{z,1} - 2 \cdot I_{z,2} = \frac{b}{12} \cdot (3 \cdot h_2^3 - 2 \cdot h_1^3)$$

Flächenträgheitsmomente, die sich nicht auf dieselbe Achse beziehen, können mit dem Satz von Steiner berechnet werden:

↳ Vorgehen:

1) Aufteilung des Körpers in bekannte Geometrien

2) Schwerpunkte der einzelnen Geometrien bestimmen

3) Abstand der Einzelschwerpunkte zu Ausgangsachse bestimmen

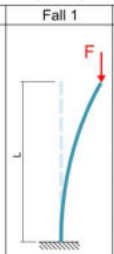
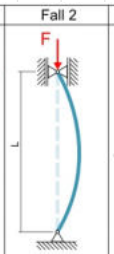
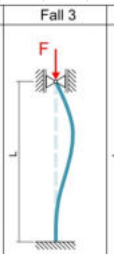
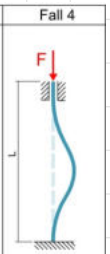
4) Trägheitsmomente der einzelnen Geom. addieren

4.2. Normalspannung als Längskraft

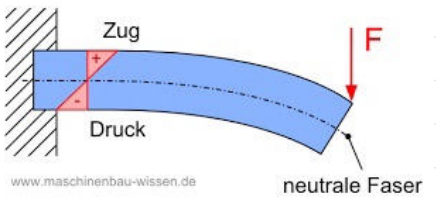
- Normalspannung → Dehnung ε
- im elast. Bereich Hookesches Gesetz

$$\varepsilon = \frac{\sigma}{E} \quad , \quad \varepsilon = \frac{\Delta e}{e} \quad , \quad \varepsilon_q = \frac{\Delta d}{d} \quad , \quad \frac{\varepsilon_q}{\varepsilon} = \nu$$

ν: Querkontraktionszahl

Knickfälle	Fall 1	Fall 2	Fall 3	Fall 4
				
Knicklängenbeiwert	$\beta = 2$	$\beta = 1$	$\beta = \frac{1}{2}\sqrt{2} \approx 0{,}7$	$\beta = 0{,}5$
Knicklänge s $s = \beta \cdot L$	$s = 2 \cdot L$	$s = L$	$s \approx 0{,}7 \cdot L$	$s = 0{,}5 \cdot L$
kritische Knicklast	$F_{krit} = \frac{\pi^2}{4L^2} EI$	$F_{krit} = \frac{\pi^2}{L^2} EI$	$F_{krit} = \frac{2\pi^2}{L^2} EI$	$F_{krit} = \frac{4\pi^2}{L^2} EI$

4.3 Normalspannung durch Biegung



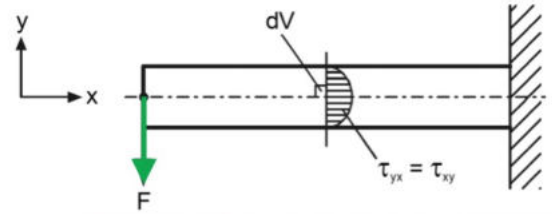
$$\sigma_B = \frac{M_B}{W_b} \leq \sigma_{zul}$$

Verformung: $f_{max} \leq f_{zul} \sim \frac{M_b \cdot e^2}{E \cdot I_z}$

Trägerquerschnitte					
rel. Masse	100%	82	60	31	21
rel. Trägheitsmoment I_z	100%	140	176	224	253
rel. Widerstandsmoment W_b	100%	100	100	100	100

Vorteilhaft: Werkstoff in Durchbiegerichtung weit entfernt von Stabachse

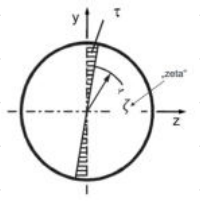
4.4. Schubspannung infolge Querkraft



parabolische Verteilung der Schubspannung

4.5 Schubspannung infolge Torsion

kreisrunde Querschnitte



$$\tau_{max} = \frac{M_T}{I_p} \cdot \zeta_{max}$$

↑ max. Randabstand

dünnwandige Querschnitte

Kreisquerschnitt: es sei t << r, d.h. τ = konst.

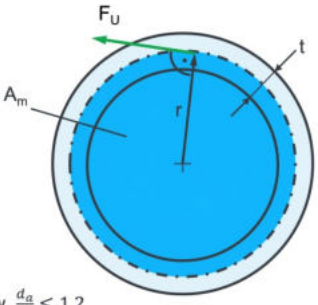
$$\tau_t = \frac{F_u}{A_R} \qquad (4.48)$$

Umfangskraft: $F_u = \frac{M_t}{r}$

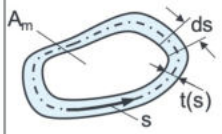
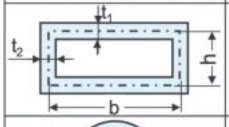
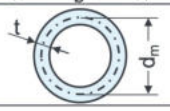
Ringfläche: $A_R = 2\pi \cdot r \cdot t$

$$\tau_t = \frac{M_t}{r \cdot 2\pi \cdot r \cdot t} = \frac{M_t}{2\pi \cdot r^2 \cdot t}$$

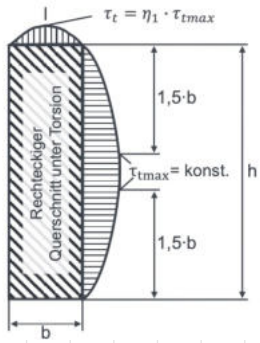
Mit mittlerer einbeschriebener Fläche $A_m = \pi \cdot r^2$



Folgt $\tau_t = \frac{M_t}{2 \cdot A_m \cdot t}$ (4.49) anwendbar für $r \geq 5 \cdot t$ bzw. $\frac{d_a}{d_i} \leq 1{,}2$

Querschnitt	I_p	W_t	Bemerkungen
	$\frac{4A_m^2}{\oint ds/t(s)}$	$2A_m t_{min}$	A_m = von Mittellinie eingeschlossene Fläche, U = Umfang der Mittellinie τ_{max} an Stelle, wo $t = t_{min}$ Es gilt: $\tau(s) \cdot t(s) = \frac{M_t}{2A_m} = konst.$
	Für konstante Wanddicke t:		
	$\frac{4A_m^2 t}{U}$	$2A_m t$	
	$\frac{4(bh)^2}{2(b/t_1 + h/t_2)}$	$2bht_{min}$	τ_{max} dort, wo $t = t_{min}$
	$\frac{\pi d_m^3 t}{4}$	$\frac{\pi d_m^2 t}{2}$	

rechteckige Querschnitte:



$$I_p = \eta_3 \cdot b^3 \cdot h \qquad (4.52)$$

$$W_t = \eta_2 \cdot b^2 \cdot h \qquad (4.53)$$

$$\tau_{t,max} = \frac{M_t}{W_t} \qquad (4.54)$$

Falls h ≤ 3b, ist τ über die lange Seite parabolisch verteilt

η_1, η_2, η_3 sind abhängig von $\frac{h}{b}$

h/b	1	1,5	2	3	4	6	8	10	∞
η_1	1,00	0,858	0,796	0,753	0,743	0,743	0,743	0,743	0,743
η_2	0,208	0,231	0,246	0,267	0,282	0,299	0,307	0,313	0,333
η_3	0,140	0,196	0,229	0,263	0,281	0,299	0,307	0,313	0,333

Vergleich offene ↔ geschlossene Querschnitte:

Verdrehung 1: 300 (geschl. näher)

Torsionsspannung 1: 30

→ offene Profile = torsionsweich

geschl. Profile = torsionssteif

=> Empfehlenswert: geschlossene Hohlprofile, bei denen der Werkstoff möglichst weit von Stabachse entfernt ist

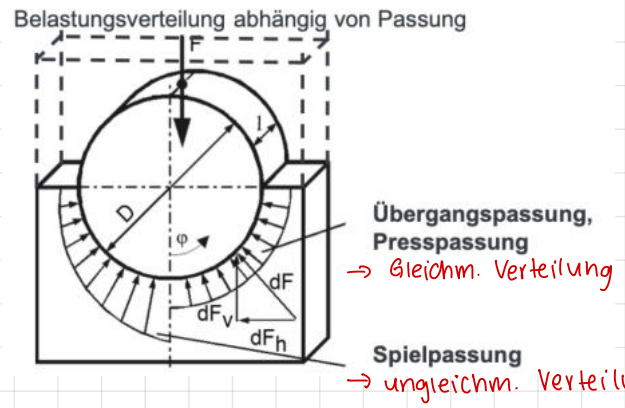
Flächenträgheits- und Widerstandsmomente (Auszug)

Querschnitt	Äquatoriale Flächenträgheitsmomente I_x, I_y	Widerstandsmomente gegen Biegung W_{bx}, W_{by}	Polares Flächenträgheitsmoment I_p bzw. Drillungswiderstand I_t	Widerstandsmoment gegen Torsion W_t
	$I_x = I_y = \frac{\pi}{64} d^4 = \frac{\pi}{4} r^4$ $\approx 0{,}05 d^4$	$W_{bx} = W_{by} = \frac{\pi}{32} d^3 = \frac{\pi}{4} r^3$ $\approx 0{,}1 d^3$	$I_t = I_p = \frac{\pi}{32} d^4$ $\approx 0{,}1 d^4$	$W_t = \frac{\pi}{16} d^3$
	$I_x = I_y = \frac{\pi}{64}(D^4 - d^4) = \frac{\pi}{64} D^4 (1 - \varrho^4) = \frac{\pi}{4}(R^4 - r^4)$	$W_{bx} = W_{by} = \frac{\pi}{32} \cdot \frac{D^4 - d^4}{D} = \frac{\pi}{32} \cdot D^3 (1 - \varrho^4) = \frac{\pi}{4} \cdot \frac{R^4 - r^4}{R}$	$I_t = I_p = \frac{\pi}{32} \cdot (D^4 - d^4) = \frac{\pi}{32} \cdot D^4 (1 - \varrho^4) = \frac{\pi}{2} \cdot (R^4 - r^4)$	$W_t = \frac{\pi}{16} \cdot \frac{D^4 - d^4}{D} = \frac{\pi}{16} D^3 (1 - \varrho^4)$
	$I_x = \frac{1}{12} b h^3$ $I_y = \frac{1}{12} b^3 h$	$W_{bx} = \frac{1}{6} b h^2$ $W_{by} = \frac{1}{6} b^2 h$	$I_t = \eta_3 b^3 h$ Werte für η_3 siehe Kapitel 4.5.3	$W_t = \eta_2 b^2 h$ Werte für η_2 siehe Kapitel 4.5.3

4.6 Flächenpressung

als Folgen von Druckspannungen an der Oberfläche von Körpern

Lochleibung z.B. zw. Niet und Bohrloch



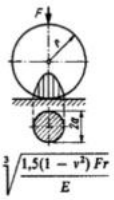
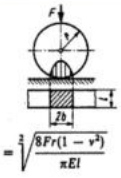
$$p = \frac{F}{D \cdot e} = \frac{F}{A}$$

Hertzsche Pressung

→ wenn mind. eines der beiden Bauteile, die aufeinander gepresst werden eine gekrümmte Oberfläche aufweist

=> Abplattung der Bauteile → Berührungsfläche nicht mehr punktförmig

→ Maximale Pressung in Mitte

Berührverhältnisse	Radien		Abplattung	Maximale Pressung
Kugel gegen Kugel 	R = r_2	$\frac{1}{r} = \frac{1}{r_1} + \frac{1}{R}$	 $a = \sqrt[3]{\frac{1{,}5(1-\nu^2)Fr}{E}}$	$p_{max} = 1{,}5 \cdot \frac{F}{a^2\pi}$ a: Druckradius Bei unterschiedlichen E-Modulen: $E = \frac{2E_1E_2}{E_1+E_2}$
Kugel gegen Hohlkugel 	R = -r_2			
Kugel gegen Ebene 	R = ∞			
Zylinder gegen (Hohl-) Zylinder	Siehe Kugel gegen (Hohl-) Kugel		 $b = \sqrt[3]{\frac{8Fr(1-\nu^2)}{\pi El}}$	$p_{max} = \frac{2F}{\pi bl}$ B: halbe Druckflächenbreite l: Druckflächenlänge
Zylinder gegen Ebene	Siehe Kugel gegen Ebene			

Quelle: W. Krause

4.7. Zusammenfassen von Spannungen

- gleichartige Spannungen mit derselben Wirkungslinie werden addiert
- ungleichartige Spannungen → Vergleichsspannungen

Vergleichsspannung nach NH, SH und GEH für einen zwei- und dreiachsigen Spannungszustand:

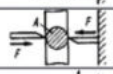
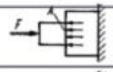
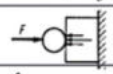
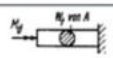
Vergleichsspannungen				
Festigkeits-hypothese	Spannungszustand			
	dreiachsig	zweiachsig		
	$\sigma_1; \sigma_2; \sigma_3$	$\sigma_1; \sigma_2; \sigma_3 = 0^{+)}$	$\sigma_x; \sigma_y; \tau_{xy}$	$\sigma_b; \tau_t$
Normalspannungs-hypothese (NH)	σ_1 (Zug) bzw. σ_3 (Druck)	σ_1	$\frac{\sigma_x+\sigma_y}{2} + \frac{1}{2}\sqrt{(\sigma_x-\sigma_y)^2+4\tau_{xy}^2}$	$\frac{\sigma_b}{2} + \frac{1}{2}\sqrt{\sigma_b^2+4\tau_t^2}$
Schubspannungs-hypothese (SH)	$\sigma_1 - \sigma_3$	σ_1	$\sqrt{(\sigma_x-\sigma_y)^2+4\tau_{xy}^2}$ $^{++)}$	$\sqrt{\sigma_b^2+4\tau_t^2}$
Gestaltänderungs-energiehypothese (GEH)	$\frac{1}{\sqrt{2}}\sqrt{(\sigma_1-\sigma_3)^2+(\sigma_2-\sigma_3)^2+(\sigma_3-\sigma_1)^2}$	$\sqrt{\sigma_1^2+\sigma_2^2-\sigma_1\sigma_2}$	$\sqrt{\sigma_x^2+\sigma_y^2-\sigma_x\sigma_y+3\tau_{xy}^2}$	$\sqrt{\sigma_b^2+3\tau_t^2}$

$^{+)}$ Für die Fälle $\sigma_1 > 0; \sigma_2 = 0; \sigma_3 < 0$ bzw. $\sigma_1 = 0; \sigma_2 < 0; \sigma_3 < 0$ ergibt sich σ_v aus Spalte 1

$^{++)}$ gilt nur für $\sigma_x\sigma_y \le \tau_{xy}^2$; für $\sigma_x\sigma_y > \tau_{xy}^2$ ist $\sigma_v(SH) = \sigma_v(NH)$

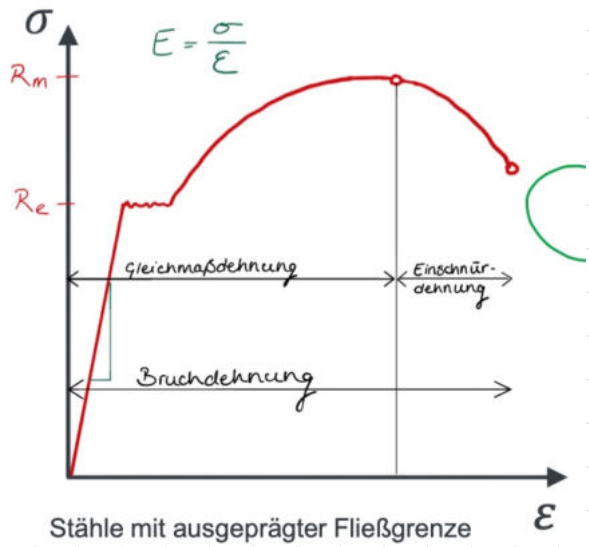
4.8. Grundregeln der Festigkeitsberechnung

Übersicht über die Grundbeanspruchungsarten und Berechnungsgleichungen:

Beanspruchungsart	Wirkung der Kraft/ des Moments	Berechnung der Nennspannung
Zug		$\sigma_z = \frac{F}{A} \leq \sigma_{z,zul}$
Scherung		$\tau_a = \frac{F}{A} \leq \tau_{a,zul}$
Druck		$\sigma_d = -\frac{F}{A} \leq \sigma_{d,zul}$
Flächenpressung		$p = \frac{F}{A} \leq p_{zul}$
Hertzsche Pressung		--
Knickung		$\sigma_d = -\frac{F}{A} \leq \frac{\sigma_k}{S_k}$ (Knicksicherheit S_k=3…6)
Biegung		$\sigma_b = \frac{M_b}{W_b} \leq \sigma_{b,zul}$
Torsion		$\tau_t = \frac{M_t}{W_t} \leq \tau_{t,zul}$

Sicherheitsfaktor:

Fließen	$S_F = 1{,}2-2$
Bruch	$S_B = 2-3$
Knicken	$S_K = 3-6$
Spröd-bruch	$S_{B,spr} = 4-9$



Stähle mit ausgeprägter Fließgrenze

Beanspruchungsart	Spannung	Werkstoffkennwert: Bezeichnung	Zeichen	Ersatzwert bei Stahl
Zug	$\sigma_z = \frac{F}{A}$	Streckgrenze (Fließgr.) 0,2-Dehngrenze Zugfestigkeit	R_e $R_{p0,2}$ R_m	
Druck[1)]	$\sigma_d = \frac{F}{A}$	Druckfließgrenze Druckfestigkeit	σ_{dF} σ_{dB}	R_e bzw. $R_{p0,2}$
Biegung	$\sigma_b = \frac{M_b}{W_b}$	Biegefließgrenze Biegefestigkeit	σ_{bF} σ_{bB}	R_e bzw. $R_{p0,2}$
Schub	$\tau = \frac{F}{A}$	Scherfestigkeit	τ_{aB}	(0,65 – 0,75) R_m
Torsion	$\tau_t = \frac{M_t}{W_t}$	Torsionsfließgrenze Torsionsfestigkeit	τ_{tF} τ_{tB}	0,58 R_e bzw. 0,58 $R_{p0,2}$ R_m

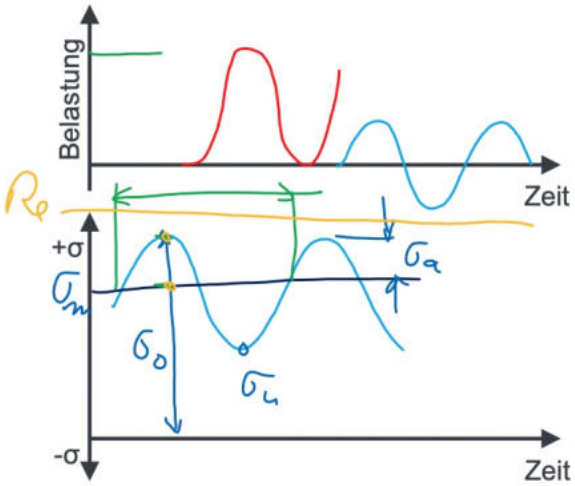
[1)] Bei Druckbeanspruchung muss stets die Versagensmöglichkeit durch Knicken beachtet werden

Quelle: Prof. Schmauder, IMWF Universität Stuttgart

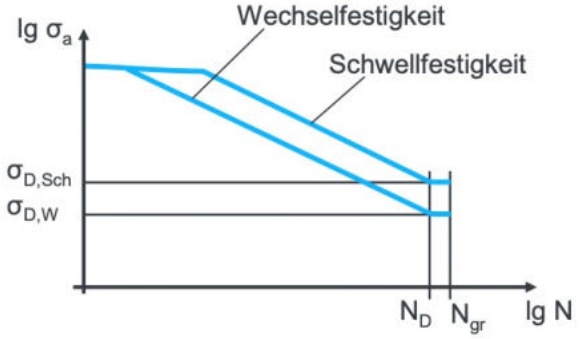
Dynamische Belastung

Fall 1: ruhend
Fall 2: schwellend
Fall 3: wechselnd

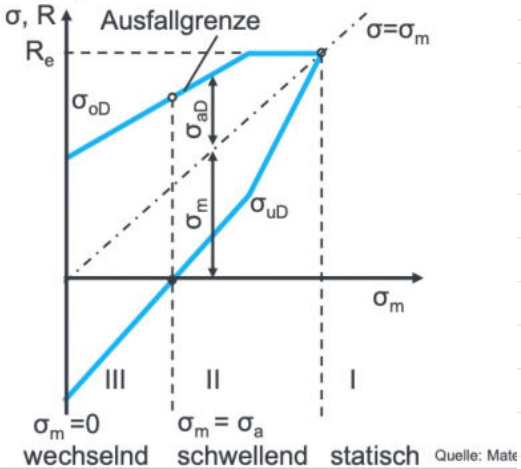
σ_a: Spannungsamplitude
σ_o, σ_u: Ober-, Unterspannung
σ_m: Mittelspannung



Wöhlerkurve



Dauerfestigkeitsschaubild nach Smith



Quelle: Mate

Beanspruch-ungsart	Spannung	Werkstoffkennwert		
		Bezeichnung	Zeichen	Ersatzwert bei Stahl
Zug	$\sigma_z = \frac{F}{A}$	Streckgrenze (Fließgr.) 0,2-Dehngrenze Zugfestigkeit	R_e $R_{p0,2}$ R_m	
Druck[1)]	$\sigma_d = \frac{F}{A}$	Druckfließgrenze Druckfestigkeit	σ_{dF} σ_{dB}	R_e bzw. $R_{p0,2}$
Biegung	$\sigma_b = \frac{M_b}{W_b}$	Biegefließgrenze Biegefestigkeit	σ_{bF} σ_{bB}	R_e bzw. $R_{p0,2}$
Schub	$\tau = \frac{F}{A}$	Scherfestigkeit	τ_{aB}	(0,65 – 0,75) R_m
Torsion	$\tau_t = \frac{M_t}{W_t}$	Torsionsfließgrenze Torsionsfestigkeit	τ_{tF} τ_{tB}	0,58 R_e bzw. 0,58 $R_{p0,2}$ R_m

[1)] Bei Druckbeanspruchung muss stets die Versagensmöglichkeit durch Knicken beachtet werden

Quelle: Prof. Schmauder, IMWF Universität Stuttgart

5. Grundlagen der Gestaltung

Grundregeln der Gestaltung: eindeutig, einfach, sicher

Vorgehensweise: von innen nach außen
mit aktiven inneren Teilen beginnen und bei tragenden und umhüllenden Teilen enden

↳ Funktionsgerecht
↳ Festigkeits gerecht - Werkstoffgerecht
↳ Fertigungsgerecht – Kostengerecht - Montagegerecht

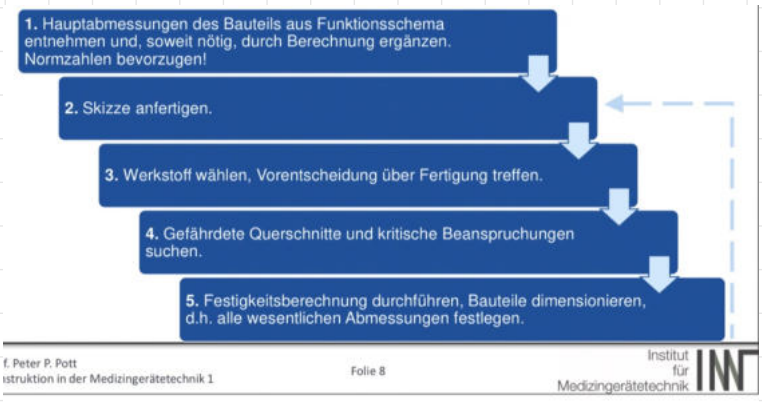
Gestaltungs - oder Formelemente:
- bei Hauptabmessungen Normzahlen bevorzugen
- einfache Formen aus kostengründen
- Komplizierte Formen möglichst spanlos herstellen (z.B. Gießen)

Normzahlen: dienen der Vereinfachung von Bauteilen → wenn eine ansonsten gleiche Konstruktion in einer Anzahl versch. Größen erstellt werden soll

Grundreihe	Stufensprung	
R5	$q5 = \sqrt[5]{10}$	$\sim 1{,}6$
R10	$q10 = \sqrt[10]{10}$	$\sim 1{,}25$
R20	$q20 = \sqrt[20]{10}$	$\sim 1{,}12$
R40	$q40 = \sqrt[40]{10}$	$\sim 1{,}06$

→ 1,6 (·1,6) 2,5 (·1,6) 4,0 (·1,6) 6,3 (·1,6) 10

5.1. Allgemeine Gestaltungsregeln





5.2 Kraftfluss

Merkmale eines Kraftflusses:
- bevorzugt den kürzesten Weg
- lässt sich nur widerwillig verdrängen
- eine Umleitung des Kraftflusses erhöht die Beanspruchung

Gestaltungsregeln: - symmetrische Formen bevorzugen

Kerbwirkung: stören gleichmäßigen Kraftfluss ⇒ Spannungserhöhung im Bereich der Kerbe

- äußere Kerben durch Maßnahmen mindern z.B. Entlastungskerben
- bei dynamisch belasteten Beanspruchung ist eine glatte, einwandfreie, polierte Oberfläche wichtig
- unvermeidbare Kerben in niedrig beanspruchte Gebiete legen
- innere Kerben nicht sichtbar → bei dyn. beanspruchten Bauteilen Röntgenprüfung o. Ä. notwendig

Fertigungsverfahren nach DIN 8580

Sechs Hauptgruppen



5.3 Urformen – Zusammenhalt schaffen

Def.: Fertigen eines festen Körpers aus formlosen Stoff
z.B. Gase, Flüssigk., Pulver, ...

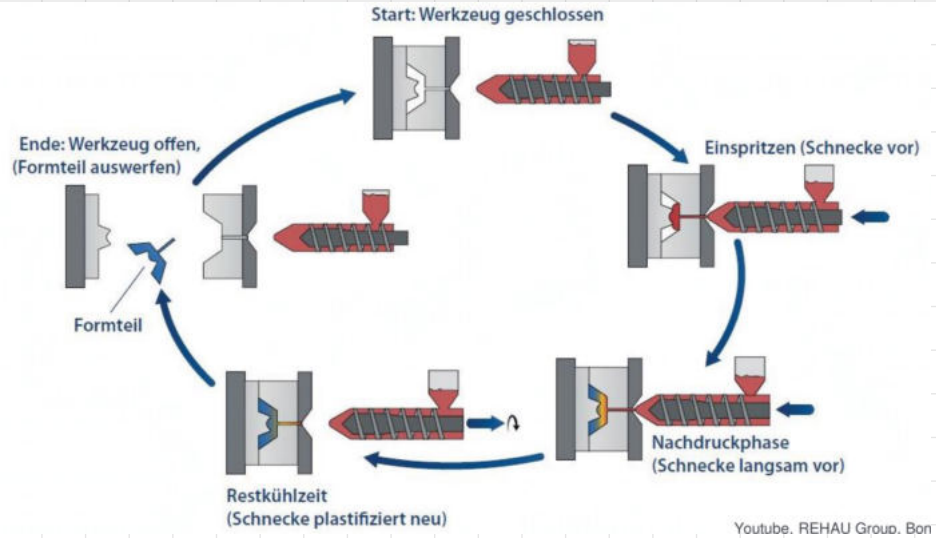
5.3.1. Gießverfahren

1) Metallguss

⊕ sehr große Freiheit bei Formgestaltung
⊖ großer Aufwand für Herstellung der Form

→ Guss mit verlorenem Modell in verlorener Form
→ Guss mit wiederverwendbarem Modell in verlorener Form

2) Spritzgießen



1) Werkzeug schließt sich
2) Schnecke fährt vor und spritzt Kunststoff in Form
3) Es kommt zu Volumenreduktion (Schwindung) → Nachdruck-phase bis Anguss erstarrt ist
4) Wenn vollständig erstarrt → Schnecke fährt zurück
5) Schnecke wird mit neuem Material befüllt
6) Werkzeug wird geöffnet, Formteil ausgeworfen
7) Werkzeug wird geschlossen

→ vorwiegend amorphe und teilkristalline Thermoplaste

z.B. Polyvinylchlorid (PVC), Polystyrol (PS)

3) Reaktionsspritzguss

reaktives Gemisch aus zwei Komponenten wird unmittelbar nach dem Mischen in das Formteil gespritzt, wo das Polymer schnell aushärtet

Vor- und Nachteile Gießen:

⊕	⊖
komplexe Geometrien	Abkühlzeiten
wirtsch. Vollautom. Serienfertigung	Herstellungskosten der Form
niedrige Zykluszeit	unter bestimmter Mindest-stück nicht Wirtschaftlich
Integration zahlreicher Funk-tionen in einem Bauteil	
direkter Weg vom Rohstoff zum Fertigteil	
gute Reproduzierbarkeit	

Gestaltungsregeln für Gießen:

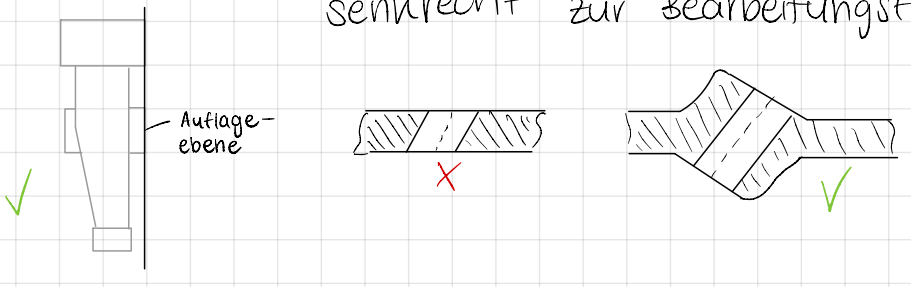
1) Fertigungs- und kostengerechtes Konstruieren

↳ materialsparend, Einsparen von Formkosten und Modellkosten

↳ günstige Form- und Modellkosten

↳ Verwendung von Losteilen, Entformungen

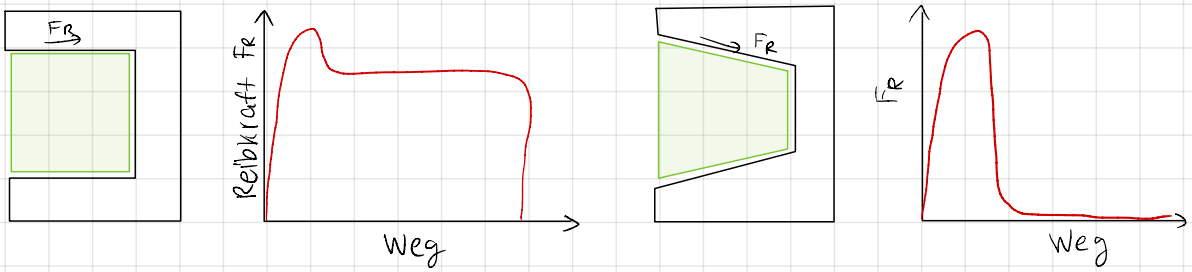
↳ Gussstücke müssen spanender Nachbearbeitung unterzogen werden (entfernen von Überresten z.B. Anguss, Steiger, ober-flächenfehler entfernen, Anschlussflächen fräsen, etc.)
→ Bauteile müssen zur Bearbeitung eingespannt werden, ebene Auflage, 3-4 Auflagepunkte, rohe Oberflächen senkrecht zur Bearbeitungsfläche legen



↳ gleichlange Fließwege der Schmelze im Werkzeug

↳ scharfe Kanten und Hinterschnitte vermeiden

↳ Formschrägen erleichtern Auswurf des Bauteils, geringerer Werkstoffverschleiß



2) Werkstoff- und Festigkeitsgerechtes Konstruieren

↳ Schwindung möglichst minimal halten (Volumenabnahme)

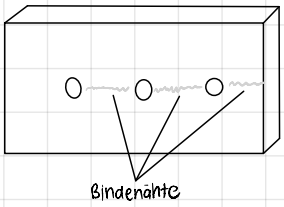
↳ Lunkerbildung und intrinsische Spannung vermeiden

Kleinste Wandstärke hängt ab von
- Fließvermögen
- Maßgenauigkeit der Form
- Schrumpfverhalten

→ erzielbare Maßgenauigkeit

↳ Lunker: Rand erstarrt zuerst → Innenlunker / Außenlunker möglich
Abhilfe: Vermeidung von starken Querschnittsänderungen
Vergrößerter Steiger
Anbringen von Schreckplatten

↳ Bindenähte: beim Zusammentreffen von Fließfronten → Festigkeitsminderung



↳ Gussstück sollte überall gleiche Wandstärke haben → konstante Festigkeit

↳ Abrundungsradien genormt DIN 250

↳ Heuversche Kreise D/d < 1:6

↳ Wandversteifung durch Rippen, Rippen- und Wandstärke gleich groß

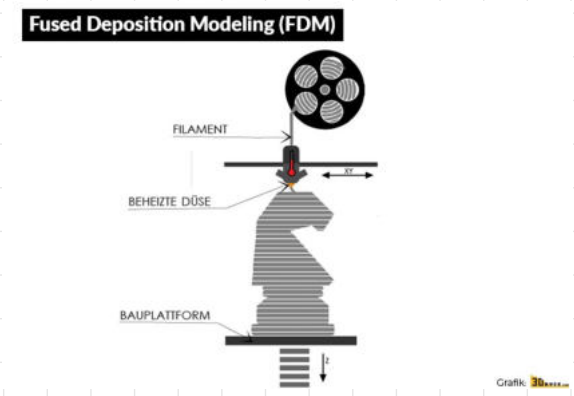
↳ Vermeidung von Materialanhäufung → z.B. durch Auflösung von Knotenpunkten



5.3.2 Additive Fertigung

Aufbau durch Polymerisation	Aufbau durch Verkleben	Aufbau durch Verschmelzen
- SL	- BJ	- FDM - LS - MJ

FDM-Druck = Fused Deposition Modeling



- Stützstrukturen müssen entfernt werden
- gut für Prototypen, Schablonen, etc.

⊕
- gute mechan. Eigenschaften
- zeitbeständig
- Nachbearbeitung möglich
- Designfreiheit

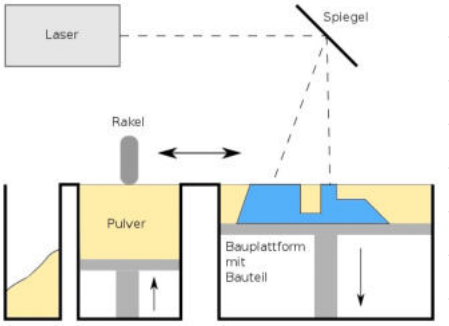
⊖
- Anisotropie in z-Richtung
- Stufenstruktur
- feine Details nicht realisierbar → fällt unter Kategorie V (sehr grob)
- Eigenschaften eines Bauteils in der Ebene parallel zur Bauplattform unterschl. zu denen in senkrechter Richtung

häufig verwendete Materialien: ABS, PLA

Konstruktionsgrundsätze:

- funktionsorientierte Ausrichtung des 3D-Modells
- aufrechte Ausrichtung bevorzugen → geringerer Verzug
- Stützstrukturen vermeiden → Winkel $< 45°$ erstrebenswert

SLS = Selektives Lasersintern

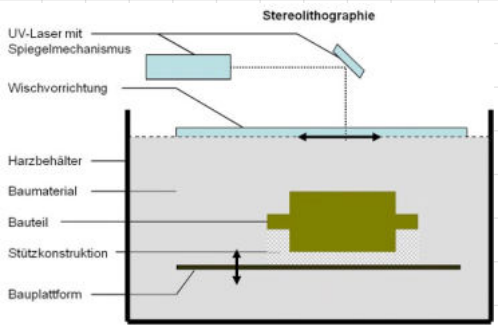


⊕ für kleine Losgrößen kostengünstig
⊖ lange Wände verziehen (warping)
Versch Strukturen → Verzug

→ Entnahmelöcher empfehlen

=> für Prototypen und Hilfsteile

SL = Stereolithographie

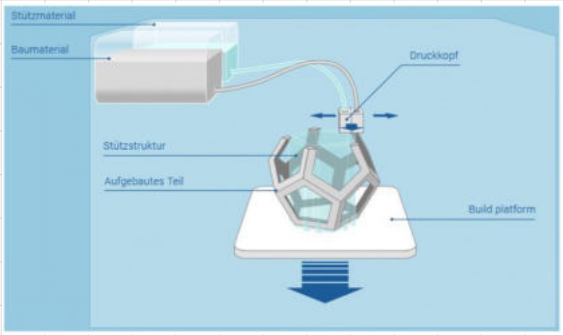


- Flüssigbad aus Photopolymer
- dort wo Laser auftrifft, wird Kunststoff punktuell ausgehärtet

⊕
- gute Oberflächengüte
- feine Details
- versch. Polymere → Teile mit sehr versch. spez. Eigenschaften

⊖
- funktionieren nicht mit Standardmaterialien
- Photopolymere verlieren mech. Eigenschaften / Geometrie
- teuer
- langsam
- Stützstrukturen bei $< 30°$
- Ablauflöcher bei ausgehöhlten Bauteilen

MJ: Inkjet - Verfahren



- Photopolymer im Druckknopf erhitzt ⇒ durch Drüsen auf Bauplattform getröpfelt
- Aushärtung mit UV-Licht

⊕
- hohe Genauigkeit
- gute Oberflächen

⊖
- fragile Teile (wachsähnliche Materialien)
- langsam
- Stützstrukturen

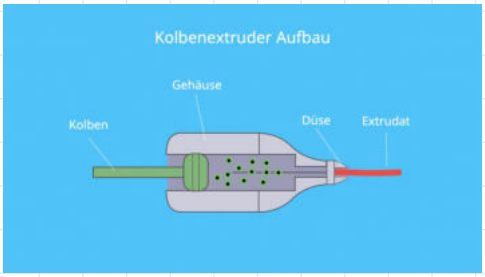
5.3.3. Extrudieren

feste - dickflüssige + härtbare Massen werden kontinuierlich aus einer Druckkammer durch eine profilierte Öffnung gepresst

⊕
- hohe Ausbeute bei geringem Zeitaufwand
- spröde und weiche Materialien können verarbeitet werden
- kostengünstig

⊖
- lange Vorbereitungszeit mit menschl. Kontrolle

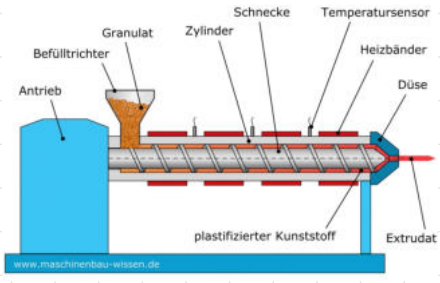
Kolbenextrusion



⊕
- einfache Reinigung
- Material kann rückstandslos verwendet werden

⊖
- Zusatzstoffe müssen vor dem Einfüllen in Extruder erfolgen

Schneckenextrusion



⊕
- Mischung versch. Materialien in Schnecke möglich

⊖
- komplizierte Reinigung

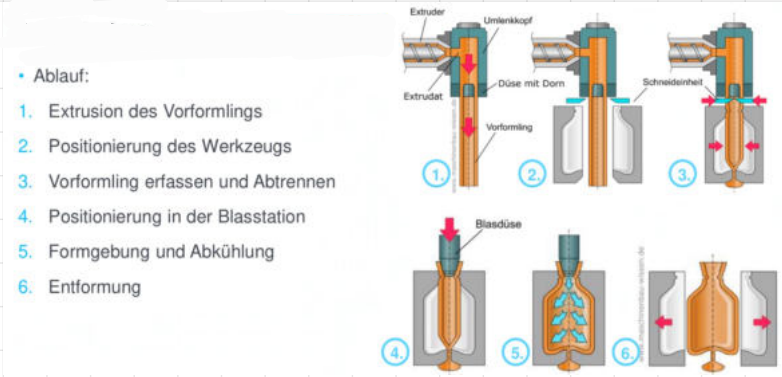
5.3.4. Blasformen

Zur Herstellung von Hohlkörpern aus thermoplastischen Kunststoffen. Durch Innendruck wird ein Vorformling an die Konturen des Werkstoffs gedrückt

⊕ dünne Wandstärken möglich

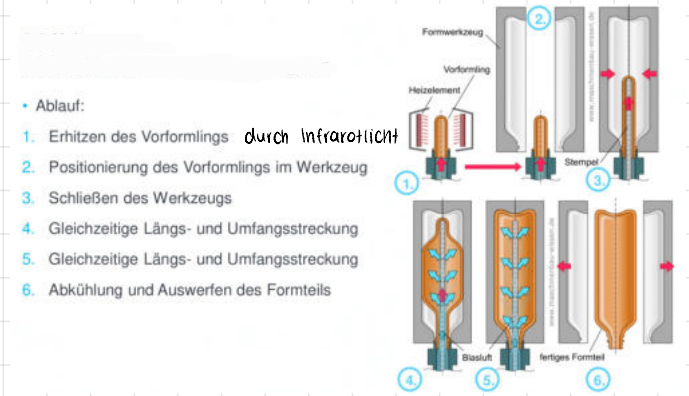
⊖ sichtbare Naht

1) Extrusionsblasformen: Direktverfahren



→ Flaschen, Kanister, Fässer
– Naht an der Stelle an denen die beiden Werkstoffteile ineinander greifen

2) Streckblasverfahren:



Effekt: beim Verstrecken nahe der Glas- bzw. Kristallschmelztemp. werden hohe Orientierungen ins Metall eingebracht
→ verbesserte Werkstoffeigenschaften

Konstruktionsgrundsätze beim Blasformen:

- runde Strukturen
- Schwindung berücksichtigen
- Entformungsschrägen integrieren
- Auswerferstifte
- Hinterschnitte vermeiden
- keine Materialaufteilung möglich

5.4 Umformen und Trennen

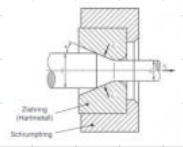
Zusammenhalt beibehalten — Zusammenhalt vermindern

1. Umformen

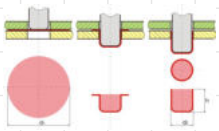
- hoher Kraftaufwand nötig
- plastische Formänderung eines Werkstücks → kein zusätzliches Material und kein Material wird entfernt
- erfolgt im plastischen Bereich → funktioniert bei Metallen und thermoplastischen Werkstoffen

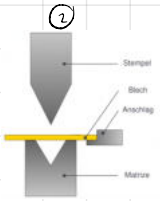
Vorteile	Nachteile
Hohe Werkstoffausnutzung	Lange Einrichtzeiten
Geringe variable Kosten	Hohe Fixkosten (Werkzeug, Maschinen)
Geringe Fertigungszeit	Erst bei größeren Stückzahlen wirtschaftlich
Hohe Werkstückqualität	Hoher Energiebedarf
Erhöhte Festigkeit bei Kaltumformen	Unflexibel bei Teiländerungen

1) Druckumformen: Walzen
2) Zugdruckumformen: Durchziehen
3) Zugdruckumformen: Tiefziehen
4) Biegeumformen: geradlinige Werkzeugbewegung
5) Prägen



①

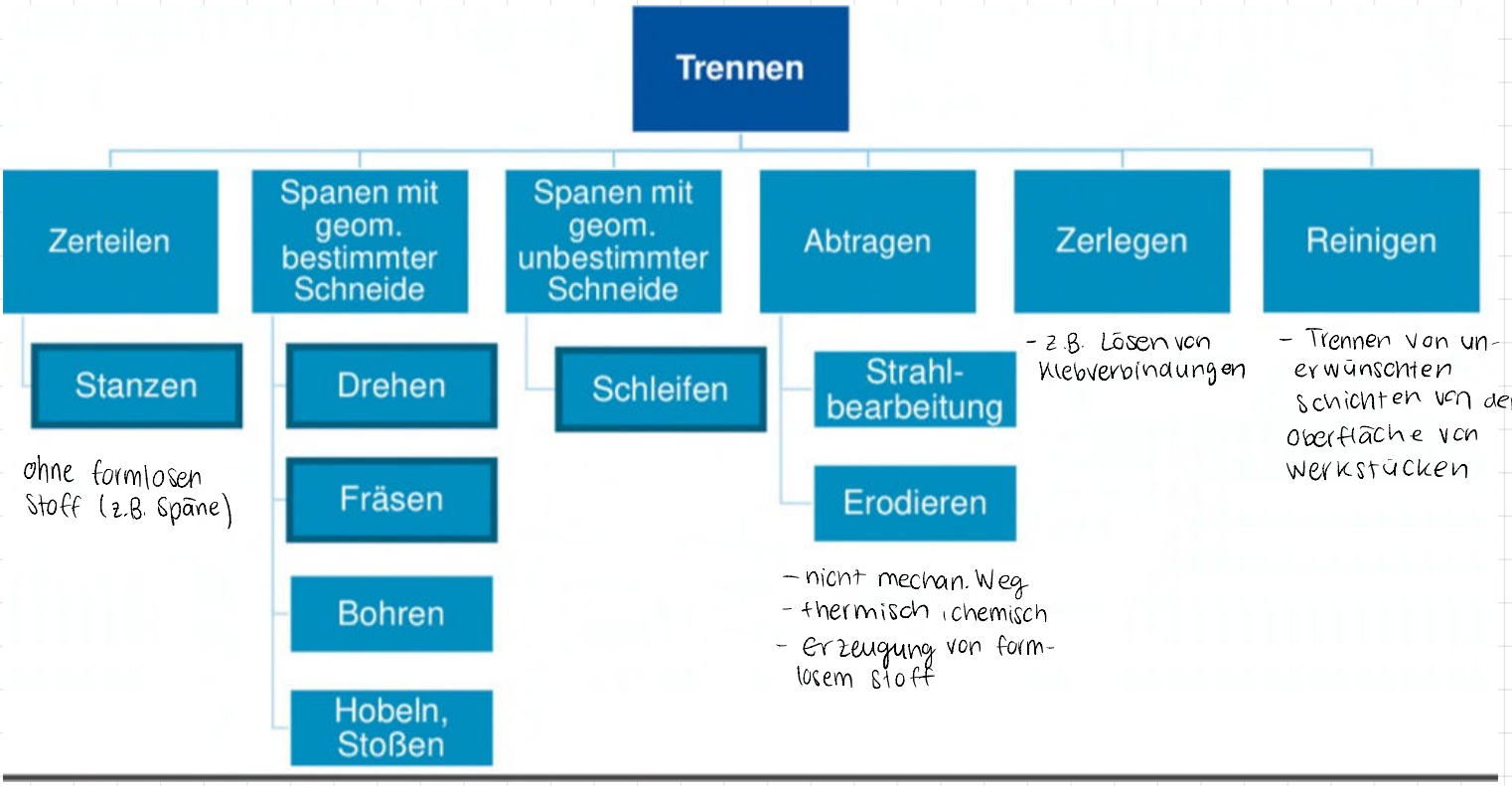

②



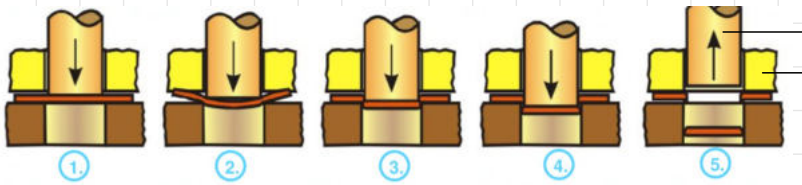
③

2) Trennen

- Änderung der Form und Minderung des Stoffzusammenhalts



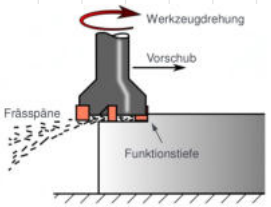
Stanzen



Stempel
Matrize
} Positiv- und Negativform

Formstanzen: In einem Arbeitsgang wird gestanzt und anschließend geformt, z.B. Löffel

Fräsen:



- mittels rotierender Bewegung wird Material von Oberfläche abgetragen
- Temperatur- und Schnittkraftschwankungen
- mit zunehmenden Vorschub nimmt Spannungsdicke und Schnittkraft zu
- mehrzahniges Werkzeug, wiederkehrende Spanunterbrechungen

Parameter, damit wirtsch. und genaues Fräsen garantiert werden kann:

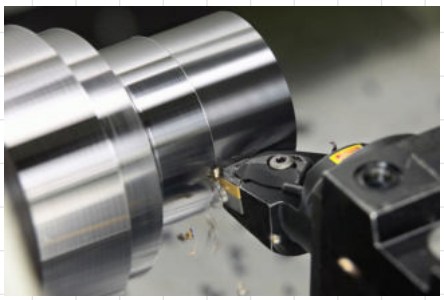
- Schnittbreite
- Schnittgeschwindigkeit
- Schnittiefe
- Vorschubbewegung

- Eingriffswinkel
- Anzahl der Schneiden

⊕ - Bearbeitung fast aller Materialien möglich

Drehen:

- spanender Prozess mit einer geschlossenen, kreisförmigen Schnittbewegung und einer beliebigen Vorschubbewegung
- Werkzeug: Drehmeißel



Einteilung in:

- Runddrehen: für kreisrunde Formen
- Plandrehen: für ebene Flächen
- Schraubdrehen: für Gewinde
- ⋮

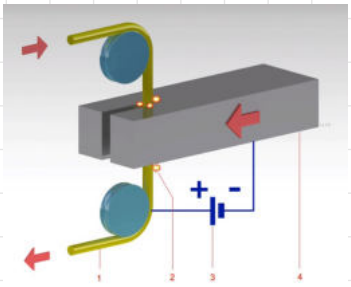
Schleifen:

- geometrisch unbestimmte Schneiden von einer Vielzahl Schleifkörner
- Einsatz: → Schärfen von Werkzeugen
  → Feinbearbeitung
  → Putzen, Säubern

⊕
- hohe Werkstoffqualität → präzise Genauigkeit in Rauheit, Maß, Form
- genaue Bearbeitung härterer Materialien möglich

⊖
- Energiebedarf
- Verschleiß der Schleifscheiben
- Kühlung

Erodieren:

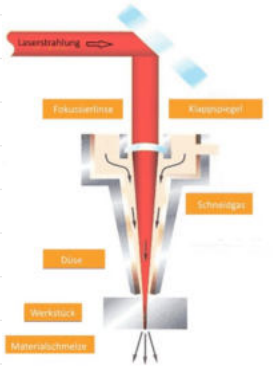


- Draht wird an Werkzeug gefahren
- el. Spannungspulse erzeugen Funken, die das Werkzeug an gewünschten Stellen schmelzen lassen
- beim Drahterodieren: Bearbeitung findet in einer nichtleitenden Flüssigkeit statt

⊕
- komplexe Geometrien mit kleinsten Eckradien
- sehr gute Oberflächenqualität
- auch bei großer Materialdicke möglich

⊖
- lange Bearbeitungszeiten
- hohe Kosten
- Randschichten werden thermisch beeinflusst

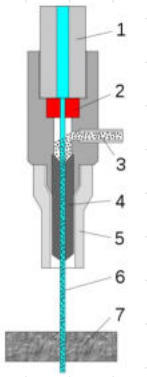
Laserschneiden



⊕
- berührungslose Bearbeitung fast aller Werkstoffgruppen
- hohe Energiedichte
- hohe Schnittgeschwindigkeiten
- keine Nachbearbeitung nötig
- sehr präzise

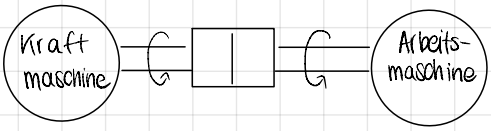
⊖
- teuer

Wasserstrahlschneiden



- gefiltertes Wasser oder mit Schneidemittel (abrasiv)

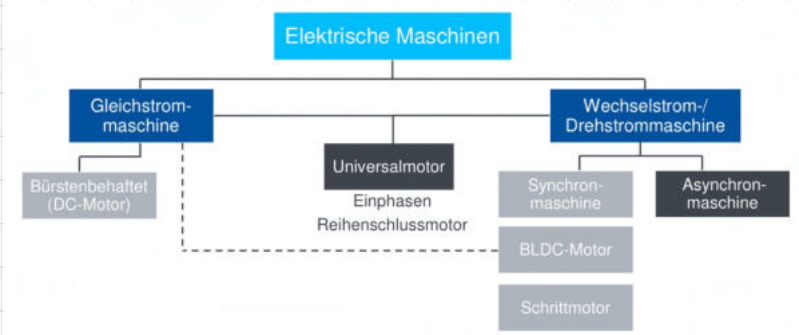
6. Antriebstechnik



Energiefam
→ mechan. Energie

mechan. Energie
⇒ Arbeit verrichten

Elektrische Maschinen - Einteilung



6.1. Grundlagen

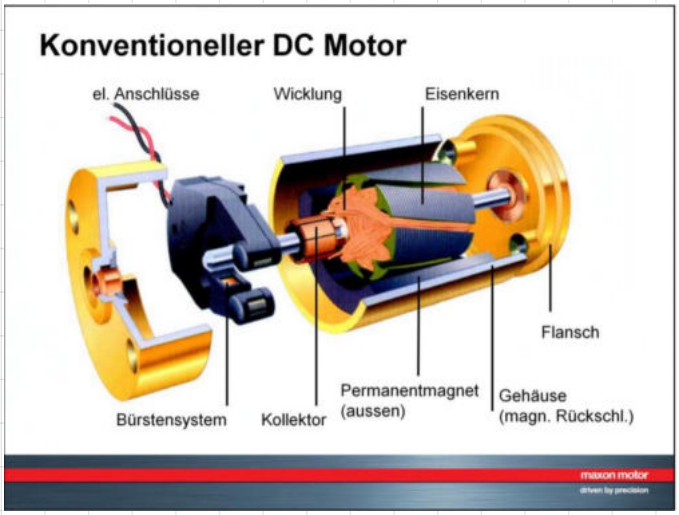
Lorentzkraft $F_L = q \cdot \vec{v} \times \vec{B}$

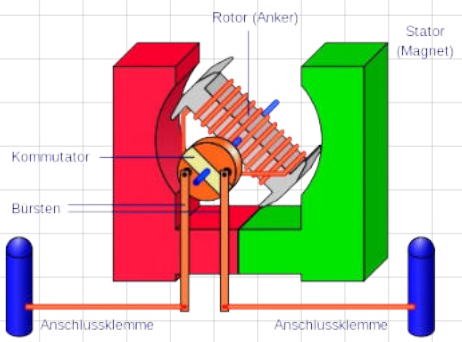
induzierte Spannung $U_{ind} = -N \cdot \frac{d\phi}{dt}$

6.2. Bürstenbehafteter Gleichstrommotor - DC-Motor

Vorteile	Nachteile
Einfache Ansteuerung (weil keine elektronische Kommutierung erforderlich) durch Stromquelle	Gefahr von Bürstenfeuer → Verursacht elektro-magnetische Störungen
Preisgünstig	Lebensdauer begrenzt durch Bürsten
	Relativ viel Reibung
	Entstörung notwendig, um elektromagnetische Verträglichkeit zu erreichen

Aufbau:

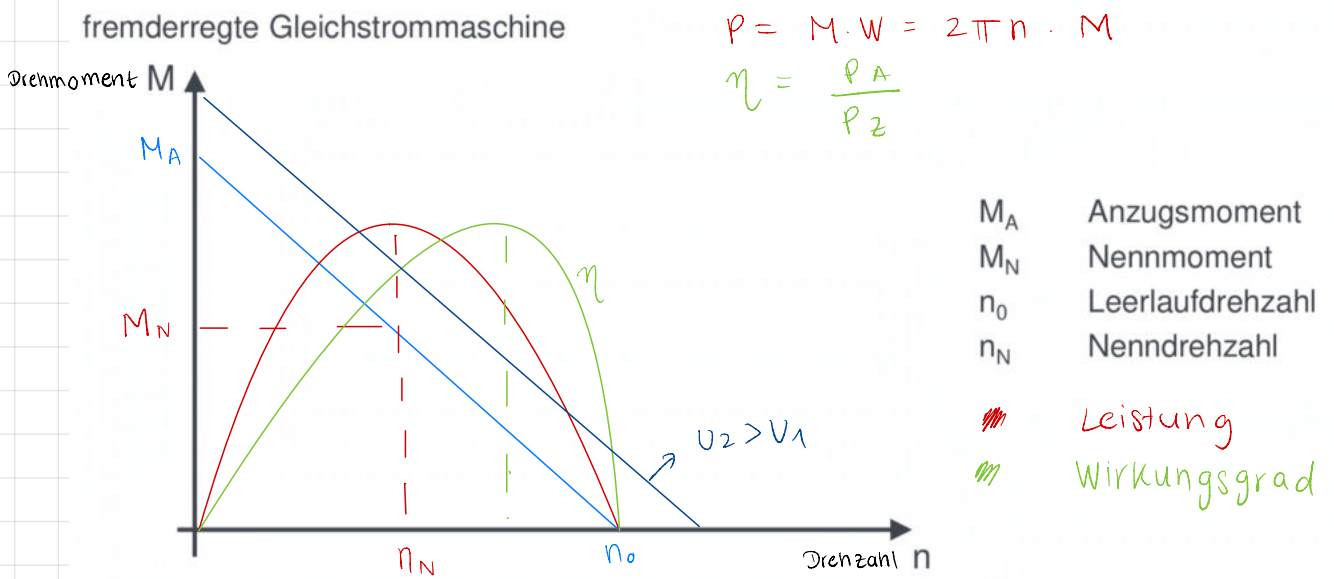




Funktionsprinzip:

- Ankerspule wird von Strom durchflossen → Magnetfeld
- Drehung in Richtung des Stators
- Vollständige Drehung durch umschalten der Wicklungspolarität
- Kommutator (geteilter Schleifring) dreht sich mit und die einzelnen Abschnitte des Kommutators werden abwechselnd von den Bürsten kontaktiert
- gleichmäßige Drehbewegung durch mehrere Leiterschleifen

Drehmoment - Drehzahl - Kennlinie:



$P = M \cdot W = 2\pi n \cdot M$

$\eta = \frac{P_A}{P_Z}$

n_0: Drehzahl, die sich einstellt, wenn Motor nichts zu tun hat → Leerlauf

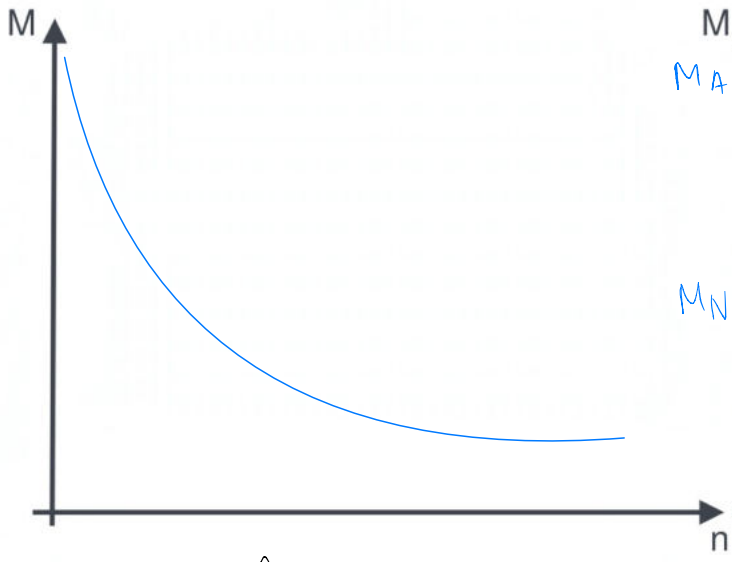
M_A: Wenn man laufenden Motor händisch anhält

↳ Motor kann niemals mit Leerlaufdrehzahl und Anhaltemoment betrieben werden

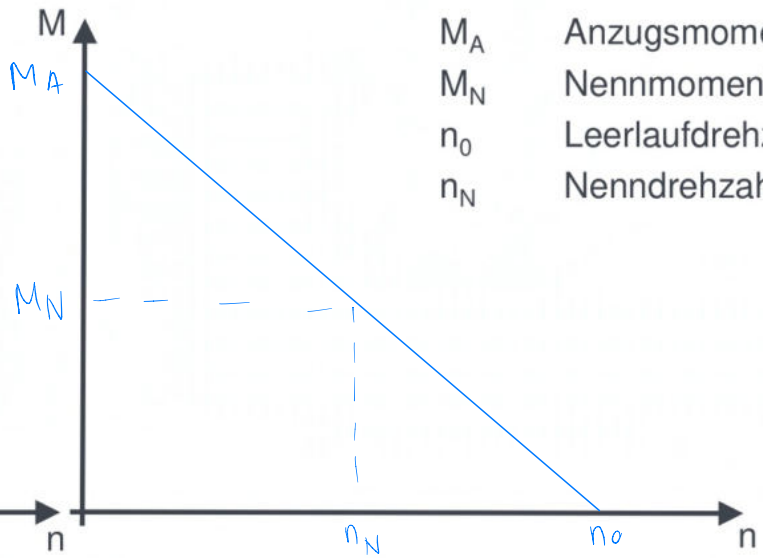
Bei höherer Spannung verschiebt sich Gerade

- elektrisch erregter Gleichstrommotor, wenn Permanent- oder Elektromagnet verwendet wurde
- Reihenschluss: Erreger- und Ankerwickl. in Reihe
  Nebenschluss: " parallel
- fremderregt, wenn Erregerwicklung vom Ankerstrom unabhängig

Reihenschlussmotor



Nebenschlussmotor



M_A	Anzugsmoment
M_N	Nennmoment
n_0	Leerlaufdrehzahl
n_N	Nenndrehzahl

Anker- $\hat{=}$ Erregerstrom

↳ bei völliger Entlastung würde Drehzahl sehr stark ansteigen

↳ sollte nie ohne Last betrieben werden

↳ bei z.B. Küchengeräten, Staubsauger

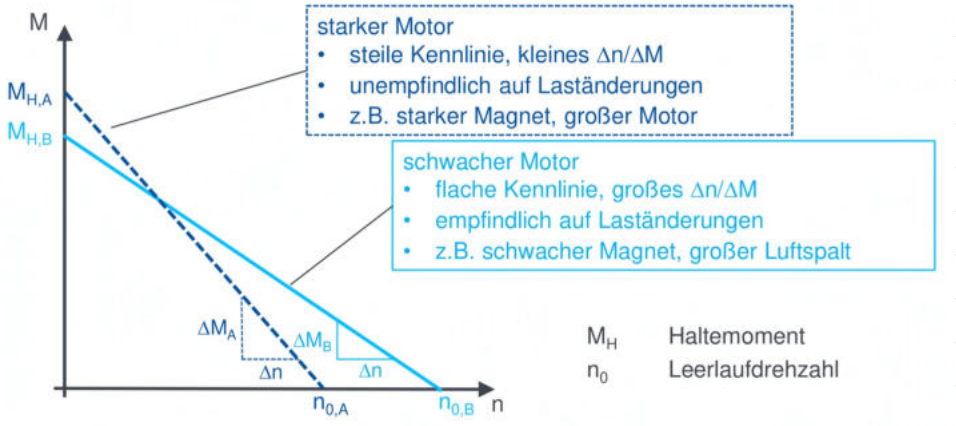
↳ magn. Fluss unabh. vom Ankerstrom

↳ Motor reagiert mit weniger Drehzahlreduktion auf eine Erhöhung der Drehmoment-anforderung

↳ kann über breiteren Drehzahlbereich genutz werden

↳ wo größeres Anfahrmoment, aber geringes Nennmoment benötigt wird

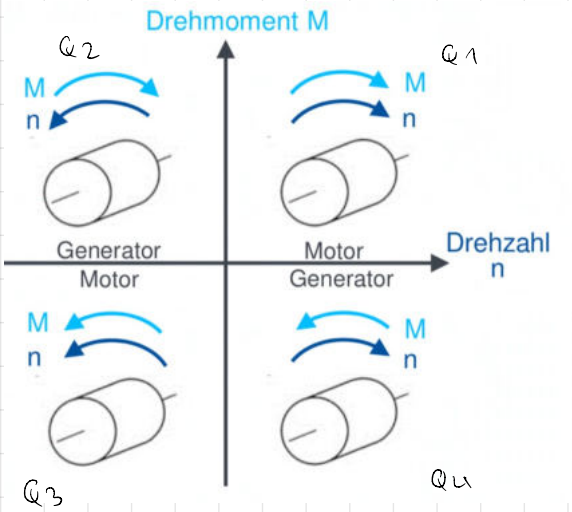
↳ z.B. Straßenbahn



Reibung bei DC-Motoren:

- Setzt sich aus drehzahlunabh. Konstanten Faktor und drehzahlabh. Faktor zusammen
- In Praxis ausreichend: $M_R = k_M \cdot i_0$
  mit M_R: Reibmoment
  k_M: Drehmomentkonstante
  i_0: Leerlaufstrom

Ansteuerung:



1-Quadrantenbetrieb: Q_1 oder Q_3

2-Quadrantenbetrieb: Q_1 und Q_3
→ Umkehr der Klemmspannung nötig

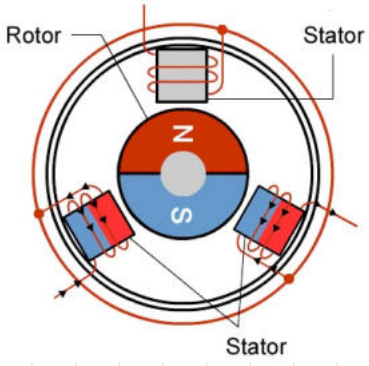
4-Quadrantenbetrieb: Q_1, Q_2, Q_3, Q_4
→ Betreiben und Bremsen in beide Richtungen

→ Geschwindigkeitsregelung über angelegte Spannung

6.3. Bürstenloser Gleichstrommotor – BLDC-Motor

Vorteile	Nachteile
Keine Bürsten → weniger Reibmoment → besser regelbar	Relativ teurer, da eine elektronische Kommutierung benötig wird
Keine Bürsten → kein Bürstenfeuer → bessere EMV	

Funktionsprinzip:



→ Spulen werden so angesteuert, dass ein rotierendes Magnetfeld entsteht

→ Rotor folgt Magnetfeld und rotiert ebenfalls

Ansteuerung: Lage des Rotors wird durch Hall-Sensoren erfasst

Anwendung: hohe Drehzahlen, geringe Wärmeentwickl., vibrationsarm, sterilisierbar, korrosionsbeständig

Vergleich eines DC- und BLDC-Motors ähnlicher Leistung

	Bürstenbehafteter DC-Motor	Bürstenloser DC-Motor
	3272G024CR (Faulhaber)	2264W024BP4 (Faulhaber)
Nenndrehzahl	5150 min^{-1} (< 10000 min^{-1})	20490 min^{-1} (< 120000 min^{-1})
Nennmoment	119 mNm	59 mNm
Max. Wirkungsgrad	87%	91%
Durchmesser	32 mm	22 mm
Leistung	160 W	150 W

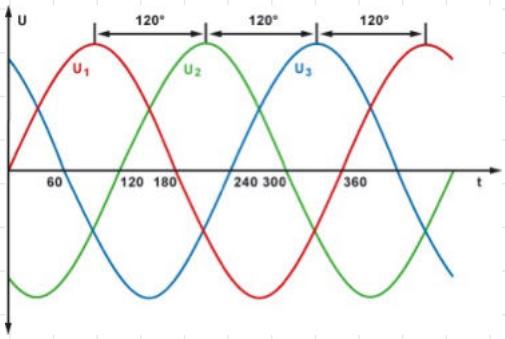


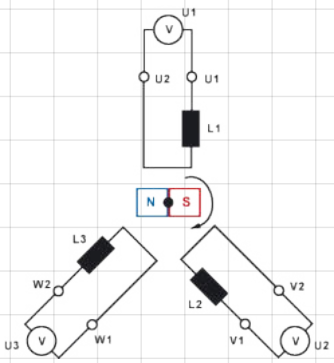


6.4. Drehstrom

- rotierender Magnet erzeugt in drei Spulen Wechselspannungen die jeweils um 120° versetzt sind
- Drehstrom = Wechselstrom mit 3 Phasen

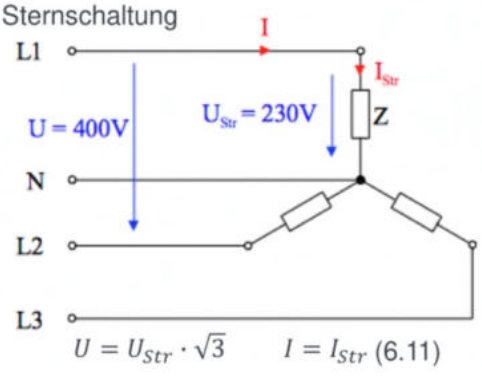
⊕
- schneller, verlustarmer Energietransport
- nicht pulsierende Leistung
- besserer Wirkungsgrad als Wechselstrommaschine
- Anlaufkondensator wird nicht benötigt





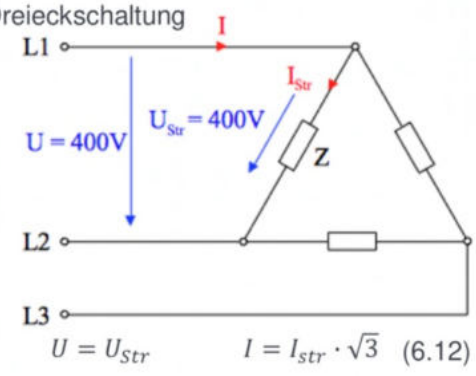
Schaltungen:

- Sternschaltung



$U = U_{Str} \cdot \sqrt{3}$ $I = I_{Str}$ (6.11)

- Dreieckschaltung



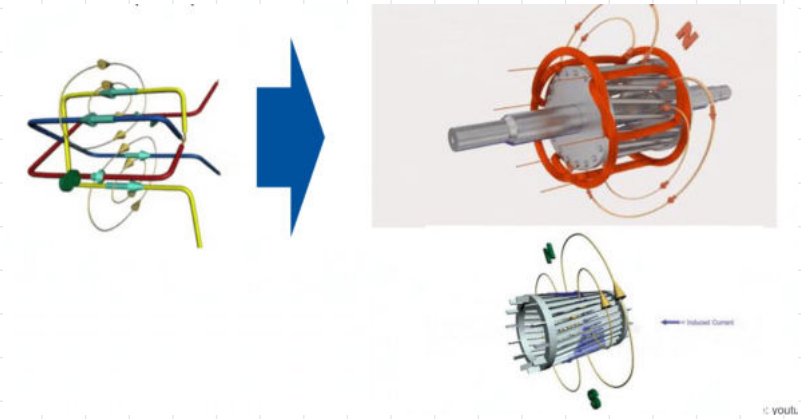
$U = U_{Str}$ $I = I_{Str} \cdot \sqrt{3}$ (6.12)

Stern-Dreieck-Anlaufschaltung:

Motor läuft über eine Sternschaltung an (um hohe Anlauf-Ströme zu vermeiden)
Im Nennbereich: Dreieckschaltung → 3x mehr Leistung

6.5. Asynchronmaschine

Vorteile	Nachteile
Keine Schleifkontakte (nur bei Käfigläufer)	Eher groß
Sehr robust	Nicht-lineares Verhalten
Nahezu wartungsfrei	Geräuschentwicklung
Betriebssicher	
Preiswert	



Funktionsprinzip:

- Stator: 3 räumlich gegeneinander versetzte Wicklungsstränge → sind an Drehstromnetz angeschlossen → erzeugen rotierendes Magnetfeld

→ im Rotor wird el. Spannung induziert → Stromfluss → Lorentzkraft → Rotor in Drehbewegung

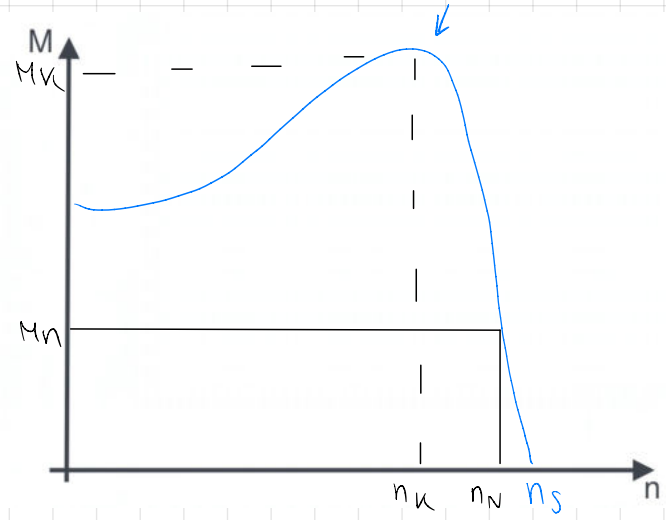
- Rotorgeschw. im Motorbetrieb < Drehgeschw. des Magnetfelds → asynchron

- Schlupf = Unterschied zw. der Rotation des Stators und des Rotors

- werden mit $p = 2, 4, 6, 8$ Polpaaren gebaut

↳ Leerlaufdrehzahl $n = \frac{f}{p}$ => 3000, 1500, 1000, 750 $\frac{1}{min}$

Kippschlupf = max. Drehmoment erreicht



M_k	Kippmoment
M_A	Anzugsmoment
M_N	Nennmoment
n_k	Kippdrehzahl
n_N	Nenndrehzahl
n_s	Synchrondrehzahl

→ während Anlaufphase schlechter Wirkungsgrad → wärmt sich auf

→ besser geeignet für Dauerbetrieb

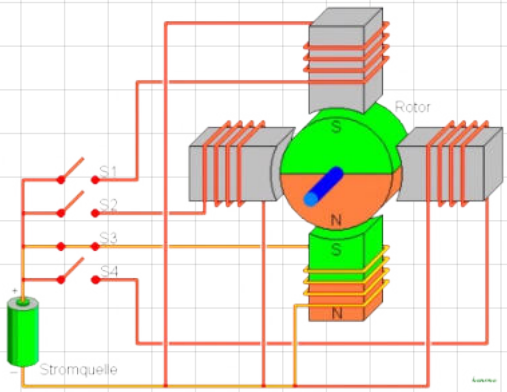
Ansteuerung und Regelung:

- mithilfe Frequenzumrichters kann Frequenz und Amplitude des Wechselstroms variiert werden
- beim Bremsen wird Energie in Zwischenkreis zurückgespeist
  → Überspannungen
  → Lösungen:
  1) Brems- Choppers → Umwandlung in Wärme
  2) Rückspeisung der überschüssigen Energie ins Netz

→ bei größeren Leistungen wird niedrigere Spannung angelegt

6.6. Schrittmotor

Vorteile	Nachteile
Preiswert	Lautstärke
Zuverlässig, da keine Kontaktbürsten	Kein Feedback über fehlende Schritte
Breiter Drehzahlbereich möglich	Wärmeentwicklung
Hohe Wiederholgenauigkeit	Ansteuerungselektronik notwendig
Einfach regelbar	
Kein Magnetmaterial verbaut	

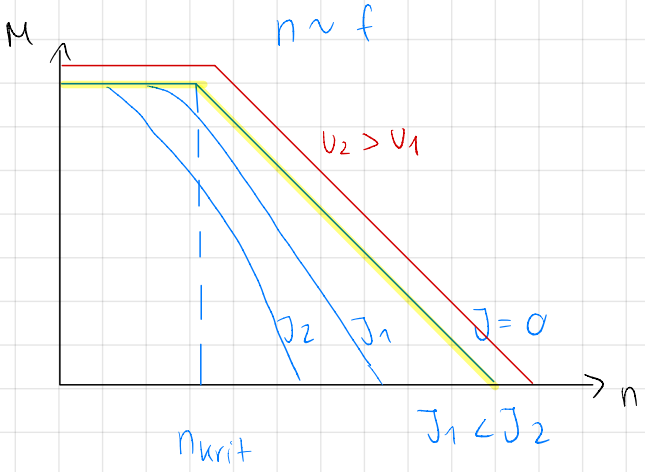


Funktionsprinzip:

- stromdurchfl. Statorspulen erzeugen Magnetfeld
- Rotor folgt Feld → dreht sich
- elektr. Impulse → mechan. Schritte
- keine Sensoren nötig

→ kleinere Schrittweiten durch zusätzliche Zahnteilung an Polen

Kennlinie:



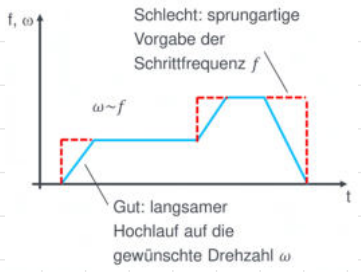
J: Trägheitsmoment

Bis zu bestimmter Drehzahl linear → danach sinkt das zur Verfügung stehende Drehmoment

Höhere Spannung → höheres Drehmoment

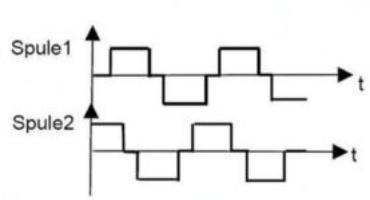
Hochlaufen und Bremsen:

- Frequenzsprung von 1 auf Stillstand darf nicht zu groß sein
  → Motor verliert sonst Schritte

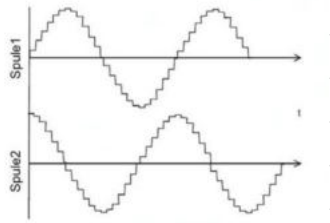


Ansteuerung:

Halbschritt



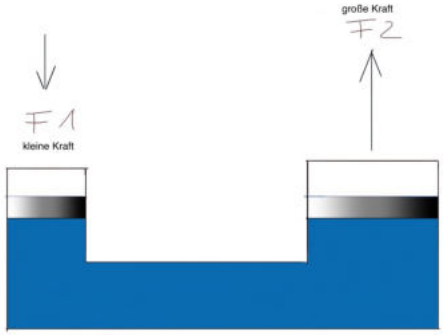
Mikroschritt



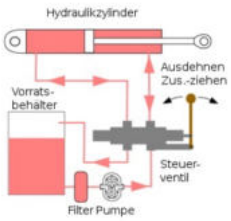
Anwendung:

- exakte Positionierung
- hohe Wiederholungsgenauigkeit

6.7.1 Hydraulikantrieb



kleine Kraft auf kleine Fläche wird vervielfacht



6.7.2 Pneumatikantrieb

Luft oder andere Gase als Druckmedium

Unterschied Hydraulik – Pneumatik:

Gase sind kompressibel, Flüssigkeiten nicht

Auf der einen Seite haben wir die **Pneumatik, die überall dort, wo hohe Geschwindigkeiten mit geringer oder mittlerer Kraft benötigt werden**, passend ist. Auf der anderen Seite steht die **Hydraulik, die sich dann optimal eignet, wenn große Kräfte gebraucht werden**, die zwar eine geringere Geschwindigkeit in der Bewegung haben, dafür aber präzise gesteuert werden können.

	Hydraulikantrieb	Pneumatikantrieb
Energiedichte (Leistungsgewicht)	Sehr hoch	Hoch
Energiespeicherung (Gefahrenpotenzial)	Keine	Ausgeprägt, da Medium kompressibel (in Tank und Leitung)
Rückleitung	Notwendig	Nicht notwendig
Leckage-Dichtungen	Sehr wichtig (Verschmutzung)	Nur wegen Geräusch und Energieverlust
Preis der Aktoren	Relativ hoch	Günstig
Preis der Ventile	Sehr hoch	Mittel
Sterilisierbarkeit	Machbar	Problemlos
Einfluss von Reibung	Gering	hoch
Regelbarkeit der Position	Einfach möglich	Nahezu unmöglich
Regelbarkeit der Geschwindigkeit	Einfach möglich	Unmöglich
Erzielbare Geschwindigkeit	Gering bis mittel (abh. von der Leistungsfähigkeit der Pumpe)	Hoch (aber nicht regelbar)
Erzielbare Frequenzen	Begrenzt zur die Massenträgheit der Ventile und des Fluids in der Leitung	Begrenzt durch die Schallgeschwindigkeit in der Leitung

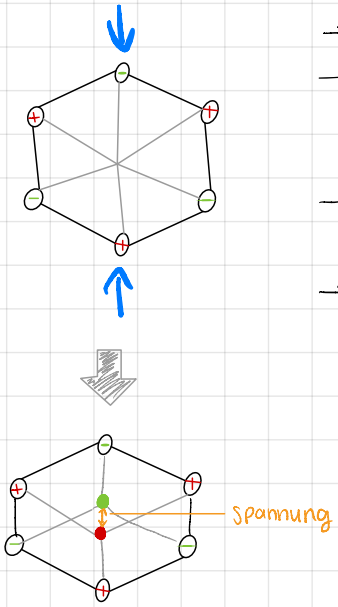
6.7.4. Piezoaktorik

direkter piezoelektr. Effekt
↳ mech. Spannung → Ladungstrennung
↳ Anwendung: Sensorik

inverser piezoelektr. Effekt
↳ el. Feld → mech. Spannung
↳ Anwendung: Aktorik

Vorteile	Nachteile
Kein Magnetfeld	Sehr teuer
Nahezu metallfrei	Schlechter Wirkungsgrad → Erwärmung
Hohe Leistungsdichte	Mechanisch empfindlich
Geräuschfrei realisierbar	Feuchtigkeits- und Temperaturempfindlich
Sehr klein herstellbar	

Piezoelektr. Effekt:



→ Kristallanordnung
– Ladungsschwerpkt. in Mitte → dort gleichen sie sich aus
– Kraft von außen → Ladungsschwerpunkte verschieben sich
→ Spannung zw. den beiden Schwerpunkten

7. Umwandlung von Bewegungsformen

7.1. Grundlagen

Primäre Energie → Kraftmaschine — Getriebe — Arbeitsmaschine → Mech. Energie

Leistung $P = \frac{W}{\Delta t}$ Arbeit = $F \cdot \Delta s$

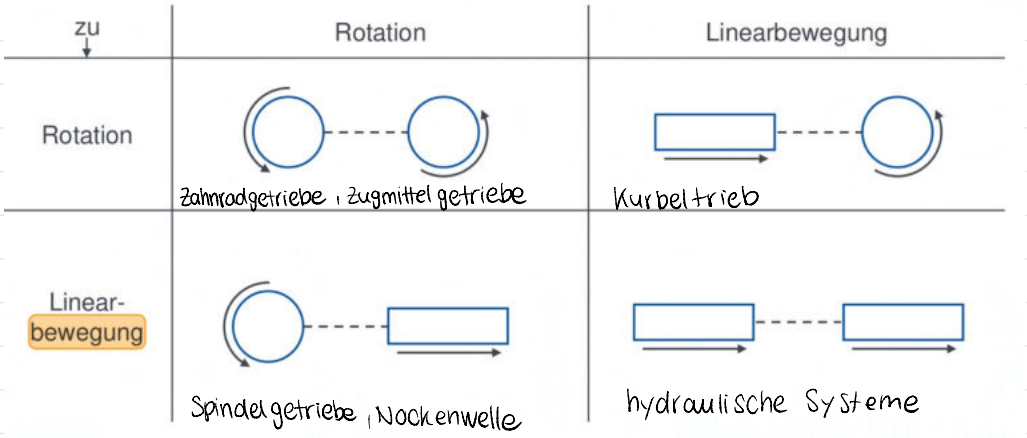
Notwendigkeit von Getrieben: $P = 2\pi \cdot n \cdot M$

↳ Wenn $n \uparrow \rightarrow M \downarrow$
$n \downarrow \rightarrow M \uparrow$

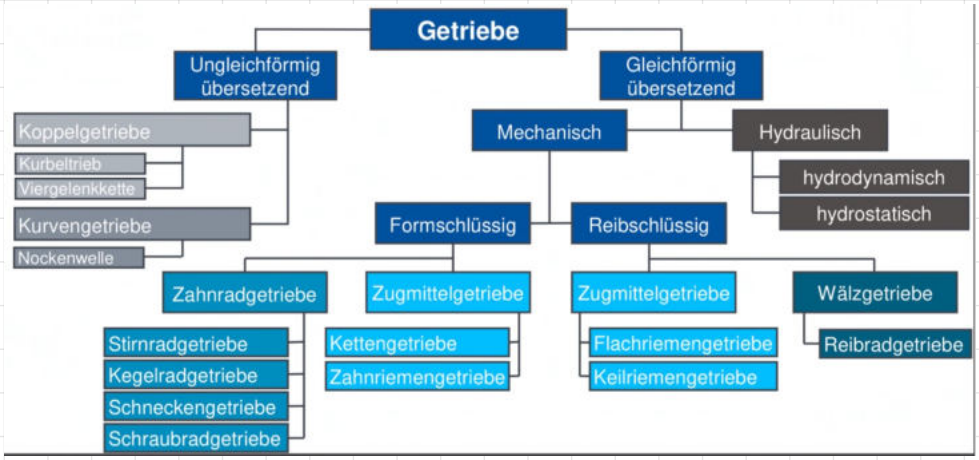
$P = F \cdot v$

↳ Wenn $F \uparrow \rightarrow v \downarrow$
$F \downarrow \rightarrow v \uparrow$

Umwandlung von Bewegungsformen



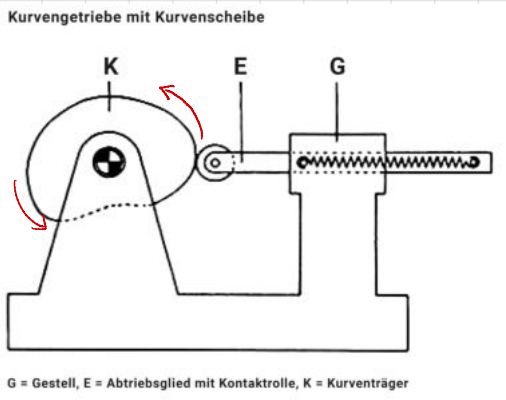
Einteilung von Getrieben:



Aufgabe von Getrieben: wandeln eine gegebene Bewegung in eine gewünschte um und übertragen Kräfte und Drehmomente.

7.2 Ungleichförmig übersetzende Getriebe

1) Kurvengetriebe:

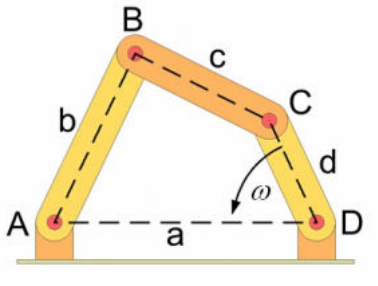


rotierende Kurvenscheibe gleitet auf Abgliedsglied

→ Kurvenscheibe meist oval

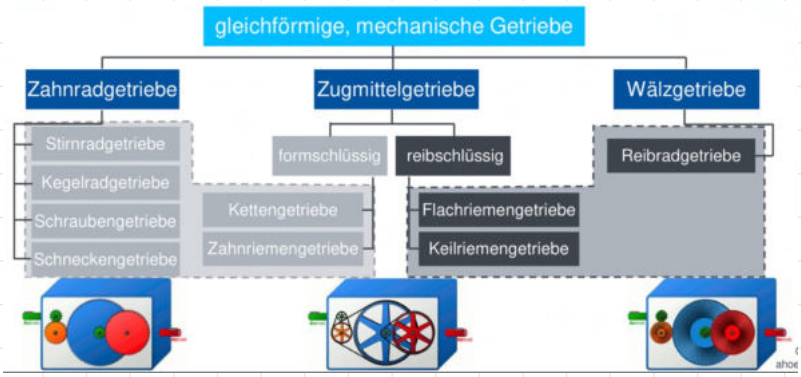
↳ führt zu einer Rotation, Schwingbew., Schrittbewegung

2) Koppelgetriebe



- meist Rotationsbew. → Schwingbew.
  ↳ (auch Linearbew ↔ Rotationsbew.)

7.3 Gleichförmig übersetzende mechan. Getriebe



↳ Richtungswechsel zw. Rädern

Kein Richtungswechsel

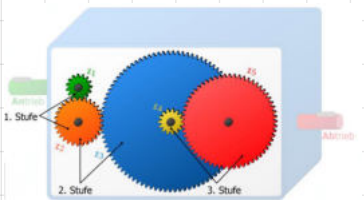
Übersetzungsverhältnis:

$$i = \frac{\omega_{an}}{\omega_{ab}} = \frac{n_{an}}{n_{ab}} = \frac{d_{ab}}{d_{an}} = \frac{z_{ab}}{z_{an}} = \frac{M_{ab}}{M_{an}}$$

wobei n: Drehzahl, M: Drehmoment, z: Zähnezahl
d: Ø der Räder

$i > 0$: Übersetzung ins Langsame
$i < 0$: Übersetzung

Gesamtverhältnis:

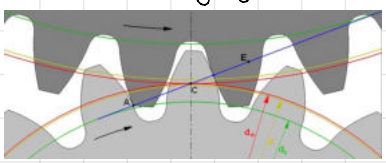


$$i_{ges} = i_1 + i_2 + i_3 + \dots$$

7.4. Zahnradgetriebe

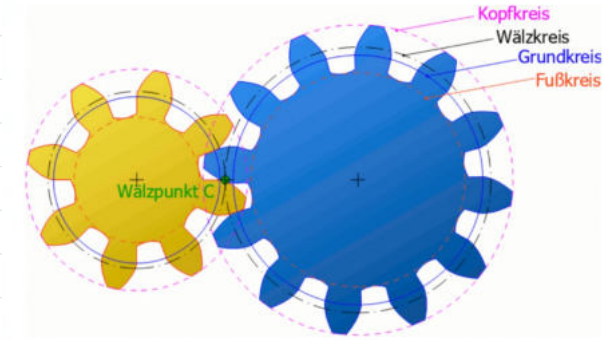
Vorteile	Nachteile
Schlupffreie Leistungsübertragung → konstante Übersetzung	Starre Kraftübertragung
Änderung der Drehrichtung möglich	Unerwünschte Schwingungen bei hohen Drehzahlen
Kompakte Bauweise	Schmierung notwendig
Hoher Wirkungsgrad	Geräuschentwicklung

Verzahnungsgesetz: die Normale der beiden Berührungsflächen muss durch Wälzpunkt C gehen



Flankenprofile:

1) Evolventenverzahnung



⊕ – einfach, kostengünstig
– tolerant gegenüber kleinen Achsabstandsfehlern

→ Im Wälzpunkt C tritt kein Gleiten, sondern reines Wälzen auf.

2) Zykloidenverzahnung

⊕ – geringe Reibungsverluste
– kleine Zähnezahlen möglich

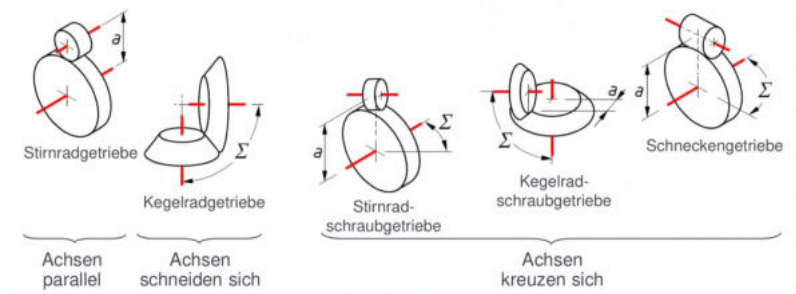
⊖ – aufwändiger
– teurer
– empfindlich gegenüber ungenau eingestellten Achsabstand

→ Wird in Feinwerktechnik verwendet.

3) Triebstockverzahnung

→ schlechtes Abnutzungsverhalten
→ Einsatz nur bei großen Übersetzungen

Bauarten:



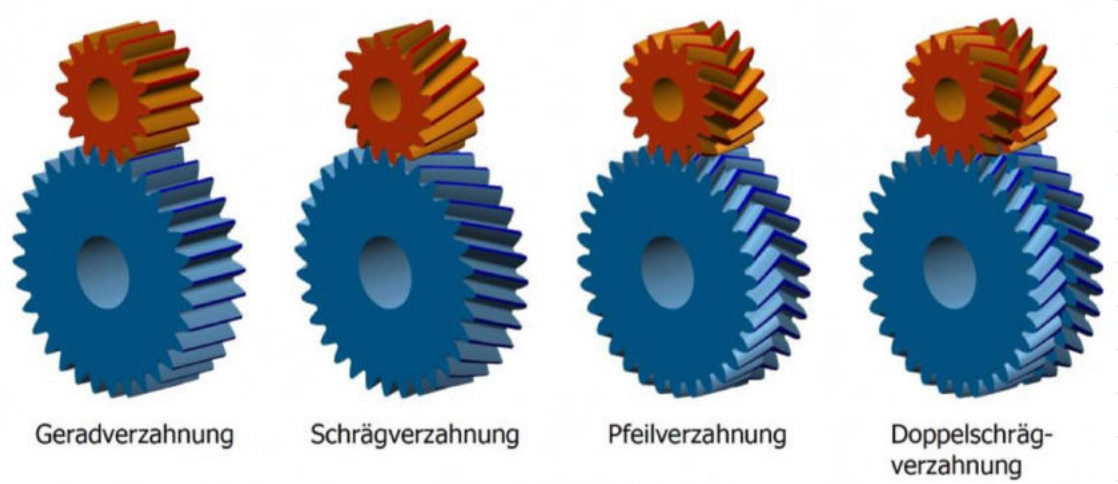
Stirnradgetriebe

- Innenverzahnung: breitere Kontaktflächen
  - ⊕ – größere Drehmomentübertragung
  - – geringerer Achsabstand bei gleichem Übersetzungsverhältnis
  - ⊖ – aufwändige Herstellung
- Außenverzahnung

Zahnstange → erzeugen lineare Bewegung

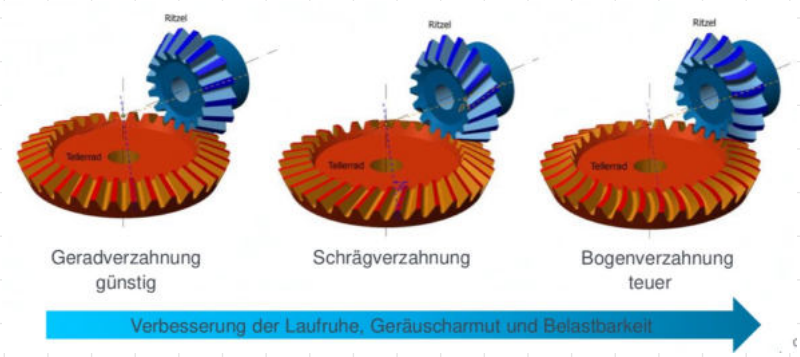


Verzahnungsarten:



⊕	günstig	reduzierte Geräuschentw. höhere Drehmomente	höhere Beanspruchbarkeit geringe Geräuschentw. keine Axialkräfte geringerer Verschleiß
⊖	Geräuschentwickl.	Axialkräfte → Lagerverschleiß	aufwändig
→ für geringe Umfangsgeschw.			

Kegelradgetriebe:



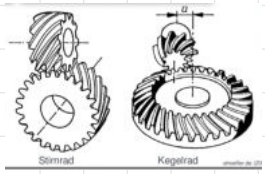
→ ermöglicht die Übertragung einer Drehbewegung und eines Drehmoments mit sich schneidenden Achsen

– Sorgfältige Fertigung wichtig

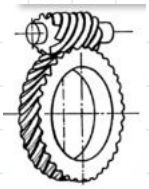
Schraubgetriebe:

Schraubradgetriebe

⊕ – einfacher Einbau
⊖ – geringe Tragfähigkeit
– Verschleiß
– geringer Wirkungsgrad

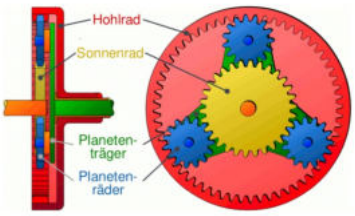


Schneckengetriebe

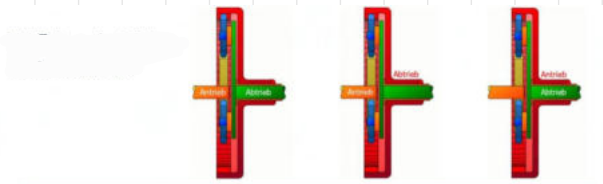


– Übertragung von großen Drehmomenten
– Linienberührung
⊕ – geräuschärmer, kleiner, leichter
⊖ – Verschleiß, Axialkräfte, empfindl. gegenüber Veränderungen des Achsabstands

Planetengetriebe:



– An- und Abtriebswelle auf gemeinsamer Achse
→ können frei gewählt werden und je nach dem entstehen versch. Übersetzungsverhältnisse



Variante	1	2	3
Antrieb	Sonnenrad	Sonnenrad	Hohlrad
Abtrieb	Planetenträger	Hohlrad	Planetenträger
Übersetzungs-verhältnis	$i = 1 + \frac{z_H}{z_S}$	$i = -\frac{z_H}{z_S}$	$i = 1 + \frac{z_S}{z_H}$
Übersetzungs-verhältnis am Beispiel	3,0	-2,0	1,5

Hohlräder

⊕ – kleiner Einbau
⊖ – teurer als Außenverzahnung
– eingeschränkte Herstellmöglichkeit

7.5. Zugmittelgetriebe

→ Wellenabstand kann deutlich größer sein als bei Zahnradgetrieben

Vorteile	Nachteile
Elastische Kraftübertragung	Größere Wellenbelastung
Geräuscharmer stoß- und schwingungsdämpfender Lauf	Umwelteinflüsse (Staub, Öl, Feuchtigkeit,...) haben Einfluss auf Reibungsverhalten
Große Übersetzung in einer Stufe realisierbar	Schlupf lässt keine konstante Übersetzung zu
Geringer Wartungsaufwand	
Größere Wellenabstände überbrückbar	
Winkelversatz der Wellen möglich	

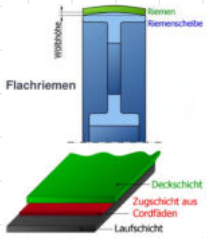
Kettengetriebe

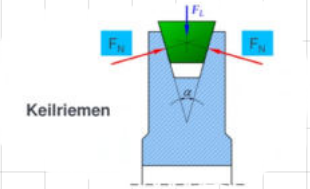
Vorteile	Nachteile
Schlupffreie Leistungsübertragung → konstante Übersetzung	Unelastische, starre Kraftübertragung
Unempfindlich gegen Umwelteinflüsse (Schmutz, Feuchtigkeit, Temperatur,..)	Schwingen durch ungleichförmige Kettengeschwindigkeit
Geringere Lagerbelastung als Riemengetriebe	Kein Kreuzen der Wellen möglich
	Teurer als vergleichbare Riemengetriebe

1) Riemengetriebe

Flachriemen } reibschlüssig
Keilriemen }

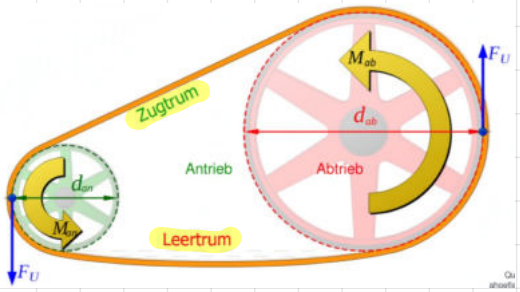
Zahnriemen → formschlüssig





→ Keilriemen höhere Anpresskraft als Flachriemen

Kräfte:



- Bei Riemengetrieben ist eine Vorspannung nötig → z.B. durch Spannrolle auf das Leertrum

Schlupf:

= Geschwindigkeits- bzw. Drehzahldiff. zweier Maschinenelemente

→ Gleitschlupf: Fu größer als Reibkraft FR → gleitet
→ Dehnschlupf: Dehnung an getriebenen Rad, Schrumpfung am treibenden Rad

2) Zahnriemen → um Schlupf zu vermeiden (= Synchronriemen)

⊖ - hohe Fertigungskosten
- hohe Empfindlichkeit

3) Kettengetriebe

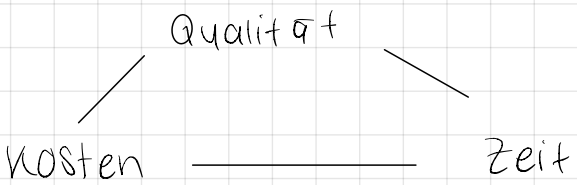
⊕ - zuverlässig
- wirtschaftlich

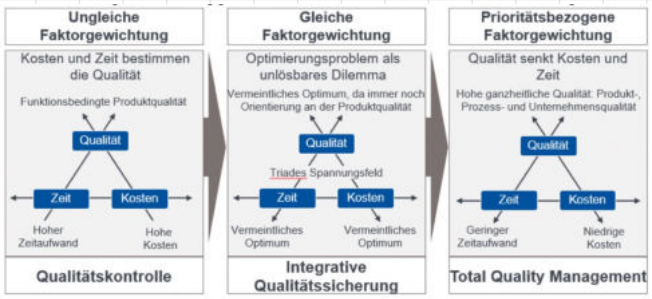
8. Produktentwicklung

70% der Selbstkosten eines Produkt werden im Bereich „Entwicklung, Konstruktion" definiert

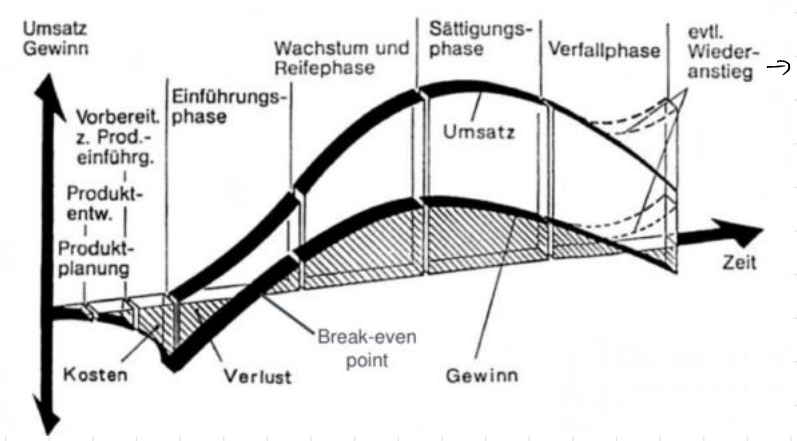
→ Jeder Euro in der Entwicklung ist gut angelegt!

Magisches Dreieck:



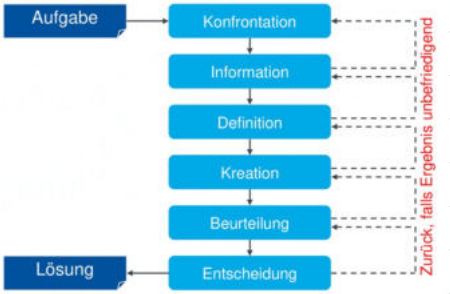


Lebenszyklus eines Produkts:



→ durch Facelift / Redesign

Allgemeiner Lösungsprozess:



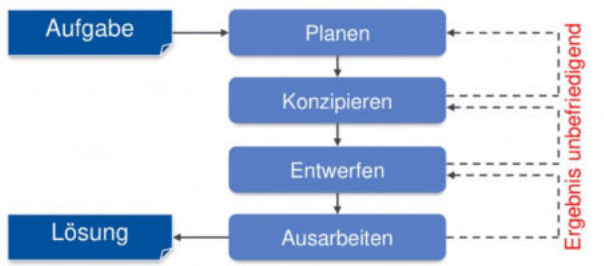
Entwurfsprozess VDI 2206:

Systementwurf → Komponentenentwurf → Systemintegration

Entwurfsprozess VDI 2221:

Vier Phasen:

1) Aufgabenpräzisierung
2) Konzeptphase
3) Entwurfsphase
4) Ausarbeitungsphase

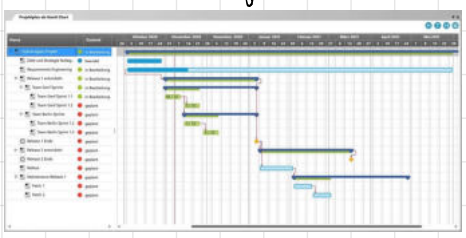


Design Thinking

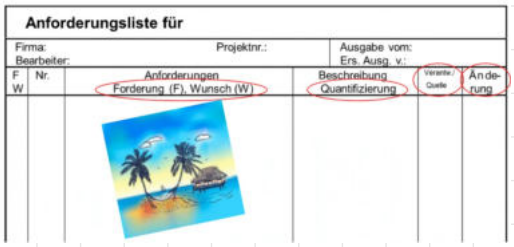
- Nutzer mit Bedürfnissen steht im Vordergrund

6 Phasen:
Verstehen
Beobachten
Sichtweise definieren
Ideen finden
Prototypen entwickeln
Testen

Gantt-Diagramm → graphische Darstellung von zeitlichen und inhaltlichen Abläufen



Anforderungsliste



Aufteilung in:

- Technisch-physikal. Anforderungen
- Fertigungstechn. "
- Wirtschaftliche "
- Design "

Funktionsstrukturen:

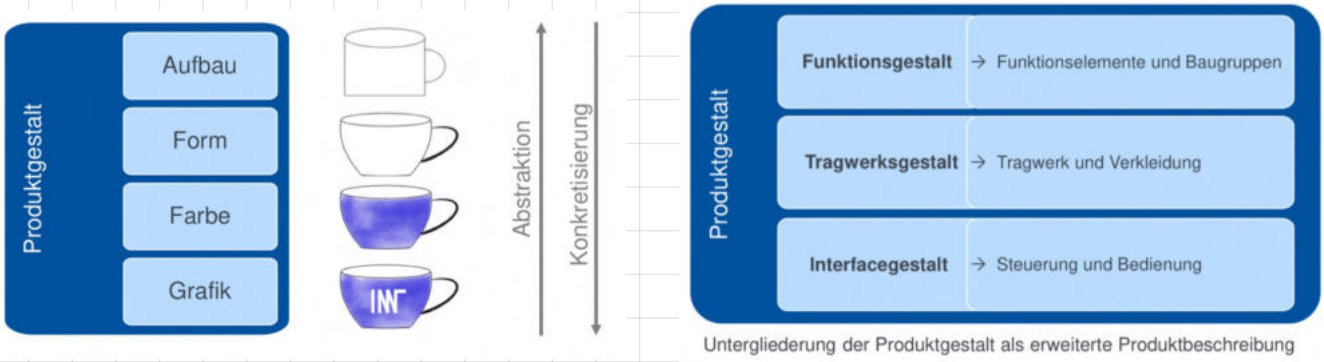
Analyse von Ein- und Ausgangsgrößen des Systems



→ Gesamtfunktion kann in Teilfunktionen zerlegt werden

9. Produkt und Produktprogramm

9.1. Produktbeschreibung



Untergliederung der Produktgestalt als erweiterte Produktbeschreibung

9.2. Erweiterte Produktbeschreibung

Interfacegestalt: Gestaltung von Benutzeroberflächen

→ bestimmt inwieweit eine Dialogfähigkeit zw. Mensch und Maschine vorliegt

9.3. Produktprogramm

→ besteht aus mind. 2 Produkten eines Herstellers, die dem gleichen Zweck dienen, aber unterschl. Designs / Größen aufweisen

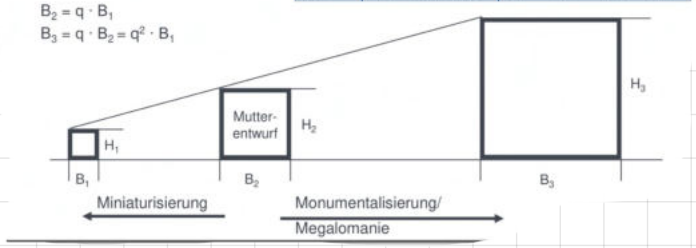
Baureihen: entstehen durch Miniaturisierung bzw. Monumentalisierung eines Mutterentwurfs

Stufensprung q = Größenänderung zw. 2 aufeinander folgenden Baugrößen

Reihe		Stufensprung			
R5	$q_5 = \sqrt[5]{10} \approx 1{,}6$	1.0	1.6	2.5	4.0
R10	$q_{10} = \sqrt[10]{10} \approx 1{,}25$	1.0	1.25	1.6	2.0
R20	$q_{20} = \sqrt[20]{10} \approx 1{,}12$	1.0	1.12	1.25	1.4
R40	$q_{40} = \sqrt[40]{10} \approx 1{,}06$	1.0	1.06	1.12	1.18

$H_2 = q \cdot H_1$
$H_3 = q \cdot H_2 = q^2 \cdot H_1$

$B_2 = q \cdot B_1$
$B_3 = q \cdot B_2 = q^2 \cdot B_1$



Geben Sie die Abmaße H_1, B_1 und H_6, B_{16} an (Normreihe R10).



$H_4 = 25\text{mm}$

$B_4 = 20\text{mm}$

$q_{10} = \sqrt[10]{10} \approx 1{,}25$

$H_4 = q^3 \cdot H_1 \quad \Leftrightarrow \quad H_1 = \frac{1}{q^3} \cdot H_4 = 12{,}8\,\text{mm}$
$H_6 = q^2 \cdot H_4 = 39\,\text{mm}$

$B_4 = q^3 \cdot B_1 \quad \Leftrightarrow \quad B_1 = \frac{1}{q^3} \cdot B_4 = 10{,}24\,\text{mm}$
$B_{16} = q^{12} \cdot B_4 = 291\,\text{mm}$

Baukasten: besteht aus einem Grundbaustein und diversen variablen Bausteinen

10. Achsen und Wellen

10.1. Einführung

- häufigste Ursache bei Schäden an Achsen und Wellen: Dauerbrüche

10.2.1. Achsen

Funktion:
- tragen ruhende und bewegliche Maschinenelemente und Baugruppen
- übertragen keine Drehmomente

Beanspruchung:
- Biegung
- Zug / Druck
- bei kurzen Achsen Scherung

10.2.2. Wellen

Funktion:
- tragen ruhende und bewegliche Maschinenelemente und Baugruppen
- übertragen Drehmomente

Beanspruchung
- Biegung und Torsion
- Zug / Druck
- bei kurzen Achsen Scherung

10.2.3 Zapfen und Naben

Zapfen = ein abgesetztes Ende einer Achse, dass ein Lager aufnehmen kann und als Zentrum einer Drehbewegung dient

Nabe = Maschinenelement, dass auf eine Achse / Welle / Zapfen geschoben wird → Übertragung von Kräften / Momenten

10.4. Gestaltung

10.4.2. Funktion und Montierbarkeit

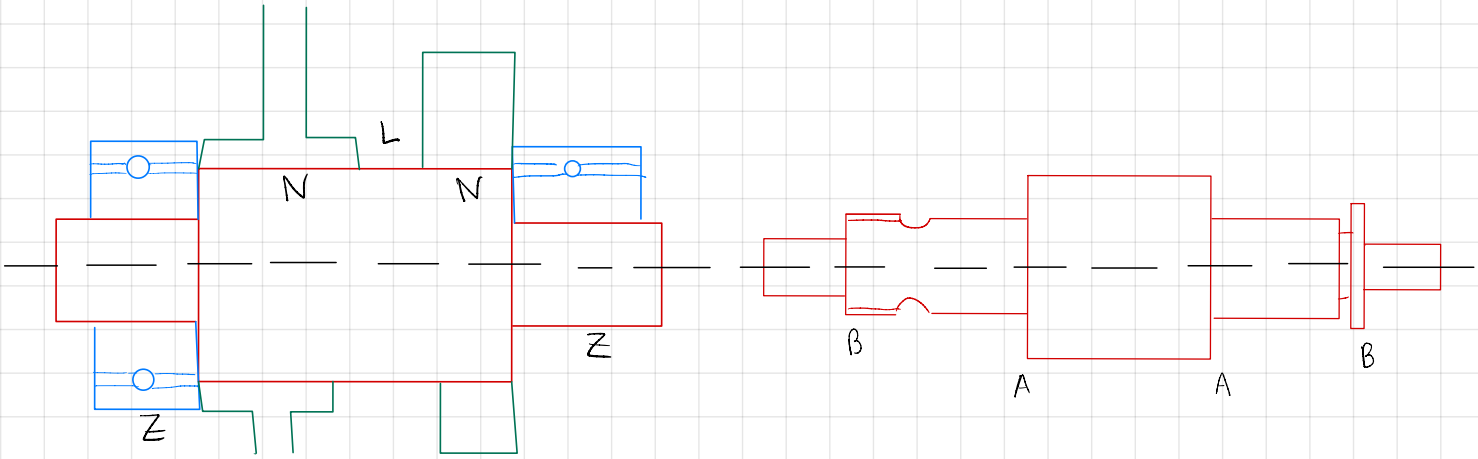
a) Differenzierte Gestaltung von Wellen

... mit untersch. Durchmesser
... entsprechend der Beanspruchung und Montageanforderungen
... erfüllen folgende Funktionen: Zapfen, Anschläge, Anlaufbunde, Nabensitze, Längen

b) Einfachste Gestaltung von Wellen

- glatte zylindrische Form mit konstantem Durchmesser
- keine differenzierte Gestaltung der Funktionsabschnitte

Grundkonzept: Welle besteht aus mind. 4 Funktionsabschnitten: 2 Zapfen und 2 Nabensitze



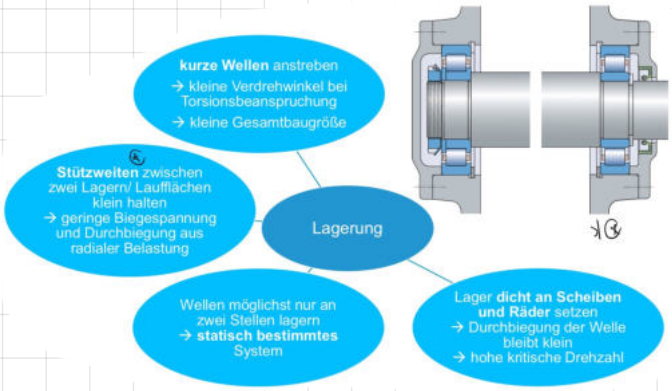
→ Schonung der Zapfen bei Montage: größerer Durchmesser für Nabensitze

→ Größerer Durchmesser im Bereich des max. Biegemoments

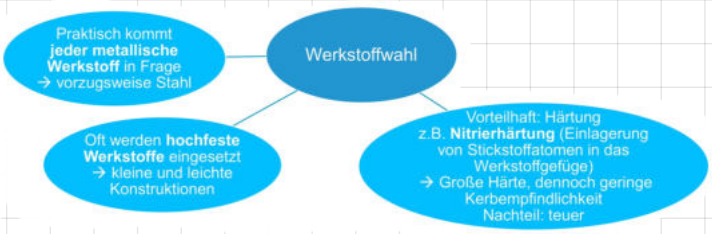
10.4.3 Kerbwirkung



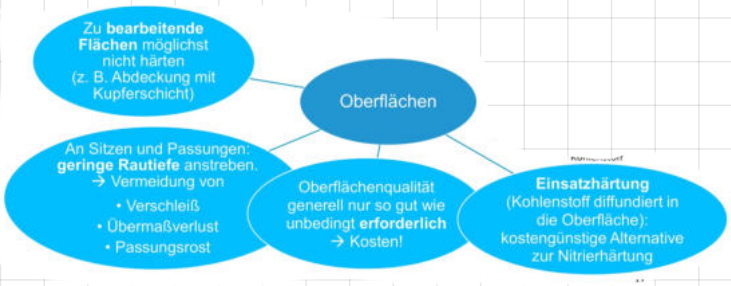
10.4.4 Lagerung



10.4.5. Werkstoffwahl



10.4.6. Oberflächen



10.4.7. Fertigung

a) Freistiche → für den Auslauf der Werkzeuge
→ für Montage
→ definierte Kerbwirkung

b) Nuten und Bohrungen → vor Endbearbeitung fertigen

c) stark abgesetzte Wellen → vorzugsweise gesenkgeschmiedet
→ bei großen Wellen ist Abdrehen wenig wirtschaftlich

d) mehrteilig aufgebaute Wellen → Anlaufbünde durch lösbare Stellringe ersetzen

e) spanende Nachbearbeitung → Hochbelastete Wellen werden überschliffen

f) feststehende Achsen → haben günstigere Beanspruchungsverhältnisse als umlaufende Achsen

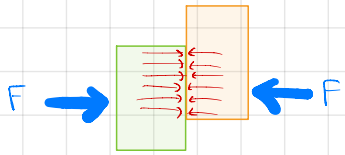
11. Welle- Nabe- Verbindung

→ Um Rotationsbewegung von einer Welle auf ein Rad zu übertragung

Einteilung: formschlüssig, reibschlüssig, stoffschlüssig

11.2 Formschlüssige Verbindung

Übertragung durch Flächenpressung



Einteilung: unmittelbar → Welle hat bereits die Form (Keilwelle)
mittelbar → zusätzliches Element wird benötigt (Passfeder)

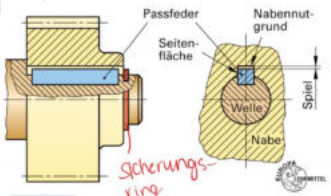
Vorteile:
- Leicht montierbar
- Gut lösbar
- Werden auf einer Spiel- und Übermaßpassung gefügt → im montierten Zustand weitgehend spannungsfrei

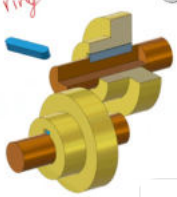
Nachteile:
- Eingeschränkte dynamische Belastbarkeit
- Können ohne zusätzliche konstruktive Maßnahme (axiale Sicherungselemente) nur Drehmomente aufnehmen.

keine axialen Kräfte

Passfeder:

- Häufigste Welle-Nabe-Verbindung





Vorteile:
- Leicht de- und montierbar
- Einfache Herstellung
- Geringe Formänderung der Nabe unter Last

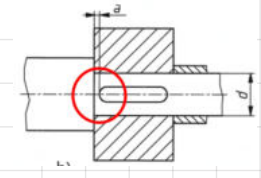
Nachteile
- Nicht bei stoßartigen und wechselnden Drehmomenten
- Hohe Kerbwirkung
- Begrenze Belastbarkeit
- Keine axiale Festlegung

→ häufigste Welle-Nabe-Verbindung

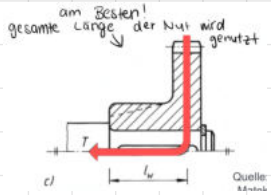
- verschiedene Passfederformen Form A - J

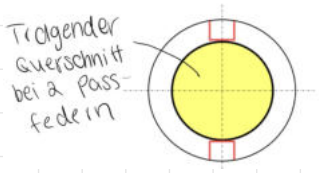
Gestaltung:

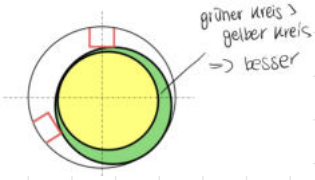
- Kraftverteilung in Abhängigkeit der Nabenausführung
- Wellennut in Abhängigkeit zur Belastungsform
- max. 2 Passfedern einsetzen



a möglichst groß wählen







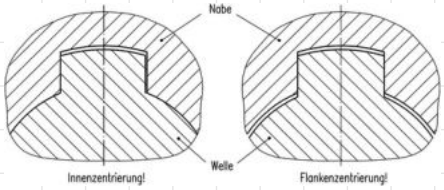
Keilwellenverbindung

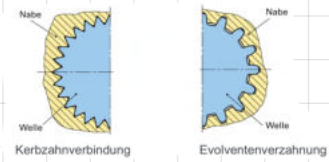
Einsatz: 1) drehstarre Verbindung
2) längsbewegliche Verbindung

Vorteile:	Nachteile:
• Geeignet für große Drehmomente • Geeignet für stoßartige und wechselnde Drehmomente • Mäßige Kerbwirkung bezüglich Biegung • Axiale Verschieblichkeit der Krafteinleitungsstelle	• Starke Kerbwirkung bezüglich Torsion • Aufwendige Herstellung • Axiale Sicherung notwendig

Zentrierung:

1) Innenzentrierung: genauer Rundlauf
2) Flankenzentrierung: kleines Verdrehspiel, für stoßartige und wechselnde Drehmomente



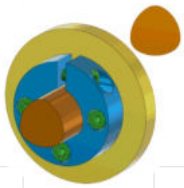


Besondere Formen: Kerbzahnverbindung und Evolventenverzahnung
→ geringere Kerbwirkung

Polygonprofil

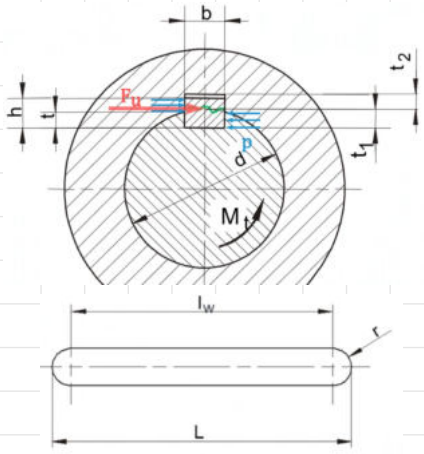
Flächenpressung steigt langsam bis zu einem Maximalwert → fällt danach gleichmäßig ab

Vorteile:	Nachteile:
• Passgenaue Formschlüssigkeit → gute Übertragung stoßartiger Belastung • Geringe Kerbwirkung • Selbstständiges Zentrieren → hohe Laufruhe	• Aufwändige Herstellung



Berechnung Passfeder:

Kraftübertragung durch Flächenpressung und Scherbeanspruchung



Umfangskraft $F_u = \frac{2 \cdot M_t}{d}$

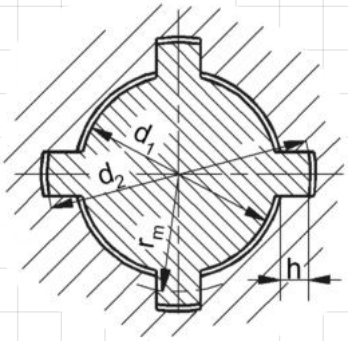
mittl. Flächenpressung $p \leq p_{zul} = \frac{F_u}{(h-t) \cdot l_w \cdot i \cdot \varphi}$

$= \frac{2 \cdot M_t}{d\,(h-t) \cdot l_w \cdot i \cdot \varphi}$

$p\ [\frac{N}{mm^2}]$:	mittlere Flächenpressung
$l_w\ [mm]$:	wirkende Länge
$i\ [1]$:	Passfederanzahl ($i \leq 2$)
$\varphi\ [1]$:	Tragfaktor, zur Berücksichtigung des ungleichmäßigen Tragens beim Einsatz mehrerer Passfedern: $i = 1 \rightarrow \varphi = 1$ $i = 2 \rightarrow \varphi = 0{,}75$

Berechnung Keilwelle:

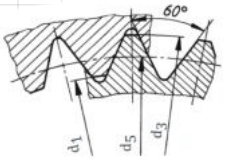
mittl. Flächenpressung $p = \frac{2 \cdot M_t}{d_m \cdot h' \cdot l_w \cdot i \cdot \varphi}$



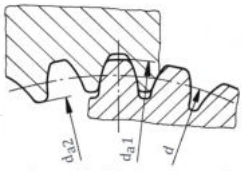
$p\ [\frac{N}{mm^2}]$:	mittlere Flächenpressung
$d_m\ [mm]$:	mittlerer Profilradius mit $d_m = \frac{1}{2} \cdot (d_2 + d_1)$
$h'\ [mm]$:	tragende Keilhöhe unter Berücksichtigung der Fase f $h' = \frac{d_2 - d_1}{2} - 2 \cdot f \approx 0{,}4 \cdot (d_2 - d_1)$
$l_w\ [mm]$:	wirkende Länge
$i\ [1]$:	Anzahl der Keile
$\varphi\ [1]$:	Tragfaktor: Innenzentrierung: $\varphi = 0{,}75$ Flankenzentrierung: $\varphi = 0{,}9$

Berechnung Keilwelle: Zahnwelle:

mittl. Flächenpressung $p = \frac{2 \cdot M_t}{d_m \cdot h' \cdot l_w \cdot i \cdot \varphi}$



Zahnwellenprofil mit Kerbverzahnung

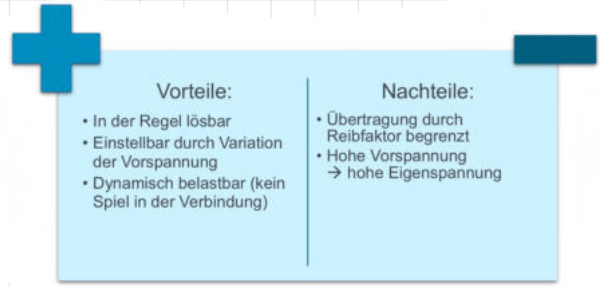


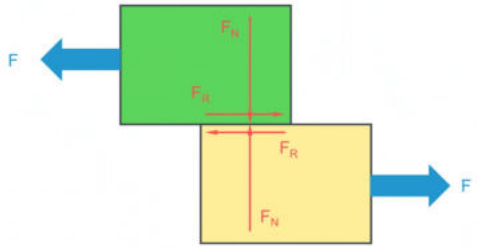
Zahnwellenprofil mit Evolventenverzahnung

$p\ [\frac{N}{mm^2}]$:	mittlere Flächenpressung
$d_m\ [mm]$:	mittlerer Profildurchmesser mit $d_m = d_5 = d$
$h'\ [mm]$:	tragende Keilhöhe Kerbverzahnung: $h' \approx 0{,}5 \cdot (d_3 - d_1)$ Evolventenverzahnung: $h' \approx 0{,}5 \cdot [d_{a1} - (d_{a2} + 0{,}16 \cdot m)]$ mit Modul m aus Tabelle nach DIN 5480
$l_w\ [mm]$:	wirkende Länge
$i\ [1]$:	Anzahl der Keile
$\varphi\ [1]$:	Tragfaktor: Kerbverzahnung: $\varphi = 0{,}75$ Evolventenverzahnung: $\varphi = 0{,}9$

11.3. Reibschlüssige Verbindung

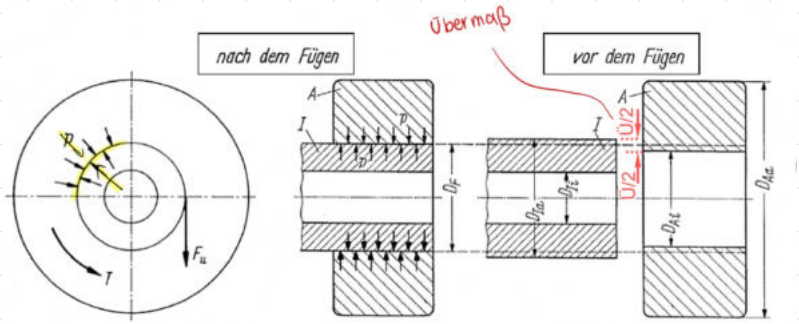
→ durch Anpressen eines Bauteils → Coulombsches Reibungsgesetz
Reibungskraft zw. 2 Bauteilen unter Einfluss der Normalkraft





Zylindrischer Pressverband

→ durch das Fügen von Teilen, die vor dem Zusammenbauen ein Übermaß $\ddot{U} = D_{Ia} - D_{Ai}$ aufweisen



⊕ - Kostengünstig
- einfach herstellbar

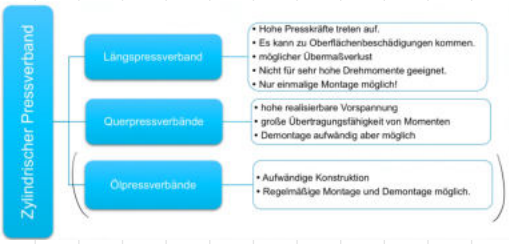
⊖ - schlecht lösbar

Einteilung in...

... Längspressverband → unter hoher Axialkraft gepresst

... Querpressverband → Vor Montage wird Nabe erwärmt oder Welle gekühlt

... Ölpressverband → Längspressverband mit Öl



Gestaltung:

- Vollwellen günstiger als Hohlwellen
- bei wechselnden oder umlaufenden Biegemomenten Hohlwellen vermeiden
- keine Nuten / Einstiche innerhalb des Pressverbandes
- hoher Haftbeiwert in Fügeflächen
- bei Längspressverband: Abfasung der Wellenenden

Kegelpressverband:

axiales Verspannen von Außen und Innenteil durch ...
... Schraube, Mutter
... Aufschieben des erwärmten Außenteils

Vorteile:	Nachteile:
• Genauer zentrischer Sitz → hohe Laufruhe und Laufgenauigkeit	• Nachträgliches axiales Verschieben/ Nachstellen nicht möglich • Aufwendigere Fertigung

Klemmverbindungen:

Anwendung: bei Riemen-, Gurtscheiben und Hebeln, die auf

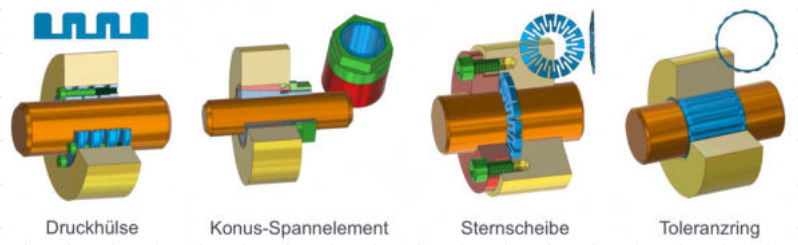
a) zylindr., längere Wellen aufzubringen

b) bei geteilter Ausführung nachträglich zw. Lager zu setzen sind

c) in Längs- und Drehrichtung einstellbar sein sollen

Vorteile:	Nachteile:
• Nachträglich montierbar	• Übertragung kleiner bis mittlerer nur gering schwankender Drehmomente

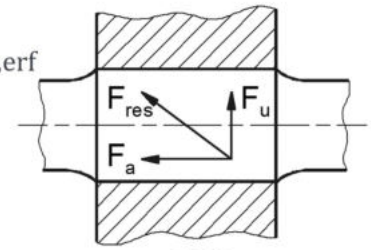
Spann-Element-Verbindungen:



Berechnung Zylindrischer Pressverband:

11.3 Reibschlüssige Verbindungen

11.3.3.2 Zylindrischer Pressverband: Berechnung $p_{F,erf}$



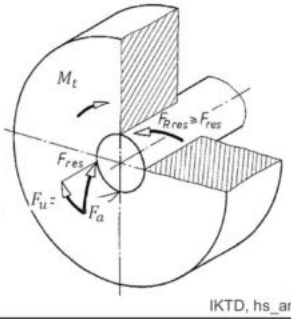
- Als Grundlage der Berechnung:

  Umfangskraft: $F_u = \frac{2 \cdot M_t}{D_F}$ D_F : Durchmesser

  Axialkraft F_a

  Resultierende Kraft F_{res}

$$F_{res} = \sqrt{F_a^2 + F_u^2} = \sqrt{F_a^2 + \left(\frac{2 \cdot M_t}{D_F}\right)^2}$$



- Es muss gelten $F_R \geq F_{res}$ andernfalls würde es rutschen

  bzw. $F_R \geq F_{res} \cdot S_R$

  mit S_R als Sicherheitsbeiwert gegen Rutschen, $S_R = 2 \ldots 4$

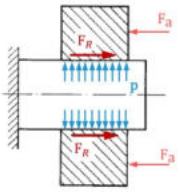
Quelle: IKTD, hs_anhalt.de

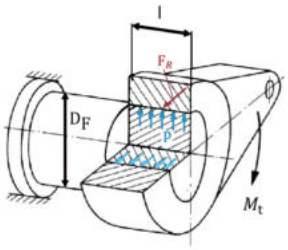
11.3 Reibschlüssige Verbindungen

11.3.3.2 Zylindrischer Pressverband: Berechnung $p_{F,erf}$

- Mit $F = p \cdot A = F_N$ gilt:

$$F_R = \mu \cdot F_N = p \cdot A \cdot \mu = p \cdot \pi \cdot D_F \cdot l \cdot \mu$$





- Daraus ergibt sich der erforderliche Fugendruck $p_{F,erf}$:

$$p_{F,erf} = \frac{F_{res} \cdot S_R}{\pi \cdot D_F \cdot l \cdot \mu} = \frac{\sqrt{F_a^2 + \frac{4 \cdot M_t^2}{D_F^2}} \cdot S_R}{\pi \cdot D_F \cdot l \cdot \mu}$$

F_R $[N]$:	Reibkraft
p $[\frac{N}{mm^2}]$:	Fugenpressung
A $[mm^2]$:	wirkende Fläche mit $A = \pi \cdot d \cdot l$
	l $[mm]$: Fügelänge
	D_F $[mm]$: Fügedurchmesser
μ $[1]$:	Haftbeiwert

Quelle: hs_anhalt.de

11.3 Reibschlüssige Verbindungen

11.3.3.2 Zylindrischer Pressverband: Berechnung $p_{F,zul}$

- Festigkeitsbedingung mit der MSH (Schubspannungshypothese)

$$\sigma_v = \sqrt{(\sigma_t - \sigma_r)^2 + 4 \cdot \tau_t} \leq \frac{2}{\sqrt{3}} \cdot \sigma_{zul}$$

mit $\sigma_{zul} = \frac{R_e}{S_F}$; $S_F \geq 1{,}2$ (plastisch)

$\sigma_{zul} = \frac{R_m}{S_B}$; $S_B \geq 2$ (spröd)

11.3 Reibschlüssige Verbindungen

11.3.3.2 Zylindrischer Pressverband: Berechnung $p_{F,zul}$

- Damit ergeben sich die maximalen Flächenpressungen

Nabe: $p_{F,zul} = \frac{1-Q_A^2}{\sqrt{3}} \cdot \sigma_{zul}$

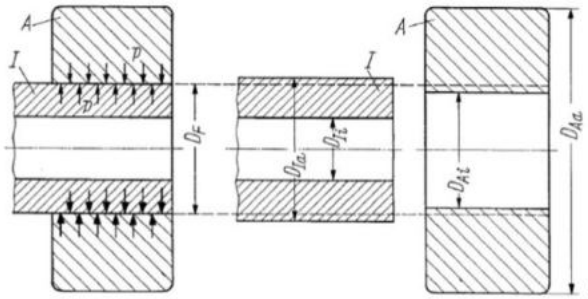
Hohlwelle: $p_{F,zul} = \frac{1-Q_I^2}{\sqrt{3}} \cdot \sigma_{zul}$

Vollwelle: $p_{F,zul} = \frac{2}{\sqrt{3}} \cdot \sigma_{zul}$

Q [1]: Durchmesserverhältnisse:

Nabe: $Q_A = \frac{D_F}{D_{Aa}}$

Welle: $Q_I = \frac{D_{Ii}}{D_F}$

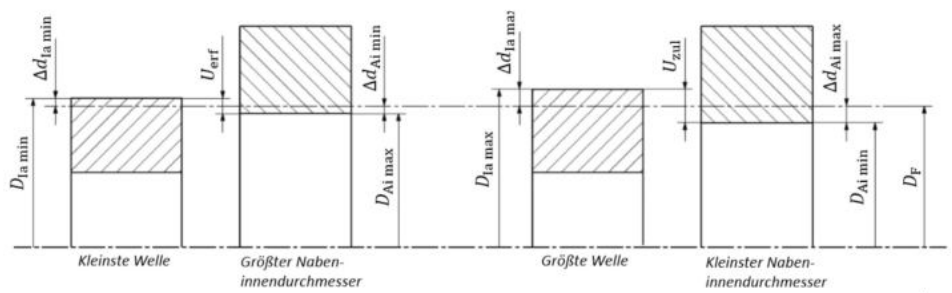


Quelle: hs_anhalt.de

11.3 Reibschlüssige Verbindungen

11.3.3.2 Zylindrischer Pressverband: Berechnung Übermaß

- Der zur Kraftübertragung notwendige Fugendruck zwischen Welle und Nabe wird durch das Übermaß erzeugt.
  Dabei muss gelten $U_{erf} < U < U_{zul}$
  mit $U_{erf} = \Delta d_{Ai,min} - \Delta d_{Ia,max}$ und $U_{zul} = \Delta d_{Ai,max} - \Delta d_{Ia,min}$



Quelle: hs_anhalt.de

11.3 Reibschlüssige Verbindungen

11.3.3.2 Zylindrischer Pressverband: Berechnung Übermaß

- Mit der Dehnung des Außenteils an der Innenseite in tangentiale Richtung gilt:

$$\Delta d_{Ai} = D_F \cdot \epsilon_{Ai} = \frac{p_F}{E_A} \cdot \left(\frac{1+Q_A^2}{1-Q_A^2} + \vartheta_A\right)$$

- Analog für das Innenteil:

$$\Delta d_{Ia} = D_F \cdot \epsilon_{Ia} = -\frac{p_F}{E_I} \cdot \left(\frac{1+Q_I^2}{1-Q_I^2} - \vartheta_I\right)$$

- Daraus ergibt sich

$$U = \Delta d_{Ai} - \Delta d_{Ia} = p_F \cdot D_F \cdot \left[\frac{1}{E_A} \cdot \left(\frac{1+Q_A^2}{1-Q_A^2} + \vartheta_A\right) + \frac{1}{E_I} \cdot \left(\frac{1+Q_I^2}{1-Q_I^2} - \vartheta_I\right)\right]$$

$$U = \frac{p_F \cdot D_F}{E_A} \cdot K \qquad \text{mit K} = \frac{1+Q_A^2}{1-Q_A^2} + \vartheta_A + \frac{E_A}{E_I} \cdot \left(\frac{1+Q_I^2}{1-Q_I^2} - \vartheta_I\right)$$

ϑ [1]: Querdehnzahl aus Tabelle
E [$\frac{N}{mm^2}$]: Elastizitätsmodul

11.3 Reibschlüssige Verbindungen

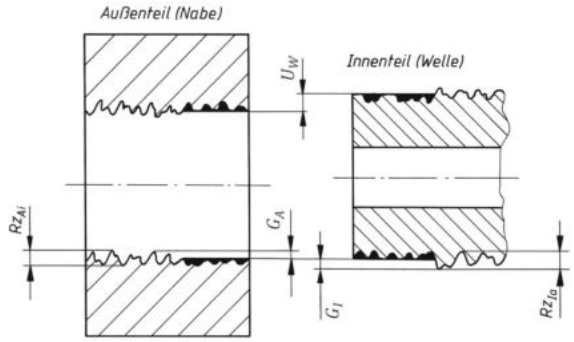
11.3.3.2 Zylindrischer Pressverband: Berechnung Übermaß

- Infolge der Einebnung der Oberflächen beim Fügen (Längspress- oder Querpressverband) ist der sogenannte Übermaßverlust U_V zu berücksichtigen:

$$U_V \approx 0{,}8 \cdot \left(R_{Z,Ai} + R_{Z,Ia}\right)$$

- Damit ergibt sich das wirksame Übermaß (bzw. Haftmaß) U_W zu:

$$\mathrm{U_W} = U - U_V$$



Quelle: Matek

11.3 Reibschlüssige Verbindungen

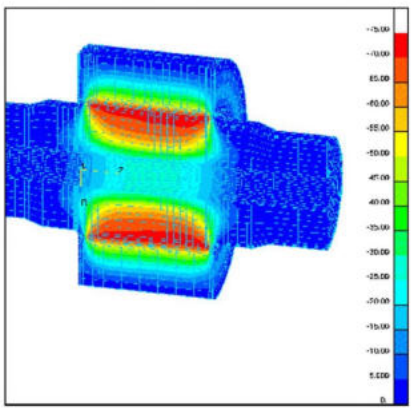
11.3.3.2 Zylindrischer Pressverband: Berechnung Übermaß

- Damit ergibt sich das erforderliche Mindestübermaß U_{erf}

$$U_{erf} = \frac{p_{F,erf} \cdot D_F}{E_A} \cdot K + U_V$$

- Sowie das zulässige Höchstübermaß U_{zul}:

$$U_{zul} = \frac{p_{F,zul} \cdot D_F}{E_A} \cdot K + U_V$$



Quelle: IKTD

Berechnung Kegelpressverband:

11.3 Reibschlüssige Verbindungen

11.3.4 Kegelpressverband: Neigungswinkel

- Kegelverhältnis C

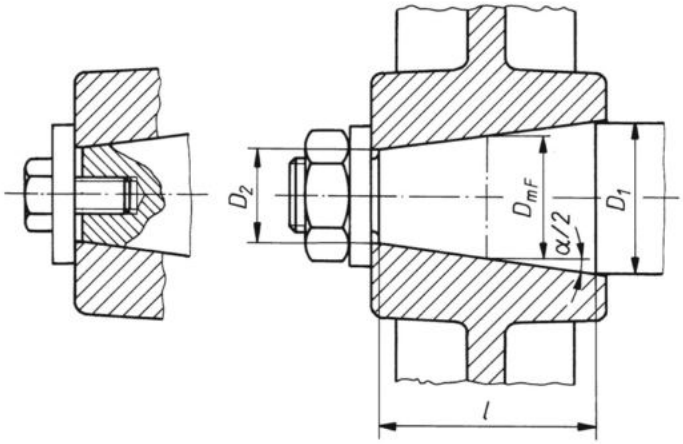
$$C = \frac{1}{x} = \frac{D_1 - D_2}{l}$$

- Kegel-Neigungswinkel $\frac{\alpha}{2}$:

$$\tan\left(\frac{\alpha}{2}\right) = \frac{D_1 - D_2}{2 \cdot l}$$

- Selbsthemmung:

$$\alpha < \tan \mu$$



Quelle: Matek

11.3 Reibschlüssige Verbindungen

11.3.4 Kegelpressverband: Berechnung $p_{F,erf}$

- Es muss gelten Reibungsmoment $M_R \geq$ Drehmoment M_t

$$M_R = F_R \cdot \frac{D_{mF}}{2} = F_N \cdot \mu \cdot \frac{D_{mF}}{2} \geq M_t$$

- Hieraus ergibt sich die erforderliche Anpresskraft F_N:

$$F_N \geq 2 \cdot \frac{M_T}{\mu \cdot D_{mF}}$$

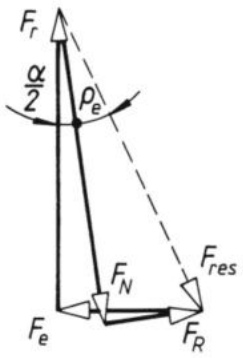
- Und daraus die erforderliche Einpresskraft F_e:

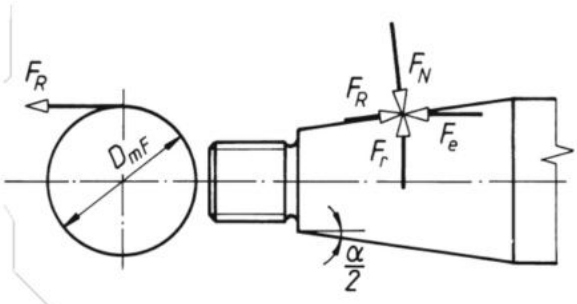
$$F_e \geq \frac{2 \cdot S_R \cdot M_T}{D_{mF} \cdot \mu} \cdot \frac{\sin\left(\rho_e + \frac{\alpha}{2}\right)}{\cos \rho_e}$$

S_R [1]: Sicherheitsbeiwert gegen Rutschen, $S_R = 1{,}2 \ldots 1{,}5$

D_{mF} [mm]: mittlerer Kegel-Fugendurchmesser aus $D_{mF} = \frac{D_1 + D_2}{2}$

ρ_e [°]: Reibungswinkel aus $\tan \rho_e = \mu_e$





Quelle: Matek

11.3 Reibschlüssige Verbindungen

11.3.4 Kegelpressverband: Berechnung $p_{F,erf}$

- Die wirksame Fugenpressung p_F ergibt sich zu:

$$p_F = \frac{F_e \cdot \cos\rho_e \cdot \cos\left(\frac{\alpha}{2}\right)}{D_{mF} \cdot \pi \cdot l \cdot \sin\left(\rho_e + \frac{\alpha}{2}\right)}$$

mit $p_F = \frac{F_N}{A_F} = \frac{F_N}{D_{mF} \cdot \pi \cdot l_F}$

$$l_F = \frac{l}{\cos\left(\frac{\alpha}{2}\right)}$$

$$F_N = \frac{F_e \cdot \cos\rho_e}{\sin\left(\rho_e + \frac{\alpha}{2}\right)}$$

- Mit F_e ergibt sich die kleinste erforderliche Fugenpressung

$$p_{F,erf} = \frac{2 \cdot S_H \cdot M_T \cdot \cos\left(\frac{\alpha}{2}\right)}{D_{mF}^2 \cdot \pi \cdot \mu \cdot l}$$

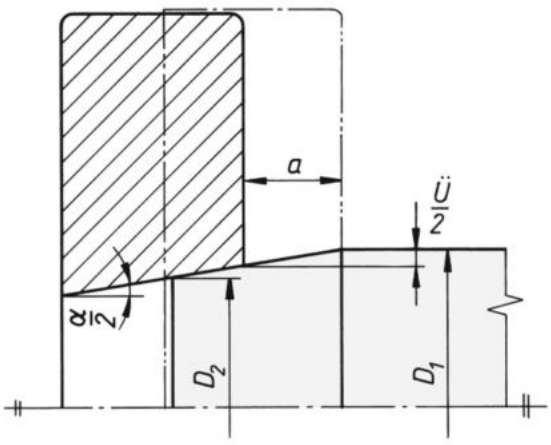
11.3 Reibschlüssige Verbindungen

11.3.4 Kegelpressverband: Berechnung Aufschubweg a

- Der minimale Aufschubweg a:

$$a_{min} = \frac{U_{erf}}{2 \cdot \tan\frac{\alpha}{2}}$$

$$a_{max} = \frac{U_{zul}}{2 \cdot \tan\frac{\alpha}{2}}$$



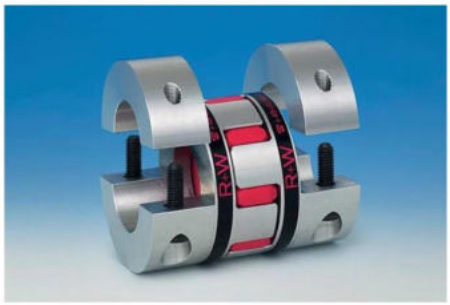
- Berechnung von $U_{erf/zul}$ mit Formeln für den zylindrischen Pressverband $D_F = D_{mF}$

Quelle: Matek

Berechnung Klemmverbindungen:

11.3 Reibschlüssige Verbindungen

11.3.5.1 Klemmverbindungen: Berechnung

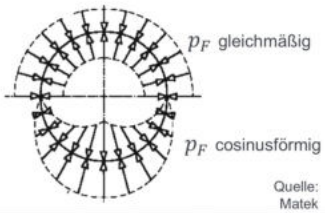


a) Geteilte Scheibennabe

Analog zu dem Pressverband gilt:

$$p_{Fk} = \frac{F_{rt}}{A_F \cdot \mu} = \frac{2 \cdot K_A \cdot M_t \cdot S_H}{\pi \cdot D_F^2 \cdot l_F \cdot \mu} \cdot K \leq p_{F,zul}$$

μ [1]:	Haftbeiwert aus Tabelle	
l_F [mm]:	Fugenlänge	
S_H [1]:	Haftsicherheit $1{,}5 \leq S_H \leq 2$	
K_A [1]:	Anwendungsfaktor zur Berücksichtigung der dynamischen Betriebsverhältnisse (aus Tabelle)	
K [1]:	Korrekturfaktor:	$K = \pi$ für gleichmäßige Flächenpressung
		$K = \frac{\pi^2}{8}$ für cosinusförmige Flächenpressung
		$K = \frac{\pi}{2}$ für linienförmige Flächenpressung



Quelle: Matek

11.3 Reibschlüssige Verbindungen

11.3.5.1 Klemmverbindungen: Berechnung

Beim Anziehen wird durch die Schraube die Pressung

$p = \frac{F_{Kl} \cdot n}{A_{proj}}$ auf die Welle erzeugt.

Daraus ergibt sich die von der Schraube aufzubringende Klemmkraft:

$$F_{Kl} \geq \frac{2 \cdot K_A \cdot M_t \cdot S_H \cdot K}{n \cdot \pi \cdot D_F \cdot \mu}$$

Da bei der Montage der Verbindung in der Schraube die Vorspannkraft $F_{VM} > F_{Kl}$ wirkt, ergibt sich für den Montagezustand die tatsächliche Flächenpressung zu:

$$p_F = \frac{n \cdot F_{VM}}{D_F \cdot l_F} \leq p_{F,zul}$$

Quelle: Matek

oldschool

11.3 Reibschlüssige Verbindungen

11.3.5.1 Klemmverbindungen: Berechnung

b) Geschlitzte Hebelnabe

Kann als Schelle mit Gelenk D angesehen werden.
Für den ungünstigen Fall der linienförmigen Pressung

ergibt sich aus $M_R = F_{Rt} \cdot \frac{D_F}{2} = F_N \cdot \mu \cdot D_F \geq K_A \cdot M_t$

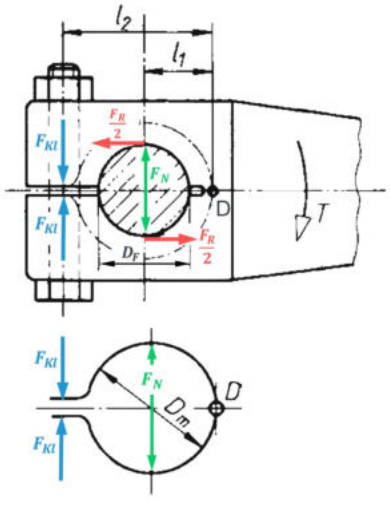
die erforderliche Anpresskraft je Nabenhälfte $F_N = \frac{K_A \cdot M_t}{D_F \cdot \mu}$

und mit $F_N = F_{Kl} \cdot \frac{l_2}{l_1}$ ergibt sich die Klemmkraft

$$F_{Kl} = \frac{K_A \cdot M_t \cdot S_H \cdot l_1}{n \cdot D_F \cdot \mu \cdot l_2}.$$

Und damit

$$p_F \geq \frac{n \cdot F_{VM}}{D_F \cdot l_F} \cdot \frac{l_2}{l_1} \leq p_{F,zul}$$



mit $D_m \approx D_F$

Quelle: Matek

11.4. Stoffschlüssige Verbindung

Übertragung durch Stoffschluss z.B. kleben
→ nur bei großen Stückzahlen



11.5. Vergleich der Verbindungen

geeignet, wenn ... gefordert	Welle-Nabe-Verbindungen																					
	a	b	c	d	e	f	g	h	i	j	k	l	m	n	o	p	q	r	s	t	u	v
Übertragung großer einseitiger Drehmomente	4	4	4	3	4	4	2	3	0	0	2	2	4	2	4	4	4	2	1	3	4	4
– wechselnder und stoßhafter Drehmomente	4	4	4	3	4	4	2	3	0	0	2	2	3	2	3	3	4	0	0	1	4	4
Aufnahme hoher Axialkräfte	4	4	4	2	3	3	2	3	1	1	2	2	4	0	0	0	0	0	1	3	4	4
Nabe axial zu verschieben[1]	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	2	4	4	2	2	0	0	0	0	0
Nabe axial unter Last zu verschieben[1]	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	2	4	2	2	0	0	0	0	0
Nabe in Drehrichtung versetzbar	3	3	4	4	4	4	4	4	4	4	4	0	0	0	2	2	2	0	0	0	0	0
Verbindung nachstellbar	0	0	4	4	4	4	4	0	4	4	4	1	3	0	0	0	0	0	0	0	0	0
geringer Fertigungsaufwand	4	4	2	2	2	3	4	4	4	2	2	1	3	1	1	1	2	2	3	3	2	
geringer Montageaufwand	2	2	4	4	4	4	4	4	4	4	3	3	4	3	3	3	3	3	4	2	2	2
gute Wiederverwendbarkeit	1	1	4	4	4	4	4	4	4	4	4	2	3	4	4	4	4	2	2	2	2	0
Selbstzentrierung der Verbindung	4	4	4	0	4	4	0	4	0	0	2	0	3	3	4	4	4	4	4	2	2	2
geringe Unwucht	4	4	4	2	3	3	1	3	0	0	0	0	3	2	3	3	4	1	1	3	3	3
geringe Kerbwirkung auf Welle[2]	1	1	2	2	3	3	2	2	3	4	1	0	1	1	1	1	1	1	0	4	4	1

(4) sehr gut geeignet ... (0) nicht geeignet bzw. entfällt

Reibschlüssige Verbindungen
- a Querpressverband
- b Längspressverband
- c Kegelpressverband
- d Kegelspannring
- e Kegelspannsatz
- f Schrumpfscheibe
- g Sternscheibe
- h Druckhülse
- i hydraulische Spannbuchse
- j Toleranzring
- k Klemmverbindung
- l Keilverbindung
- m Kreiskeilverbindung

Formschlüssige Verbindungen
- n Pass- und Gleitfeder
- o Keilwelle
- p Zahnwelle
- q Polygonprofil
- r Längsstift
- s Querstift

Stoffschlüssige Verbindungen
- t Klebverbindung
- u Lötverbindung
- v Schweißverbindung

[1] bei Spielpassung
[2] die Kerbwirkung kann durch günstigere Gestaltung z.T. reduziert werden

11.6. Elemente zur axialen Fixierung

→ formschl. Verb. müssen meist axial fixiert werden
→ Sicherungselemente auch als Führungselement oder zum Ausgleich von Spiel

- Sicherungsring
- Pass- bzw. Stützscheibe
- Sprengring
- Sicherungsscheibe
- Greifring

11.7 Gestaltung von Naben

- Formschrägen (für Gießen/Schmieden; für gebrochene/gerundete Kanten)
- Verstärkung (im Bereich der Drehmoment zu- oder -ableitung)
- Kegelform (zur Minderung der Kerbwirkung am Nabenende)

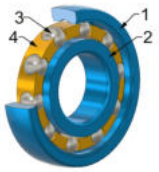
12. Lager

12.1 Funktion und Einteilung

- Führung drehender Maschinenelemente
- Kraftübertragung zw. drehenden und ruhenden Teilen



12.2 Wälzlager



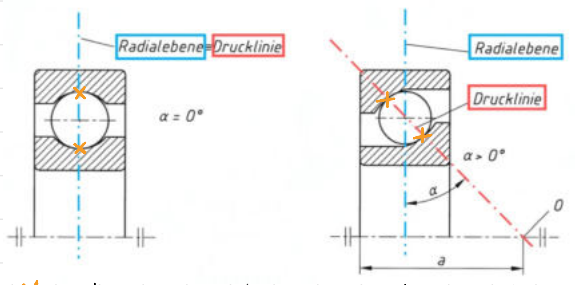
1) Außenring
2) Innenring
3) Wälzkörper
4) Käfig

Käfig Aufgabe: gleichmäßige Verteilung über den Umfang, ~~Führung~~ der Wälzkörper, verhindert Berührung

Werkstoffe: Metall (⊕ Lebensdauer, Temp.festigk.)
Kunststoff (⊕ Kosten, Dehnbarkeit)

Wichtig: Bis auf Wälzkörper können alle anderen Bestandteile entfallen

Druckwinkel α:

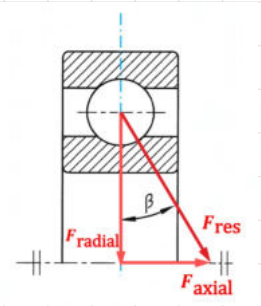


Drucklinie zwischen X
Druckwinkel α = ∢ zw. Radialebene und Drucklinie

Radiallager	$0° \leq \alpha \leq 45°$
Axiallager	$45° \leq \alpha \leq 90°$

X Berührpkt. des Wälzkörpers mit Innen- und Außenring

Lastwinkel β:



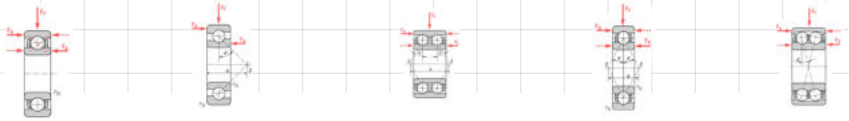
= Winkel zw. Radialebene und Wirkungslinie der Resultierenden der einwirkenden Kräfte

⇒ Maximale Lebensdauer: $\alpha \approx \beta$

Radiallager können meist zusätzlich geringe Axialkräfte aufnehmen
Axiallager können meist keine Radialkräfte aufnehmen

Unterscheidung in Kugel- und Rollenlager

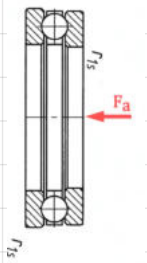
1) Radialkugellager:



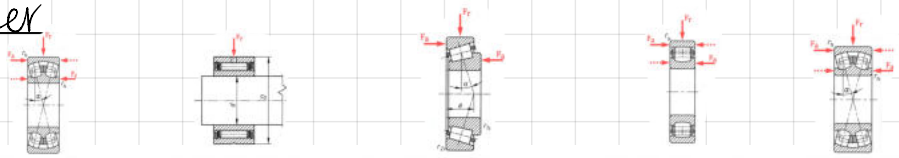
	Rillenkugellager	Schrägkugellager einreihig	Schrägkugellager zweireihig	Vierpunktlager	Pendelkugellager
radiale Belastung	gut	gut	gut	gering	sehr gering belastbar
axiale Belastung	gut	sehr gut	sehr gut	sehr gut	sehr gering belastbar
Drehzahl	hoch	hoch	hoch	mittel	hoch
Winkeleinstellbarkeit	gering	sehr gering	sehr gering	sehr gering	sehr gut
Zerlegbarkeit	X	X	falls Innenring geteilt	✓	X
Sonstiges	Kosten günstig	Paarweiser Einbau		geteilter Innenring ⇒ Viele Kugeln	unempf. gegen Fluchtfehler

2) Axialkugellager:

	Axial-Rillenkugellager
radiale Belastung	X
axiale Belastung	gut
Drehzahl	mittel
Winkeleinstellbarkeit	X
Zerlegbarkeit	✓
Sonstiges	



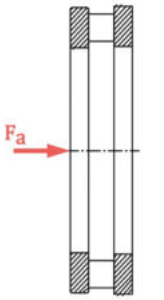
3) Radialrollenlager



	Zylinderrollenlager	Nadelrollenlager	Kegelrollenlager	Tonnenrollenlager	Pendelrollenlager
radiale Belastung	sehr gut	gut	sehr gut	√	sehr gut
axiale Belastung	nicht – sehr gering	nicht belastbar	sehr gut	gering	gut
Drehzahl	mittel	mittel	mittel	mittel	mittel
Winkeleinstellbarkeit	×	×	sehr gering	sehr gut	sehr gut
Zerlegbarkeit	√	√	√	×	×
Sonstiges	für hoch beanspruchte Lagerstellen und niedrige Drehzahlen	gut für stoßartige Belastungen		Ausgleich von Flucht-fehlern	

4) Axialrollenlager

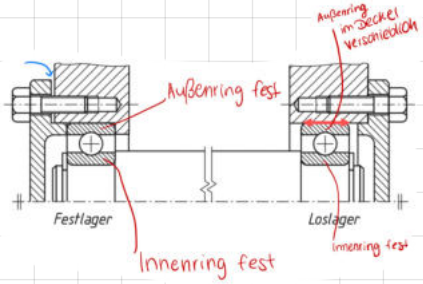
	Axial-Zylinderrollenlager
radiale Belastung	×
axiale Belastung	sehr gut
Drehzahl	mittel
Winkeleinstellbarkeit	×
Zerlegbarkeit	√
Sonstiges	starr, tragfähig, stoßunempfindlich



12.2.5 Gestaltung von Wälzlagern

Lagerung besteht aus 2 Lagerstellen (manchmal auch mehr)

1) Fest-Los-Lagerung:



Festlagerung sorgt für axiale Führung + radiale Abstützung

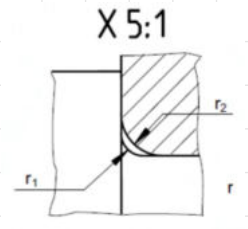
Loslagerung nimmt axiale Verschiebungen auf (z.B. bei Wärmeausdehnung)

2) Stützlagerung – schwimmende Lagerung

3) Stützlagerung – angestellte Lagerung

Freistich:

- wenn aufgesteckter Teil kleineren Radius hat
- wenn aufgesteckter Teil scharfkantig ist



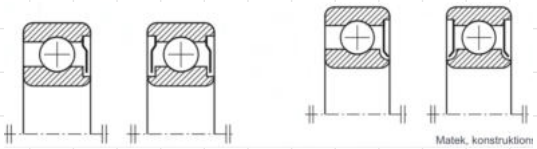
→ r_1 möglichst groß (Kerbwirkung

Schmierung: Verhindert metallische Berührung zwischen Wälzkörpern, Lagerringen, Käfig

→ Schutz vor Verschleiß / Korrosion

Abdichtung: Schutz vor Eindringen von Schmutz, Feuchtigkeit
Schutz vor Verlust des Schmiermittel

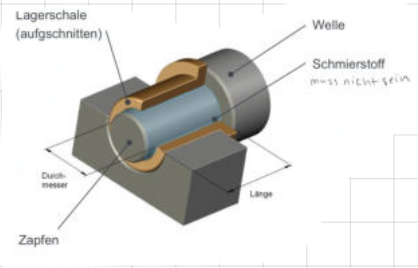
→ Dichten nicht gegen Druck ab!

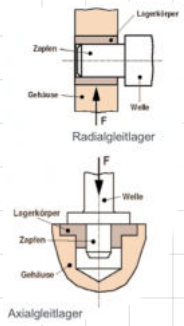


Anforderungen an Wälzlager:

- Tragfähigkeit (statisch / dynamisch)
- Lebensdauer
- Betriebssicherheit

12.3 Gleitlager





Reibungszustände $\mu = \frac{F_R}{F}$ mit F_R: Reibungskraft und F: Lagerkraft

1) Festkörperreibung: $\mu > 0{,}3$
2) Flüssigkeitsreibung: μ = typ. 0,005 ... 0,01

1) Festkörperlager

bei niedrigen Lasten und Geschwindigkeit

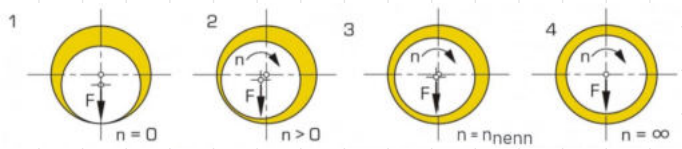


Vorteile:	Nachteile:
• Geringe Kosten • Wartungsfreiheit	• Nur bei niedrigen Lasten und Geschwindigkeiten einsetzbar

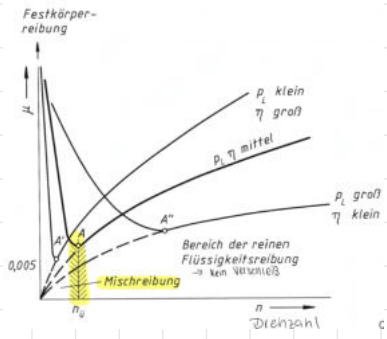
2) Hydrodynamisches Gleitlager

= Gleitlager, indem sich der Schmiermitteldruck bei Betrieb des Lagers an derjenigen Stelle, wo die Kraftübertragung zwischen den beiden Lagerteilen erfolgt, selbstständig bildet.

→ Schmierkeil



Stribeck-Diagramm: beschreibt den Verlauf der Reibkraft in Abhängigkeit von der Reibgeschwindigkeit im Falle hydrodyn. Reibung



- Als sicherer Betriebszustand gilt $n > n_ü$

$A, A', ..$: Ausklinkpunkte
η [$\frac{Ns}{m^2}$]: Viskosität des Schmiermittels
P_L [$\frac{N}{m^2}$]: Lagerdruck

Anwendung: große Getriebe, schnell drehende Teile
→ z.B. Kurbelwellengleitlager im Auto

Vorteile:	Nachteile:
• Ideale Schmierbedingungen bei jeder Drehzahl • Hält hohen Belastungen stand • Lange Lebensdauer • Leise	• Aufwendige und teure Konstruktion • Ölförderung nötig

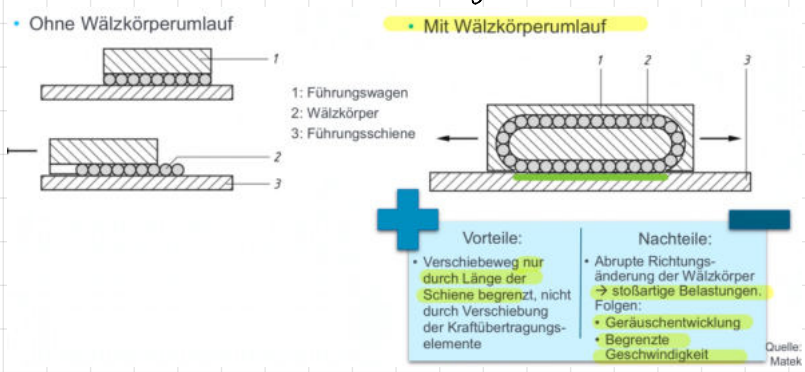
3) Hydrostatisches Gleitlager

externe Pumpe drückt Schmierstoff unter Druck in Lagerraum

Vorteile:	Nachteile:
• Sehr verschleißarm, da stets im Bereich der Flüssigkeitsreibung	• Mehraufwand durch Pumpeninstallation

12.4. Lineare Lagerung

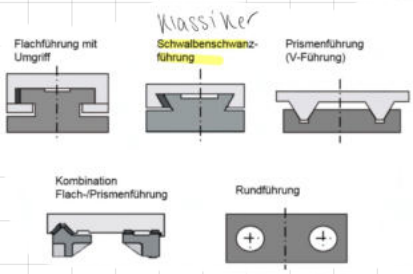
1) Wälzkörperführung



Wichtigste Ausführung mit Umlauf:
Profilschienenführung
↳ zweireihig
↳ vierreihig O-Anordnung
↳ vierreihig X-Anordnung
↳ sechsreihig

2) Gleitführung

Grundformen: Rechteck, Dreieck, Kreis



Vorteile:	Nachteile:
• Große Kontaktoberfläche: geringere Flächen-pressung als bei Wälzkörperführung • Wartungsfrei • Trockenlauf (keine Verschmutzung durch Schmierstoffe) • Unempfindlich gegenüber Wasser, Schmutz, Sand, Chemikalien	• Hohe Reibungsverluste • Hoher Anlaufwiderstand • Schlechterer Wirkungsgrad als Wälzkörperführungen • Fertigung mit geringem Übermaß → Verlust an Steifigkeit

12.5. Zusammenfassung – Gegenüberstellung

Wälzlager	Gleitlager
• Präziser Rundlauf	• Nicht wirklich exakt
• Beschränkte Drehzahl	• Drehzahlfest
• Beschränkte Lebensdauer	• Halten fast ewig
• Laut	• Leise
• Stoßempfindlich	• Robust
• Lager teuer, Konstruktion günstig	• Lager günstig, Konstruktion manchmal aufwändig

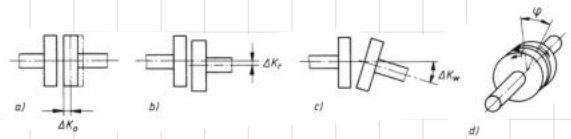
13. Kupplungen

Funktion:

- Übertragung von Rotationsenergie zwischen
  - ↳ zw. 2 Wellen
  - ↳ zw. einer Welle und einem auf ihr drehbeweglich sitzenden Bauteil
- Ausgleich von Wellenverlagerung, Dämpfung, Schaltung

Nachgiebigkeit:

a) axiale Nachgiebigkeit
b) radiale "
c) winkelige "
d) Drehnachgiebigkeit (Verdrehwinkel $\varphi = \frac{\text{Drehmoment } M_t}{\text{Drehfedersteife } C_T}$

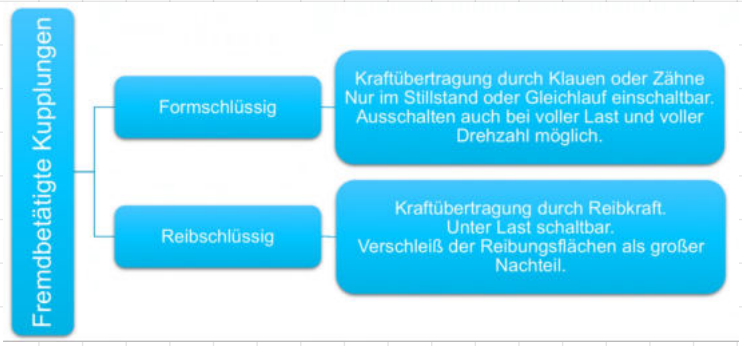


Schaltfunktion:

- fremdbetätigte Kuppl. (Signal von außen)
- selbstschaltende Kuppl. (Drehmoment-, Drehzahl-, Drehrichtungs-abhängig)

13.2 Schaltbare Kupplungen

13.2.1. Fremdbetätigte Kupplungen



1) Formschlüssig:

Klauenkupplung
Ein- und Auskuppeln erfolgt durch axiales Verschieben einer Kupplungshälfte



Zahnkupplung
→ Im KFZ

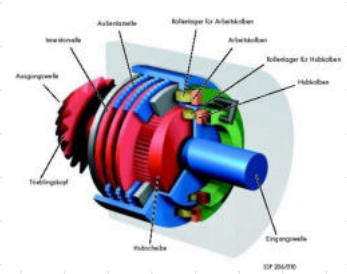


2) Reibschlüssig:

Einteilung nach Form der Reibflächen in

a) Scheibenkuppl.
b) Kegelkuppl.
c) Zylinder- (Backen-) kuppl.

Lamellenkupplung
mehrere hintereinander geschaltete Reibscheiben, die abwechselnd mit den beiden Kupplungshälften verbunden sind.
→ Lamellen werden durch axiale Federkraft zusammengepresst



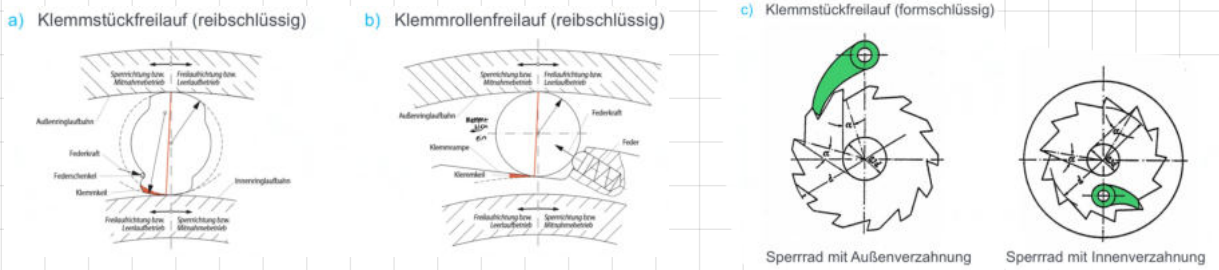
13.2.2 Selbstschaltende Kupplungen

1) Drehmomentabhängig

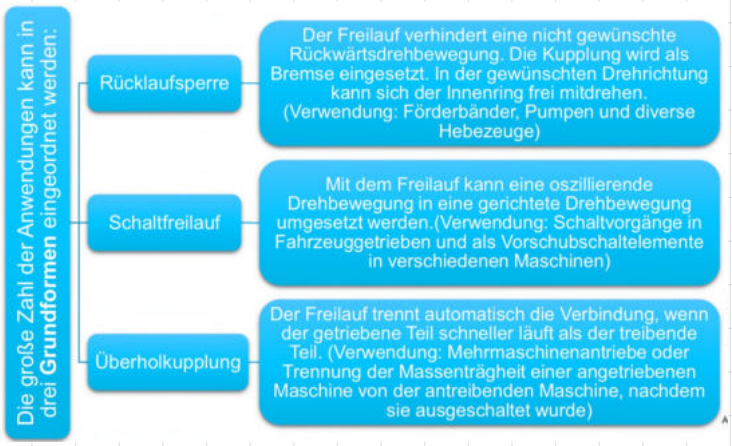
- Magnetkuppl.
- Sperrkörper - Sicherheitskuppl.
  ↳ ab einstellbarem Drehmoment rutschen Sperrkörper als Ansenkungen

2) Drehrichtungsabhängig (Freilauf)

An- und Abtriebsteil sind in einer Drehrichtung gegeneinander frei beweglich (Leerlaufrichtung) und in der anderen gekoppelt (Sperrrichtung)



Anwendung:



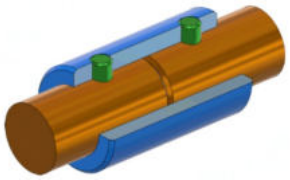
13.3 Nicht Schaltbare Kupplungen

13.3.1 Starre Kupplungen

Wellen / Achsen werden drehstarr und biegesteif miteinander verbunden

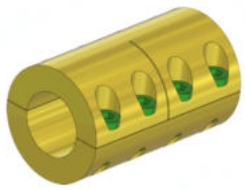
Vorteile:	Nachteile:
• Verschleißfrei • Wartungsfrei • Für beide Drehrichtungen geeignet	• Drehmomentstöße und Schwingungen werden ungedämpft übertragen • Nur für fluchtende Wellen geeignet

1) Hülsenkupplung



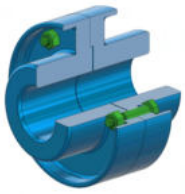
Fixierung mit Stiften oder Passfedern

2) Schalenkupplung



→ radiale Montage möglich

3) Scheibenkupplung



- am häufigsten eingesetzt
- Zentrierung
- Passschrauben, Zentrierstifte

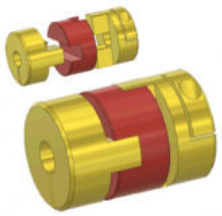
	Starr (ohne Ausgleich)		
	Hülsen-kupplung	Schalen-kupplung	Scheiben-kupplung
Montage	Einfach	Einfach	Einfach
Stoßartige/ wechselnde Belastung	Nein	Ja	Ja
Für Biegemoment geeignet	Nein	Nein	Ja
Übertragung axiale Kräfte	Ja	Ja	Ja
Max. Drehmoment $[Nm]$	Klein	80.000	1.450.000
Max. Drehzahl $[\frac{1}{min}]$	Gering	4000 1700 (d=25) 580 (d=220)	
Max. Durchmesser $[mm]$		220	500

13.3.2 Ausgleichskupplungen

1) drehsteif

Ausgleich von Fluchtungs- und Lagefehlern (z.B. durch Temp.ausdehnung, Lagerverschleiß, radiale Verlagerung, Winkelverlagerung)

- Oldham-Kupplung (Kreuzscheibenkupplung)

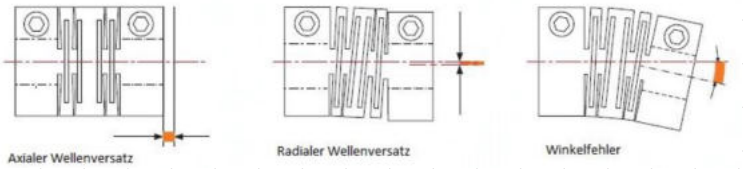


eine um 90° versetzte Nut

→ bei Radialversatz
- kann axiale Kräfte aufnehmen

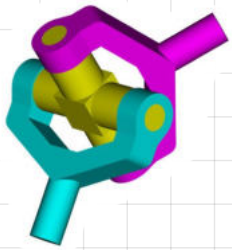
- Federsteg kupplung

→ bei Axial- und Radialversatz + Winkelfehler



- Kardangelenk (Kreuzgelenk)

2 u-förmige Hälften die durch Kreuzgelenk verbunden sind



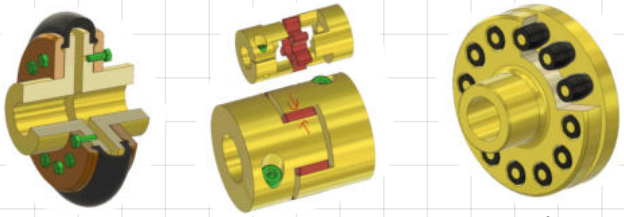
→ bei Winkelversatz

2) elastisch

→ elast. Elemente zw. den Kupplungsnaben
→ Jede Ausgleichsbew. hat Rückstellkräfte zur Folge

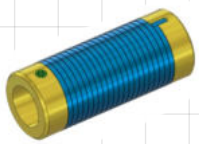
Gummielastisch:

1) Wulstkupplung
2) elast. Klauenkupplung
3) Bolzenkupplung



Federelastisch:

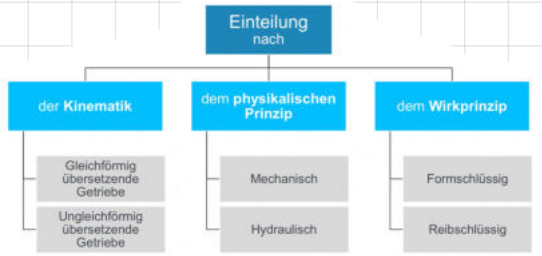
↳ Federkupplung



14. Getriebe

Hauptfkt.: Drehmoment / -bewegung ändern
Nebenfkt.: " weiterleiten

Einteilung:



14.2 Zahnradgetriebe

gleichförmig übersetzend, mechanisch, formschlüssig

Übersetzungsverhältnis:

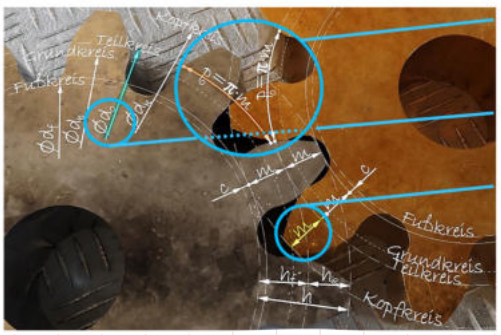
$$i = \frac{\omega_{an}}{\omega_{ab}} = \frac{n_{an}}{n_{ab}} = \frac{d_{ab}}{d_{an}} = \frac{z_{ab}}{z_{an}} = \frac{M_{ab}}{M_{an}}$$

Anzahl der Zähnezahl: $z > 0$ Außenverzahnung
$z < 0$ Innenverzahnung

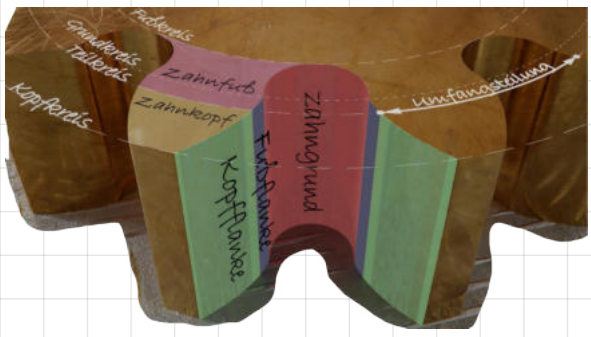
Leistung ohne Verluste: $P = M_{an} \cdot \omega_{an} = M_{ab} \cdot \omega_{ab}$
Leistung mit Verluste: $P_{an} = M_{an} \cdot \omega_{an} \neq P_{ab} = M_{ab} \cdot \omega_{ab}$

Wirkungsgrad: $\eta = \frac{P_{ab}}{P_{an}}$

Evolventenverzahnung:

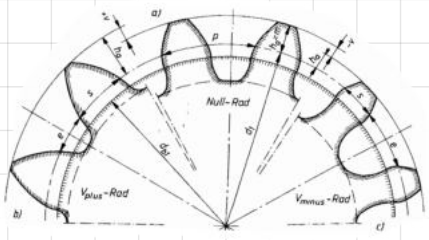


- Teilung p: Kreisbogenlänge zwischen zwei aufeinanderfolgenden Rechts- oder Linksflanken.
- Teilkreis d_0: der Zahn wird vom Teilkreisdurchmesser sozusagen auf halber Höhe „geteilt".
- Modul m: Ein Maß für die Zahngröße eins Zahnrades.

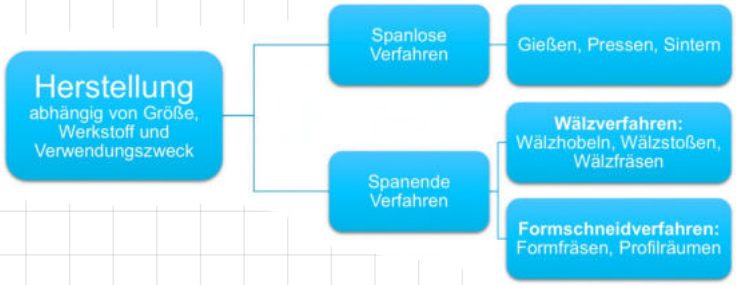


Profilverschiebungen:

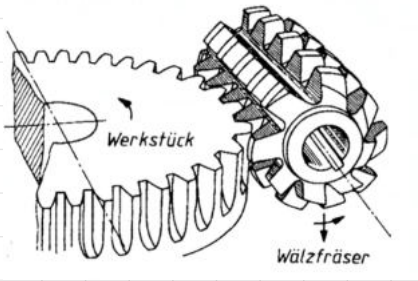
ohne Profilverschiebung: Nullräder
mit " : V-Räder
positive " : V plus Rad
negative " : V minus Rad



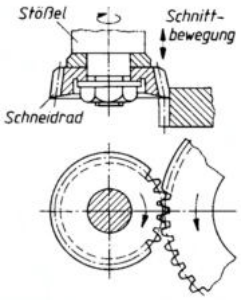
Herstellung Evolventenverzahnung:



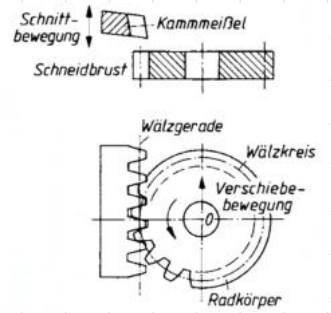
1) Wälzfräsen



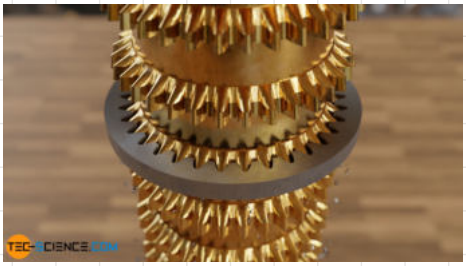
2) Wälzstoßen



3) Wälzhobeln



4) Profilräumen



Verzahnungsqualität

Toleranzen:

- Flankenspiel
- Achsenabstandstoleranz
- Zahndickentoleranz

14.2 Zahnradgetriebe

14.2.5.1 Kräfte am Gerad-Stirnradpaar

Zahnkraft F_{bn1} ←→ Gegenkraft F_{bn2}

Aufteilung in Tangential- und Radialkomponenten. Tangentialkomponenten wirken als Umfangkraft: $M_{t1,2} = \frac{F_{tn1,2} \cdot d_{1,2}}{2}$

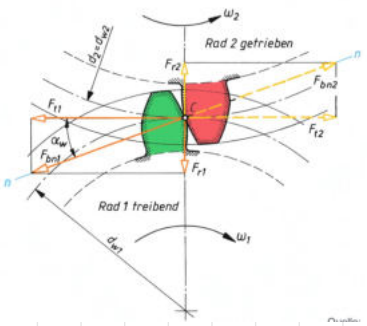
$$F_{t1,2} = F_{b1,2} \cdot \cos(\alpha) = \frac{2 \cdot M_{t1,2}}{d_{1,2}}$$

$$F_{r1,2} = F_{t1,2} \cdot \tan\alpha$$

mit $M_t = 9550 \cdot \frac{P}{n_{60}}$

P [kw]: Leistung

n_{60} $\left[\frac{1}{\min}\right]$: Drehzahl



14.2 Zahnradgetriebe

14.2.5.2 Kräfte am Schräg-Stirnradpaar

F_{bn} schneidet die Radachse unter dem Winkel $90° - \beta$.

→ Aufteilung in drei senkrecht zueinander stehende Komponenten: F_t, F_r, F_a

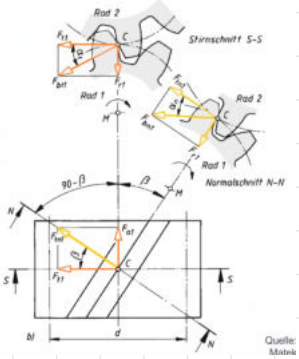
$$F_{t1,2} = \frac{2 \cdot M_{t1,2}}{d_{1,2}}$$

$$F_{r1,2} = F_{tn1,2} \cdot \tan\alpha_n = \frac{F_{t1,2} \cdot \tan\alpha_n}{\cos\beta}$$

$$F_{a1,2} = F_{t1,2} \cdot \tan\beta$$

→ Bei Schrägverzahnten Zahnrädern entsteht eine Kraft in Achsrichtung mit dem Abstand $r_{Wälzkreis}$

→ zusätzliches Biegemoment auf der Welle.



Schadensarten:



1) Zahnbruch:

- Grund: Biegespannungen am Zahnfuß
- Unterscheidung: Gewaltbruch, Dauerbruch
- Gegenmaßnahmen:
  - Vergrößerung des Bruchquerschnitts
  - Verringerung der Kerbwirkung

2) Grübchenbildung:

- Grund: Hertsche Pressung
- Gegenmaßnahmen:
  - Höhe Flankenhärte
  - kleine Moduln
  - Positive Profilversch. bei kleinen Zähnezahlen

3) Fressen:

- Grund: Schmierfehler → Metall auf Metall
- Unterscheidung: Warm- und Kaltfressen
- Gegenmaßnahmen:
  - Schmierung
  - geeignete Werkstoffwahl
  - Wartung

Wirkungsgrad

$$\eta = \frac{P_{ab}}{P_{an}} = \frac{P_2}{P_1} = \frac{P_2}{P_2 + P_V} \rightarrow \frac{M_{t2} \cdot \omega_2}{M_{t1} \cdot \omega_1} = \frac{M_{t2}}{M_{t1} \cdot i_{ges}} < 1$$

$$\eta_{Ges} = \eta_{t,iges} \cdot \eta_{z,iges} \cdot \eta_{D,Ges}$$

- Verluste entstehen durch
  - Gleiten der Zahnflanken η_z

Verzahnungsart	η_z bis
Gerad-Stirnradgetriebe	0,99
Kegelradgetriebe	0,98
Stirnradschraubgetriebe	0,5...0,95
Schneckengetriebe	0,2...0,97

  - Lagerreibung η_L (mit zwei Wälzlagern/Gleitlager: ≈ 0,99/0,97)
  - Wellendichtungen η_D (≈ 0,98)
  - Schmierung

14.2.8.1 Gestaltung - Laufgeräusche

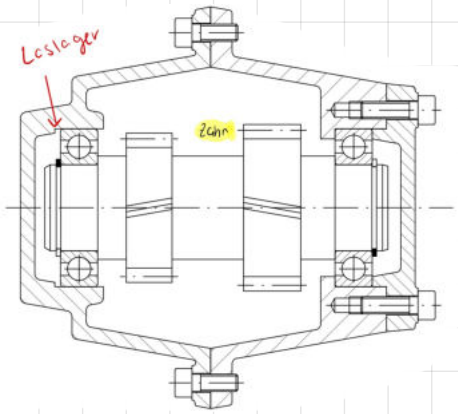
Gegenmaßnahmen

Ballige Zähne	→	Sanfter Eingriff
Wahl der Zähnezahlen als Primzahlen	→	Vermeidung periodisches Zusammentreffen bestimmter Verzahnungsfehler
Bei kleinen Moduln, große Zähnezahl	→	Vergrößerung Profilabdeckung
Verwendung Schräg- / Bogenverzahnung	→	Keine Plötzliche Be- und Entlastung der Zähne
Einsatz dämpfender Radwerkstoffe (duro- /thermoplastische Kunststoffe)	→	Schalldämpfung
Füllen der Radfelgen mit schalldämpfendem Material		
Versteifen der Getriebegehäuse durch Rippen, Stege und dergleichen	→	Verminderung der Schwingungsfähigkeit

14.2.8.2 Gestaltung - Gehäuse

Funktionen

- Lagerkräfte aufnehmen
- Wärme abführen
- Ölvorrat speichern (bei Tauchschmierung)
- Öl leiten (Ölfangtaschen, Bohrungen zur Beölung der Lager)
- Geräusche dämpfen
- Anbauaggregate aufnehmen



Troggehäuse:

Vorteile:
- einfache Fertigung der Lagerbohrungen
- genaue Fertigung in einer Aufspannung

Nachteile:
- ungünstige Montage-bedingungen
- keine automatisierte Montage möglich

Geteiltes Gehäuse:

- Topfgehäuse quergeteilt
- Kastengehäuse längsgeteilt

Vorteile:
- gut montierbar
- Montage automatisierbar
- Topfgehäuse:
- Steifes Gehäuse
- Kastengehäuse:
- genaue Fertigung in einer Aufspannung

Nachteile:

Topfgehäuse
- Teure Fertigungseinrichtung
- Kritische Bohrungen in zwei Aufspannungen
- Kastengehäuse
- Teilflächenbearbeitung teuer
- Keine hohe Steifigkeit

14.3. Kegelrad- und Hypoidradgetriebe

- wird in der Medizintechnik nicht verwendet

⊖ - teuer
- sehr aufwändig zu konstruieren
- aufwändiger Aufbau
- schlechter Wirkungsgrad
- schwerer Einbau

→ wird vermieden

14.5 Umlaufgetriebe:

Getriebe, die gegenüber Standgetrieben Räder mit beweglichen geometrischen Achsen haben

Planetengetriebe

ein Freiheitsgrad
→ eine An-und Abtriebswelle

Differentialgetriebe

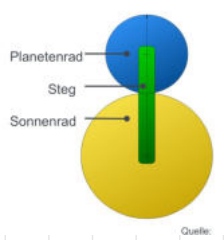
zwei Freiheitsgrade
→ entweder 2 An- oder 2 Abtriebswellen

1) Planetengetriebe

Willis-Gleichung

Bewegung eines Planetenrades: Überlagerung dreier getrennt zu betrachtender Bewegungen

↳ Rotation des Steges um Sonnenrad
↳ Rotation des Planetenrades um eigenen Schwerpkt.
↳ Rotation des Sonnenrades



Quelle:

$$n_P \cdot z_P = n_T \cdot (z_P + z_S) - n_S \cdot z_S$$

mit n: Drehzahl p: Planetenrad T: Träger / Steg
z: Zähnezahl S: Sonnenrad

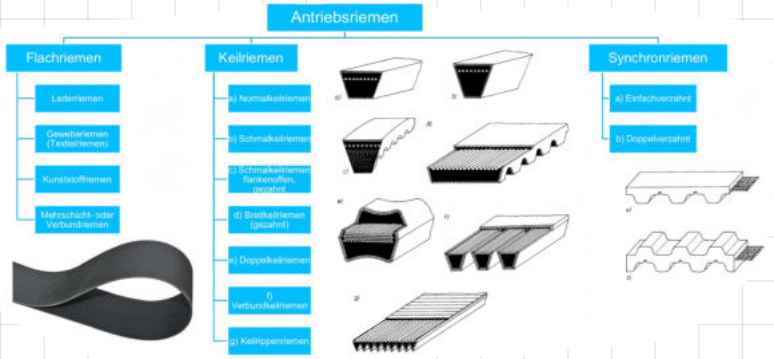
2) Differentialgetriebe

Einsatz: Radantrieb im Auto: In Kurven muss äußeres Rad schneller drehen

→ Drehzahl untersch.
→ Drehmoment gleich (gleiche Zähnezahl → gleiches Drehmoment)
→ Leistung untersch. (abh. von Drehzahl)

14.7 Riemengetriebe

Geforderte Kriterien: hohe Zerreißfestigkeit
gutes Reibverhalten
unempfindlich gegenüber Umwelteinflüsse

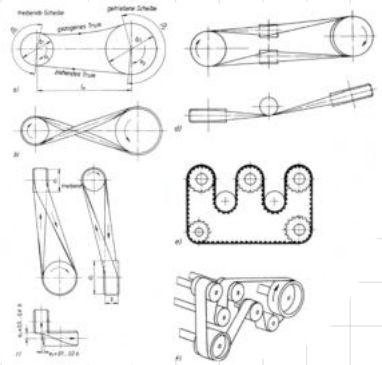


Gestaltung:

- Wahl der Riemenart in Abhängigkeit der Umfangsgeschw.

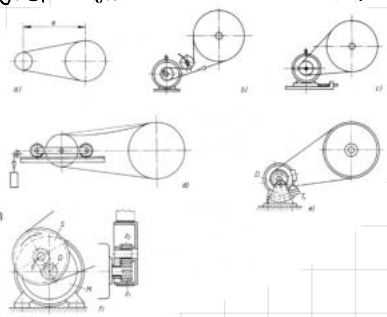
Riemenführung:

a) offenes Riemengetriebe
b) gekreuztes Riemengetriebe
c) halbgekreuztes (geschränktes) Riemengetriebe
d) Winkelgetreibe
e) Mehrfachantriebe
f) Mehrfachantriebe



Vorspannmöglichkeiten bei Riemengetriebe:

a) Dehnungsspannung
b) Spannrollen
c) Motor mit Spannschiene
d) Spannschlitten
e) Riemenspannung durch Wippen
f) Riemenspannung durch Schwenkscheibe



Auslegung

Allgemein:

- Geschwindigkeit: $v = const.$
- Antriebsformel: $n_1 \cdot d_1 = n_2 \cdot d_2$
- Übersetzungsverhältnis:

$$i = \frac{d_2}{d_1} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{n_a}{n_e}$$

- Gesamtübersetzungsverhältnis:

$$i = \frac{d_2 \cdot d_4 \cdot d_6 \ \ldots}{d_1 \cdot d_3 \cdot d_5 \ \ldots} = i_1 \cdot i_2 \cdot i_3 \ \ldots$$

→ Leistung kann nur übertragen werden, wenn Reibkraft F_R zw. Riemen und Scheibe mind so groß wie die zu übertragende Umfangskraft F_T ist

$F_R = \mu \cdot F_N \geq F_t$

F_N: Anpresskraft

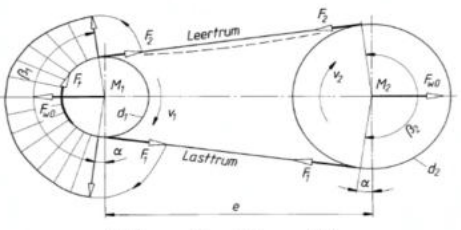
Kräfte am Riemengetriebe:

Theoretische Wellenbelastung:

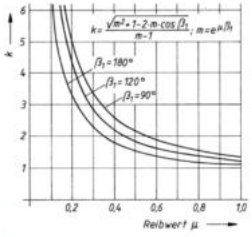
$$F_{w0} = F_w + F_Z = k \cdot F_t + F_z$$

Fliehkraft F_Z: $F_Z = A_S \cdot \rho \cdot v^2$

A_S Riemenquerschnitt
ρ Dichte des Riemenwerkstoffs
v Riemengeschwindigkeit



Kräfte am offenen Riemengetriebe



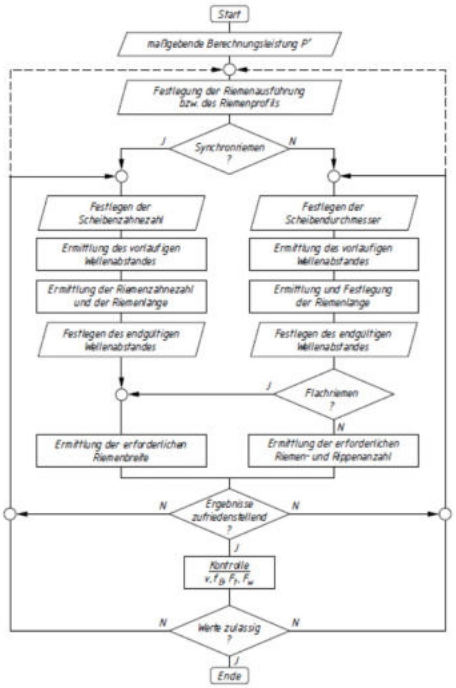
→ kleinere Scheibe betrachten!

14.7 Riemengetriebe

14.7.3 Praktische Berechnung der Riemengetriebe

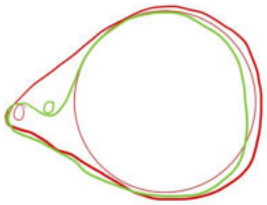
Ablaufplan zum Berechnen von Riemengetrieben

1. Riemenwahl
2. Geometrische und kinematische Beziehung
3. Leistungsberechnung
4. Vorspannung; Wellenbelastung
5. Kontrollabfrage



14.7 Riemengetriebe

14.7.3 Praktische Berechnung der Riemengetriebe



Wellenabstand

Grenzwerte:

- bei Flachriemen $0{,}7 \cdot (d_g + d_k) \leq e' \leq 2 \cdot (d_g + d_k)$
- bei Keil und Keilrippenriemen $0{,}7 \cdot (d_g + d_k) \leq e' \leq 2 \cdot (d_g + d_k)$
- bei Zahnriemen $0{,}5 \cdot (d_g + d_k) + 15\ mm \leq e' \leq 2 \cdot (d_g + d_k)$

Nach festgelegten Riemenlänge ergibt sich die endgültige Riemenlänge:

$$e \approx \frac{L_d}{4} - \frac{\pi}{8} \cdot (d_{dg} + d_{dk}) + \sqrt{\left[\frac{L_d}{4} - \frac{\pi}{8} \cdot (d_{dg} + d_{dk})\right]^2 - \frac{(d_{dg} - d_{dk})^2}{8}}$$

14.7 Riemengetriebe

14.7.3 Praktische Berechnung der Riemengetriebe

Riemenlänge

- Flachriemen $L' = 2 \cdot e' + \frac{\pi}{2} \cdot (d_g + d_k) + \frac{(d_g + d_k)^2}{4 \cdot e'}$
- Übrige Riemen $L' = 2 \cdot e' + \frac{\pi}{2} \cdot (d_{dg} + d_{dk}) + \frac{(d_g + d_k)^2}{4 \cdot e'}$

Umschlingungswinkel

Bei vorgegebenen Scheibendurchmesser und Wellenabständen ergibt sich der Umschlingungswinkel aus:

$$\beta_k = 2 \cdot arc\ cos\left(\frac{d_g - d_k}{2 \cdot e}\right) = 2 \cdot arc\ cos\left(\frac{d_{dg} - d_{dk}}{2 \cdot e}\right) = 2 \cdot arc\ cos\left(\frac{p/\pi \cdot (z_g - z_k)}{2 \cdot e}\right)$$

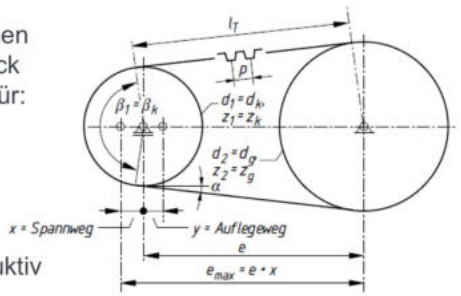
14.7 Riemengetriebe

14.7.3 Praktische Berechnung der Riemengetriebe

Spann- und Verstellwege x, y

Zur Übertragung des Drehmoments muss durch Dehnen (Spannen) des Riemens der erforderliche Anpressdruck aufgebracht werden. Der Verstellweg x wird ermittelt für:

- Flachriemen $x \geq 0{,}03 \cdot L$
- Keil-, Keilrippenriemen $x \geq 0{,}03 \cdot L_d$
- Synchronriemen $x \geq 0{,}005 \cdot L_d$



Zum zwanglosen Auflegen des Riemens muss konstruktiv eine Verringerung des Wellenabstandes um den Auflegeweg y vorgesehen werden:

- Flachriemen $y \geq 0{,}0015 \cdot L$
- Keil-, Keilrippenriemen $y \geq 0{,}0015 \cdot L_d$
- Synchronriemen $y \geq (1 \ldots 2{,}5) \cdot p$

14.7 Riemengetriebe

14.7.3 Praktische Berechnung der Riemengetriebe

Leistungsberechnung

Umfangskraft: $F_t = \frac{P'}{v} = \frac{K_A \cdot P_{nenn}}{v} = \frac{K_A \cdot T_{nenn}}{(d_d/2)}$

Riemenbreite: $b' = F_t / F'_t$

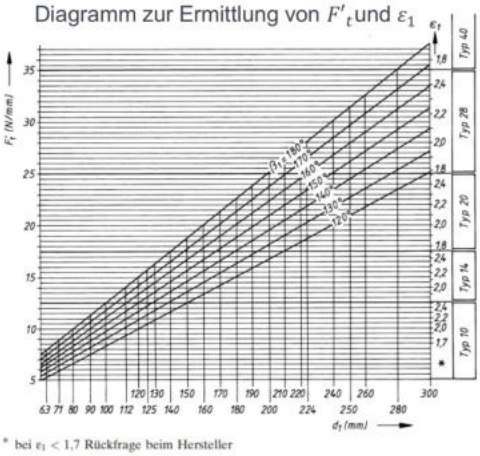
Erforderliche Anzahl der Keilriemen bzw. die erforderliche Rippenanzahl:

$$z \geq \frac{P'}{(P_N + \ddot{U}_z) \cdot c_1 \cdot c_1} = \frac{K_A \cdot P_{nenn}}{(P_N + \ddot{U}_z) \cdot c_1 \cdot c_1}$$

Wellenbelastung:

$$F_{w0} = \varepsilon_{ges} \cdot k_1 \cdot b' = (\varepsilon_1 + \varepsilon_2) \cdot k_1 \cdot b'$$

Diagramm zur Ermittlung von F'_t und ε_1



* bei $\varepsilon_1 < 1{,}7$ Rückfrage beim Hersteller

Roloff Matek

14.7 Riemengetriebe

14.7.3 Praktische Berechnung der Riemengetriebe

Kontrollabfrage

Riemengeschwindigkeit:

$$v = d_W \cdot \pi \cdot n \leq v_{max}$$

Biegefrequenz:

$$f_B = \frac{v \cdot z}{L_d} \leq f_{B\,zul}$$

Riemenwerkstoff Riemensorte		Elastizitätsmodul E_b ∥ N/mm²	Elastizitätsmodul E_b ⊥ N/mm²	Dichte ϱ kg/dm³	zul. Riemenspannung σ_{zul} N/mm²	max. Verhältnis t/d –	max. Biegehäufigkeit $f_{B\,max}$ [5] 1/s	zul. Nennumfangskraft $F'_{t\,max}$ N/mm	Riemengeschwindigkeit v_{max} [5] m/s	Reibungszahl μ [6] –	Temperatur ϑ_{max} °C
Leder	Standard S	250	50 … 90	1,0	3,6 … 4,1	0,033	5	–	30	*Fleischseite* $(0{,}25 + 0{,}02\sqrt{v})$ *Haarseite* $(0{,}33 + 0{,}02\sqrt{v})$	35
	Geschmeidig G	350	40 … 80	0,95	4,3 … 5	0,04	10	–	40		
	Hochgeschmeidig HGL	450	30 … 70	0,9	4,3 … 6,5	0,05	25	–	50		45
	Hochgeschmeidig HGC				4,3 … 7,5						70
Gewebe	*einlagig:* Gummi-, Polyamid- bzw. Polyesterfasern	350 … 1200		1,1 … 1,4	3,3 … 5,4	0,35	10 … 50	100	80	(0,5)	–20 … 100
	mehrlagig: Gummi-, Polyamid- bzw. Polyester- oder Baumwollfasern	900 … 1500					10 … 20	300	20 … 50		
Textil	Baumwolle	500 … 1400	40	1,3	2,3 … 5	0,05	40	–	50	(0,3)	–
	Kunstseide (imprägniert)	–		1,0	3,3 … 5	0,04		–		(0,35)	–
	Nylon, Perlon	500 … 1400		1,1	9	0,07	80	–	60	(0,3)	70
Mehrschicht-	Kordfäden aus Polyamid oder Polyester in Gummi gebettet [3] [1]	600 … 700	300	1,1 … 1,4	14 … 25	0,008 … 0,025	100	200	60 … 120	(0,7)	–20 … 100
	[2]	500 … 600	250		4 … 12	0,01 … 0,035		400		(0,6)	
	ein oder mehrere Polyamidbänder geschichtet und vorgereckt [4] [1]	500 … 600	250		6 … 18	0,008 … 0,025		800	60 (80)	(0,7)	
	[2]	400 … 500	200		4 … 15	0,01 … 0,035				(0,6)	

Roloff Matek

15. Bolzen- und Stiftverbindungen:

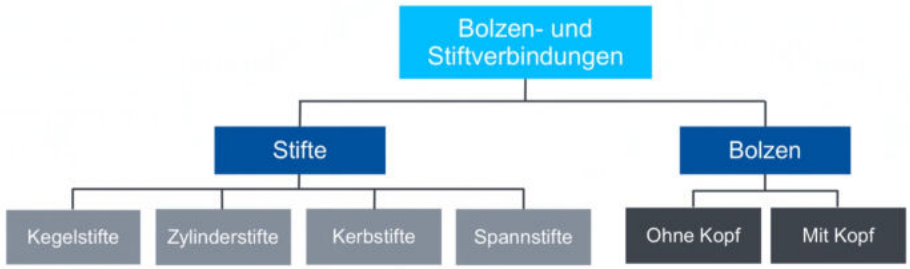
- zählen zu den lösbaren, formschlüssigen Verbindungen
- einfache und billige Verbindung mehrerer Teile

Bolzen für bewegliche Verbindung

→ als Gelenkverbindung
→ Achse für Lagerung

Stifte verbinden Bauteile fest miteinander (Pressspassung)

→ zur Kraftübertragung
→ zur Positionierung



15.2 Stifte



1) Kegelstifte

- Passstift zur Lagesicherung
- kostspielig → Bohrung erforderlich
- leicht zu lösen
- nicht rüttelfest

- Innengewinde oder Gewindezapfen zum Lösen aus Sacklöchern

2) Zylinderstifte

- gleiche Anwendung
- schwerer lösbar
- rüttelfest

- gehärtete Zylinderstifte für stark beanspruchte Teile

- teils mit Innengewinde

3) Kerbstifte

- 3 um 120° versetzte Kerben
- radiale Verspannung → rüttelfest
- einfach + wirtschaftlich

- Verwendung als Befestigungs-, Pass- und Sicherungsstift oder als Lager- bzw. Gelenkbolzen

4) Spannstifte

- in Längsricht. geschlitzte Hülsen
- Elastizität → fester Sitz → erfordert keine präzise Bohrung

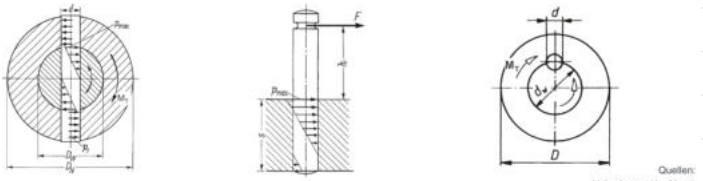
- Verwendung als Befestigungs-, Pass- und Sicherungsstift oder als Schrauben- und Bolzenhülsen

15.2 Stifte
15.2.5 Berechnung

- Stiftverbindungen für Zentrierung und Lagesicherung werden nicht berechnet
- Stiftdurchmesser wird an Größe der zu verbindenden Teile angepasst

- Drei verschiedene Berechnungsfälle:

(1) Querstift-Verbindungen *(2) Steckstift-Verbindungen* *(3) Längsstift-Verbindungen*



Quellen:
Haberhauer, H., Matek

15.2 Stifte
15.2.5 Berechnung

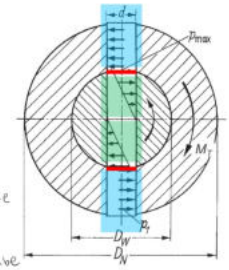
(1) Querstift-Verbindungen

- Drehmomentübertragung
- Prüfung auf:

a) Scherung: $$\tau_s = \frac{4 \cdot M_T}{D_W \cdot \pi \cdot d^2} \leq \tau_{s,zul}$$

b) Pressung in Wellenbohrung: $$p_{max} = \frac{6 \cdot M_T}{d \cdot D_W^2} \leq p_{zul,Welle}$$

c) Pressung in Nabenbohrung: $$p_1 = \frac{4 \cdot M_T}{d(D_N^2 - D_W^2)} \leq p_{zul,Nabe}$$

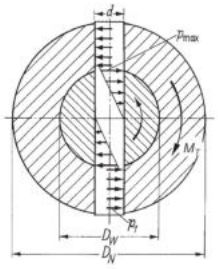


Quelle:
Haberhauer, H.

15.2 Stifte
15.2.5 Berechnung

(1) Querstift-Verbindungen

- Gestaltung von Querstiftverbindungen:
  - Stiftdurchmesser $d \approx (0{,}2 \ldots 0{,}3) \cdot D_W$
  - Nabendurchmesser:
    - (a) Für St-Naben: $D_N \approx 2{,}0 \cdot D_W$
    - (b) Für GG-Naben: $D_N \approx 2{,}5 \cdot D_W$



Quelle:
Haberhauer, H.

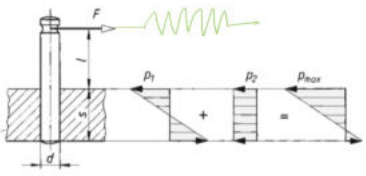
15.2 Stifte
15.2.5 Berechnung

(2) Steckstift-Verbindungen

- Beanspruchung auf Biegung, Flächenpressung und Schub (kann vernachlässigt werden):

$$\sigma_b = \frac{M_b}{W_b} = \frac{F \cdot l}{\frac{\pi \cdot d^2}{4}} \leq \sigma_{b,zul,Stift}$$

$$p_{max} = \frac{F}{d \cdot s}\left(1 + 6 \cdot \frac{l + s/2}{s}\right) \leq p_{zul,Material}$$



Quelle:
Matek

15.2 Stifte
15.2.5 Berechnung

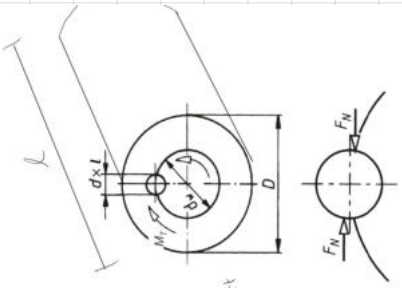
(3) Längsstift-Verbindungen

- Übertragung eines Drehmomentes
- Beanspruchung auf Flächenpressung und Abscherung

$$p = \frac{4 \cdot M_T}{d_W \cdot d \cdot l} \leq p_{zul,Welle/Nabe/Stift}$$

$$\tau = \frac{2 \cdot M_T}{d_W \cdot d \cdot l} = 0{,}5 \cdot p$$

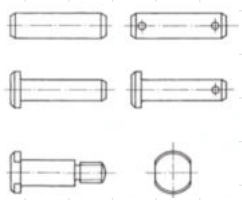
- Abscherung ist immer halb so groß wie Flächenpressung
  → kann vernachlässigt werden



Quelle:
Matek

15.3 Bolzen

Formen:



- mit oder ohne Kopf
- mit Kopf und Gewindezapfen

15.3 Bolzen

15.3.2 Berechnung

Bei Gelenkverbindungen wird das Biegemoment durch die Einspannbedingungen bestimmt:

(a) Bolzen mit Spiel in Gabel und Stange

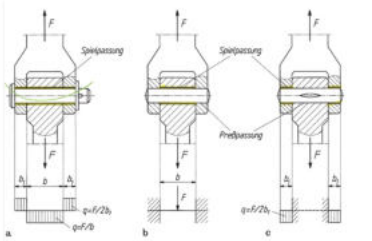
$$M_{b,max} = \frac{F\,(b + 2b_1)}{8}$$

(b) Bolzen mit Spiel in Stange

$$M_{b,max} = \frac{F \cdot b}{8}$$

(c) Bolzen mit Spiel in Gabel

$$M_{b,max} = \frac{F \cdot b_1}{8}$$



Quelle: Haberhauer, H.

15.3 Bolzen

15.3.2 Berechnung

Festigkeitsnachweis: Prüfung der Spannungen der einzelnen Beanspruchungen und keine Bildung einer Vergleichsspannung

1. Flächenpressung Gabel: $p_{Gabel} = \frac{F}{2 \cdot b_1 \cdot d} \leq p_{Gabel,zul}$
2. Flächenpressung Stange: $p_{Stange} = \frac{F}{b \cdot d} \leq p_{Stange,zul}$
3. Biegespannung: $\sigma_{b,max} = \frac{M_{b,max}}{W_b} \leq \sigma_{b,zul}$ — Abhängig von Einspannbedingung: siehe Tabelle auf folgender Folie
4. Scherspannung *(i = Scherflächen)*: $\tau_s = \frac{F}{i \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4}} \leq \tau_{s,zul}$ — Im Allgemeinen: i =2

15.3 Bolzen

15.3.2 Berechnung

- Wahl des Bolzendurchmessers abhängig vom Einbaufall:

$$d \approx k \cdot \sqrt{\frac{F_{nenn}}{\sigma_{b,zul}}}$$

Einbaufall	k für Flächen: nicht gleitend	gleitend
a Bolzen lose in Stange und Gabel	1,6	1,9
b Bolzen mit Übermaßpassung in der Gabel	1,1	1,4
c Bolzen mit Übermaßpassung in der Gabel	1,1	1,2

- Zulässige Belastungen (ruhend/schwellend/wechselnd):

$$\sigma_{b,zul} = 0{,}3 \,/\, 0{,}2 \,/\, 0{,}15 \cdot R_m$$
$$p_{zul} = 0{,}35 \,/\, 0{,}25 \cdot R_m$$
$$\tau_{s,zul} = 0{,}2 \,/\, 0{,}15 \,/\, 0{,}1 \cdot R_m$$

15.3.3 Sicherung

durch: Splint mit Scheibe

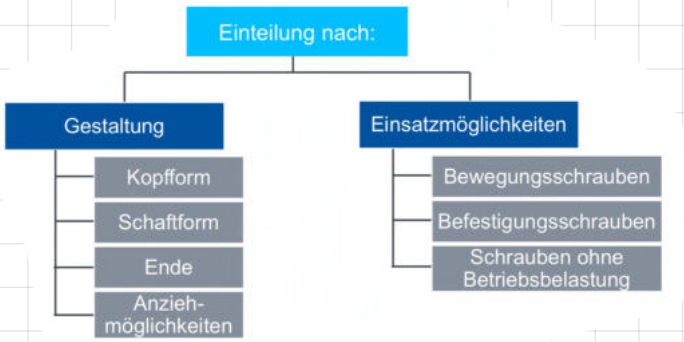
alternativ: Nutzung der Bolzen mit Gewindezapfen und Kronenmutter, Sicherungsringe, Scheiben mit Senkschrauben

16. Schraubenverbindung

= lösbare, schwl reib- wie auch formschlüssige Verbindungen
Paarung einer Schraube mit Außengewinde und Bauteil mit Innengewinde

- Befestigungsschrauben → Vorspannkraft

- Funktion: 1) Umsetzen einer Dreh- in Längsbewegung
2) Kraft erzeugen/verstärken/speichern

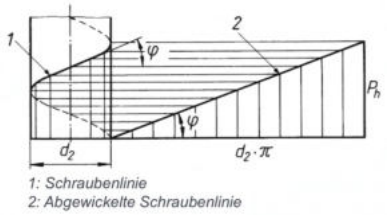


16.2.1. Schraubenlinie

- **Gewinde**: profilierte Einkerbung, die längs einem um Zylinder gewundenen Linie verläuft
- **Schraubenlinie** hat konstante Steigung: proportionaler Zusammenhang zwischen Drehwinkel und Fortschritt in Achsrichtung

d_2: Flankendurchmesser
P_h: Steigung des Gewindes/Ganghöhe
φ: Steigungswinkel

$$\tan\varphi = \frac{P_h}{d_2 \cdot \pi}$$



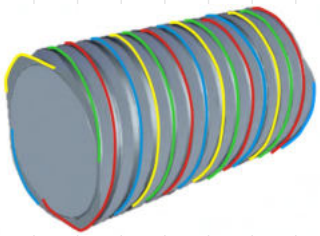
1: Schraubenlinie
2: Abgewickelte Schraubenlinie

- **Mehrgängiges Gewinde**: Gewinde wird aus mehreren Schraubengängen gebildet

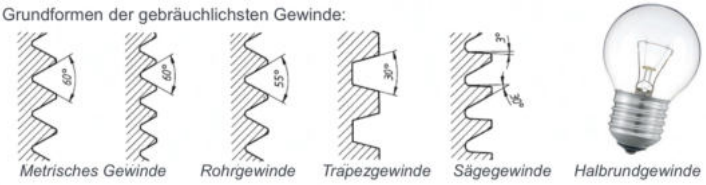
n: Anzahl der Gänge
P: Teilung; Abstand zwischen einzelnen Gängen auf Zylindermantellinie:

mehr Kraft kann übertragen werden

$$P = \frac{P_h}{n}$$

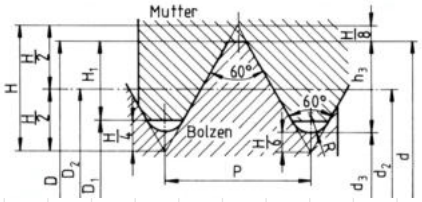


- Grundformen der gebräuchlichsten Gewinde:



Metrisches Gewinde | Rohrgewinde | Trapezgewinde | Sägegewinde | Halbrundgewinde

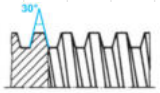
① Metrisches Gewinde:
- bei Befestigungsschrauben
- Flankenwinkel 60°
- bei Regelgewinde grobe Steigung
- bei Feingewinde kleine Steigung



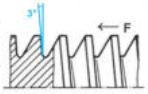
d = D = Gewinde-Nenn-Ø
P = Steigung
d_2 = D_2 = Flanken-Ø
D_1 = Kern-Ø der Mutter
d_3 = Kern-Ø des Bolzens
H = Höhe Profildreieck
H_1 = Flankenüberdeckung an der Mutter
h_3 = Gewindetiefe am Bolzen

② Rohrgewinde
- für nicht im Gewinde dichtende Verbindungen
- für im Gewinde dichtende Verbindungen

③ Trapezgewinde
- Bewegungsgewinde
- ∢ 30°



④ Sägengewinde
- Kraftgewinde bei hoher einseitiger Belastung
- ∢ 3°



16.2.3. Schraubenarten

Unterscheidung nach Ausführungsform der Schraube:

- Durchsteckverb.
- Einschraubverb
- Einschraubverb. mit Stiftschraube
- Dehnschraubenverb.

Unterscheidung nach Gestaltung:

- Kopfschraube
- Blechschraube
- Holzschraube
- Stiftschraube
- Gewindestift
- Dehnschraube
- Gewindeschneidende Schrauben

① Kopfschraube:
- Kopf, Schaft, Gewinde
- Fkt. Kopf: Überträgt Kraft auf Bauteile, Aufbringen des Anzugmoments
→ für dyn. Belastung: Dehnschraube
- Kopfform: Sechskant, Zylinder, Senkkopf, ...
- Form der Werkzeugsangriffsfläche: Schlitz, Innensechskant, Kreuz, ...

② Blechschraube:
- nicht für beanspruchte Verb. → Schrauben lösen sich

③ Gewindeschneidende Schrauben
- Kunststoff, Leichtmetall
- teuer

④ Holzschrauben:
- Keine Bohrung notwendig

⑤ Stiftschrauben:
- für Gehäuseverschraubung
- beim Lösen wird Mutter abgeschraubt

Bezeichnung genormter Schrauben (und Muttern)

Bezeichnung von Schrauben vgl. DIN 962 (2013-04)

Beispiele:

Sechskantschraube	ISO 4017	– M12 x 80	– A2-70
Verschlussschraube	DIN 910	– M24 x 1,5	– St
Zylinderschraube	ISO 4762	– M10 x 55	– 8.8

Bezeichnung	Bezugsnorm, z. B. ISO, DIN, EN; Nummer des Normblattes[1]	Nenndaten, z. B. M → metrisches Gewinde 12 → Nenndurchmesser *d* 80 → Schaftlänge *l*	Festigkeitsklasse, z. B. 8.8, 10.9, A2-70, A4-70 Werkstoff, z. B. St Stahl, CuZn Kupfer-Zink-Legierung

[1] Schrauben, die nach DIN EN genormt sind, erhalten in der Bezeichnung das Kurzzeichen **ISO** (Seite 213) mit der ISO-Nummer (= DIN EN-Nummer – 20000) **oder** das Kurzzeichen **EN** (Seite 215) mit der EN-Nummer.

z.B. Sechskantschraube ISO 4014 – M12 x 50 – 8.8

Festigkeitsklasse: 1. Zahl = 8 = $\frac{Rm}{100}$ → $Rm = 800 \frac{N}{mm^2}$

2. Zahl = 0,8 = $\frac{Re}{Rm}$ → $Re = 0,8 \cdot 800 = 640 \frac{N}{mm^2}$

16.2.4 Ausführung von Muttern

- Werkstoffwahl: bei Überbeanspruchung sollte Schraube versagen
- Festigkeitsmäßige Zuordnung von Schraube und Mutter
  → Festigkeitsklassen müssen übereinstimmen (Schraube bisschen höher)
- kritische Mutterhöhe $m \geq 0{,}8 \cdot d$

Ausführung:

- Sechskantmutter
- Vierkantmutter
- Hutmutter
- Flügelmutter
- Schlitz- und Lochmutter
- Blechmutter

16.2.5 Scheiben und Schraubensicherung

Scheiben zw. Kopf bzw. Mutter und Auflagefläche

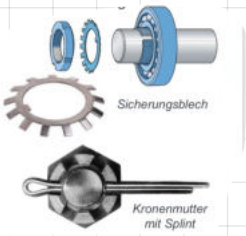
↳ bei großen Durchgangslöchern
↳ bei weicher Auflage
↳ Auflage nicht senkrecht zur Schraubenachse
↳ Schutz der Werkzeugoberfläche
↳ gleichmäßige Verteilung der Auflagekraft

Schraubensicherung für Funktionserhaltung

Zusammenfassung nach Wirkprinzip:

(1) Mitverspannte **federnde Sicherungselemente** zur axiale Federung
- Tellerfedern, Spannscheiben

(2) **Formschlüssige Sicherungselemente**: legen durch Form bzw. Verformung Schraubenkopf oder Mutter fest
- Mitverspannt: Sicherungsbleche
- Nicht mitverspannt: Kronenmutter mit Splint/Stift



(3) **Klemmende Sicherungselemente**: axiale oder radiale Anpresskraft auf Gewindeflanken
- Ganzmetallmuttern mit an 3 Punkten nach innen verformten Kragen
- Sechskantmuttern mit Klemmteil mit nichtmetallischem Einsatz

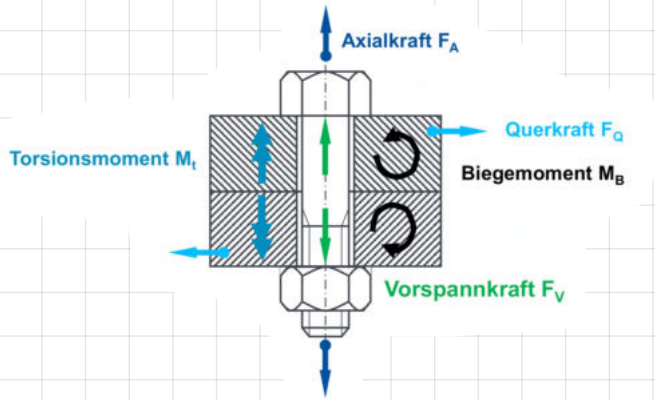
(4) **Sperrende Sicherungselemente**: verhindern Losdrehen durch Verzahnung
- Sperrverzahnschraube
- Federkopfschrauben Keilsicherungsscheiben

(5) **Stoffschlüssige Sicherungselemente**: Verkleben der Gewinde

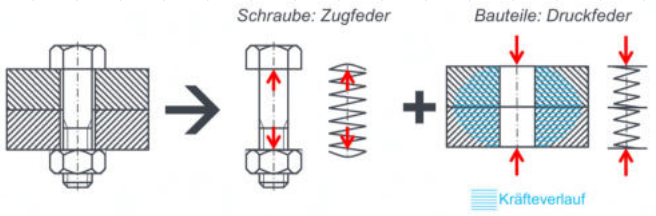


16.3. Berechnung von Befestigungsschrauben

16.3.1. Modellbildung

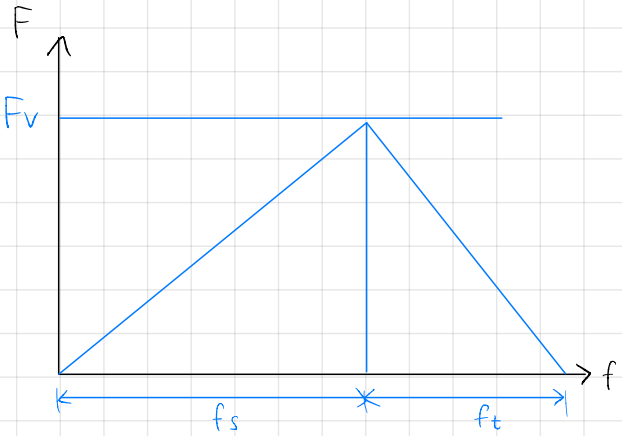


Federmodell:



16.3.2. Vorgespannte Einschraubverbindung

Federkennlinie der Verschraubung



16.3 Berechnung von Befestigungsschrauben
16.3.2 Vorgespannte Einschraubverbindung

- **Elastische Längenänderung** für zylindrischen Körper (nach dem Hookeschen Gesetz):

$$f = \frac{F \cdot l}{E \cdot A}$$

A: Querschnitt
l: wirksame Länge
E: Elastizitätsmodul

- **Elastische Nachgiebigkeit:**

$$\delta = \frac{1}{c} = \frac{f}{F} = \frac{l}{E \cdot A}$$

c: Federsteifigkeit

→ Fähigkeit der Bauteile, sich unter Krafteinwirkung elastisch zu verformen

16.3 Berechnung von Befestigungsschrauben
16.3.2 Vorgespannte Einschraubverbindung

- Die **Nachgiebigkeit der Schraube** ergibt sich aus der Summe aller Nachgiebigkeiten der Einzelelemente:

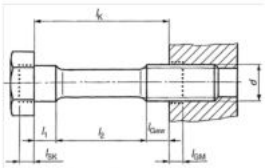
$$\delta_s = \delta_{SK} + \delta_{GM} + \delta_{Gew} + \sum_{i=1}^{n} \delta_i$$

- Für die **Nachgiebigkeit des Kopfes** gilt:

$$\delta_{SK} = \frac{0{,}5 \cdot d}{E_S \cdot A_N} \quad \text{bzw.} \quad \delta_{SK} = \frac{0{,}4 \cdot d}{E_S \cdot A_N} \text{ (Zylinderschr.)}$$

- Mit A_N = Nennquerschnitt:

$$A_N = A_1 = \frac{\pi \cdot d^2}{4}$$



l_K: Klemmlänge
l_{SK}: Länge des Schraubenkopfes
l_{Gew}: Gewindelänge außerhalb des Muttergewindes
l_{GM}: Länge des Muttergewindes
d: Gewindeaußendurchmesser (Nenndurchmesser)

Quelle: Albers, A.

16.3 Berechnung von Befestigungsschrauben
16.3.2 Vorgespannte Einschraubverbindung

- δ_{GM}: **Nachgiebigkeit im Einschraubbereich**

$$\delta_{GM} = \delta_G + \delta_M$$

- δ_G: Nachgiebigkeit des eingeschraubten Schraubengewindekerns

$$\delta_G = \frac{l_G}{E_S \cdot A_3}$$

$l_G = 0{,}5 \cdot d$
Gewindequerschnitt $A_3 = \frac{\pi \cdot d_3^2}{4}$
d_3: Kerndurchmesser

- δ_M: die Nachgiebigkeit der Mutterverschiebung

$$\delta_M = \frac{l_M}{E_M \cdot A_N}$$

$l_M = 0{,}4 \cdot d$ (bzw. $0{,}33 \cdot d$ für Einschraubverbindungen)

- δ_{Gew}: **Nachgiebigkeit des nicht eingeschraubten Gewindeteils**

$$\delta_{Gew} = \frac{l_{Gew}}{E_S \cdot A_3}$$

Druckkegel 45°

16.3 Berechnung von Befestigungsschrauben
16.3.2 Vorgespannte Einschraubverbindung

- **Nachgiebigkeit der verspannten Teile**: Druckkörper wird durch Hohlzylinder mit annähernd gleicher Verformung ersetzt

$$\delta_T = \frac{f_T}{F_V} = \frac{l_k}{A_{ers} \cdot E_T}$$

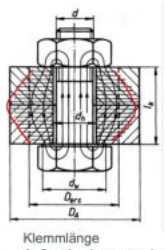
- Für den **Ersatzquerschnitt** gilt
  - *Für* $D_A \geq d_w + l_k$:

$$A_{ers} = \frac{\pi}{4}\left(d_w^2 - d_h^2\right) + \frac{\pi}{8} d_w (D_A - d_w) \cdot [(x+1)^2 - 1]$$

$$\text{mit } x = \sqrt[3]{\frac{l_k \cdot d_w}{D_A^2}}$$

  - *Für* $D_A < d_w + l_k$:

$$A_{ers} = \frac{\pi}{4}\left(D_A^2 - d_h^2\right)$$



l_K: Klemmlänge
d_w: Außendurchmesser der ebenen Kopfauflage
d_h: Durchmesser des Durchgangsloches
D_A: Außendurchmesser der verspannten Teile

Quelle: Matek

16.3 Berechnung von Befestigungsschrauben
16.3.3 Betriebskraft als Längskraft

- Längskraftbelastung führt zu **Zugbelastung aller Bauteile**:
  → Entlastung der Hülse (Entlastungskraft F_{BT})
  → Zusätzliche Belastung für Schraube (Zusatzkraft F_{BS})

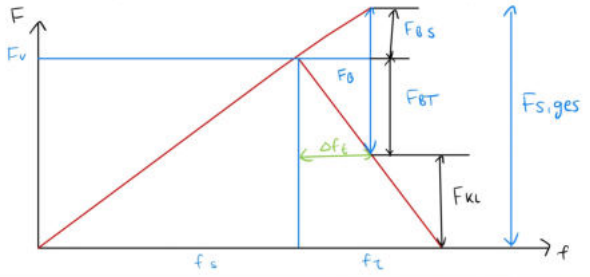
- **Restklemmkraft**: $F_{Kl} = F_V - F_{BT}$

- **Gesamtschraubenkraft**: $F_{S\,ges} = F_V + F_{BS}$

- **Betriebskraft**: $F_B = F_{BT} + F_{BS}$
  mit $F_{BS} = F_B \cdot \phi$ ϕ: Kraftverhältnis $= \frac{F_{BS}}{F_B}$

16.3 Berechnung von Befestigungsschrauben
16.3.3 Betriebskraft als Längskraft

- *Verspannungsschaubild II: Zusatzkraft durch äußere Belastung*



Live-Inhalt

16.3 Berechnung von Befestigungsschrauben
16.3.3 Betriebskraft als Längskraft

- **Dynamische Belastung**

1) *Dynamische Zugkraft:*
   - Betriebskraft schwankt zwischen 0 (F_{Bu}) und oberen Grenzwert F_{Bo}
2) Wechselnde Zug-Druckkräfte:
   - Unterer Grenzwert $F_{Bu} < 0$ und oberer Grenzwert $F_{Bo} > 0$

- Daraus ergibt sich die **Ausschlagkraft F_a**:

$$F_a = \pm \frac{F_{BSo} - F_{BSu}}{2} = \pm \frac{F_{Bo} - F_{Bu}}{2} \cdot \phi$$

F_{BSo}: Oberer Grenzwert der Schraubenbetriebskraft
F_{BSu}: Unterer Grenzwert der Schraubenbetriebskraft

- Ruhend gedachte **Mittelkraft F_m**:

$$F_m = F_V + \frac{F_{Bo} + F_{Bu}}{2} \cdot \phi$$

16.3 Berechnung von Befestigungsschrauben
16.3.4 Krafteinleitung, Setzen, Anziehfaktor

- **Kraftverhältnis** in Schraubenverbindung:

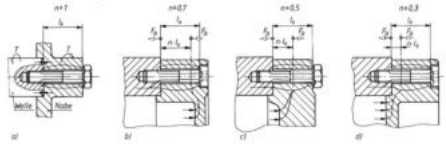
$$\phi_K = \frac{\delta_T}{\delta_T + \delta_S}$$

δ_T: Nachgiebigkeit der Teile
δ_S: Nachgiebigkeit der Schraube

- Minderung des Kraftverhältnisses durch **Krafteinleitungsfaktor n:**

$$\phi = n \cdot \phi_K = \frac{F_{BS}}{F_S}$$

→ n gibt eine Abschätzung über die Krafteinleitungshöhe an



Quelle: Matek

16.3 Berechnung von Befestigungsschrauben
16.3.4 Krafteinleitung, Setzen, Anziehfaktor

- Für die Verformung der Teile mit Beachtung der Krafteinleitung gilt:

  - **Montagezustand:**

$$f_{SM} = \delta_S \cdot F_V$$
$$f_{TM} = \delta_T \cdot F_V$$

  - **Betriebszustand:**

$$f_{SB} = [\delta_S + (1 - n) \cdot \delta_T] \cdot F_V$$
$$f_{TB} = n \cdot \delta_T \cdot F_V$$

- Wichtig: Verformungen beziehen sich hier auf die Vorspannkraft

Quelle: Matek

16.3 Berechnung von Befestigungsschrauben
16.3.4 Krafteinleitung, Setzen, Anziehfaktor

- **Setzen**: Plastische Verformungen der Rauheitsspitzen in Kontaktflächen nach Fügen
- Setzvorgang ist zeitabhängig und führt zu Verlust an elastischem Spannweg f_Z
- Vorspannkraftverlust durch Setzen: $F_Z = \frac{f_Z \cdot \phi_K}{\delta_T} = \frac{f_Z}{\delta_T + \delta_S}$
- Für f_Z gilt näherungsweise: $f_Z = 3{,}29 \cdot \left(\frac{l_k}{d}\right)^{0{,}34} \cdot 10^{-3}$ l_K: Klemmlänge, d: Nenndurchmesser
  - Alternativ: Wert aus Tabelle ablesen

Rautiefe der Oberfläche *Rz* in µm		Längskraft			Querkraft		
		<10	10 … <40	40 … <160	<10	10 …<40	40 …<160
f_Z in µm	Im Gewinde	3	3	3	3	3	3
	Je Kopf- oder Mutterauflage	2,5	3	4	3	4,5	6,5
	Je innereTrennfuge	1,5	2	3	2	2,5	3,5
	Summe[1]	9,5	11	14	11	14,5	19,5

Quelle: Matek

16.3 Berechnung von Befestigungsschrauben
16.3.4 Krafteinleitung, Setzen, Anziehfaktor

- Große Streuung der Vorspannkraft bei Montage der Schrauben durch:
  - Ungenauigkeit des Montagewerkzeuges
  - Streuung der Reibwerte im Gewinde und unter dem Schraubenkopf
- Berücksichtigung durch **Anziehfaktor k_A** (Maß für Streuung der Vorspannkraft):

$$k_A = \frac{F_{V\,max}}{F_{V\,min}} > 1$$

- Daraus ergibt sich die **Montagevorspannkraft F_{VM}**:

$$F_{VM} = k_A \cdot F_{V\,min} = k_A \cdot [F_{Kl} + F_B \cdot (1 - \phi) + F_Z]$$

16.3 Berechnung von Befestigungsschrauben
16.3.4 Krafteinleitung, Setzen, Anziehfaktor

- **Anziehfaktor** (*Maß für Streuung der Vorspannkraft*):

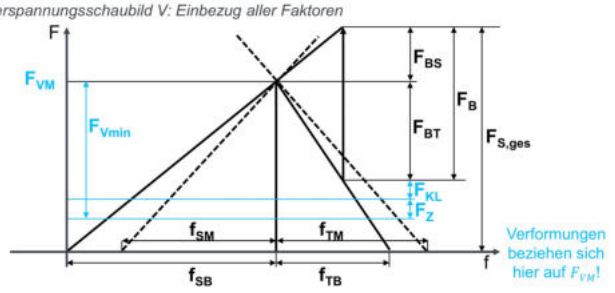
Anziehverfahren	Streuung der Vorspannkräfte	Bemerkung	Anziehfaktor k_A
Streckgrenzgesteuertes oder drehwinkelgesteuertes Anziehen von Hand oder motorisch	±9 % bis ±17 %	Schrauben werden mit $F_{V\,min}$ berechnet, d.h. $F_{V\,min} = F_{V\,M}$	1,2 bis 1,4
Hydraulisches Anziehen	±9 % bis ±23 %	kleinerer Wert für Schrauben $l_k/d \geq 5$ größerer Wert für Schrauben $l_k/d \leq 2$	1,2 bis 1,6
Drehmomentgesteuertes Anziehen mit Drehmomentschlüssel, signalgebendem Schlüssel oder Drehschrauber mit dynamischer Drehmomentmessung und versuchsmäßiger Bestimmung der Anziehdrehmomente am Originalverschraubungsteil	±17 % bis ±23 %	Kleinerer Wert für große Anzahl von Einstell- und Kontrollversuchen (z.B. 20) und geringe Streuung des abgegebenen Momentes	1,4 bis 1,6
Anziehen mit Schlagschrauber oder Impulsschrauber Anziehen von Hand ohne Messung des Anziehmomentes	±43 % bis ±60 %	Kleinerer Wert für große Anzahl von Einstellversuchen (Nachziehmoment), spielfreie Impulsübertragung	2,5 bis 4,0

Quelle: Matek

16.3 Berechnung von Befestigungsschrauben

16.3.4 Krafteinleitung, Setzen, Anziehfaktor

- *Verspannungsschaubild V: Einbezug aller Faktoren*



16.3 Berechnung von Befestigungsschrauben

16.3.5 Betriebskraft als Querkraft

- Erforderliche Klemmkraft bei querbeanspruchten reibschlüssigen Verbindungen:

$$F_{Kl} = \frac{F_{Q,ges}}{\mu_T \cdot z}$$

- z: Anzahl der Schrauben
- μ_T: Haftreibungszahl in der Trennfuge:

Stoffpaarung		Stahl-Stahl/ GS	Stahl-Stahl[1]	Stahl-Stahl[2]	Stahl-GJL	Stahl-GJL[1]	Stahl-GJS
Haftreibungszahl μ_T	trocken	0,1…0,3	0,15…0,40	0,04…0,15	0,11…0,24	0,26…0,31	0,1…0,23
	geschmiert	0,07…0,12			0,06…0,1		

Stoffpaarung		Stahl-GJS[1]	GJL-GJL	GJL-GJL[1]	GJS-GJS	GJS-GJS[1]	GJL-GJS
Haftreibungszahl μ_T	trocken	0,2…0,26	0,15…0,3	0,09…0,36	0,25…0,52	0,08…0,25	0,13…0,26
	geschmiert		0,06…0,2		0,08…0,12		

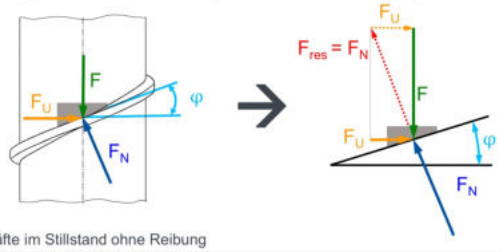
Stoffpaarung		Stahl-Bronze	GJL-Bronze	Stahl-Cu-Leg.	Stahl-Al-Leg.	Alu-Alu	Alu-Alu[2]
Haftreibungszahl μ_T	trocken	0,12…0,28	0,28	0,07…0,25	0,7…0,28	0,19…0,41	0,1…0,32
	geschmiert	0,18	0,15…0,2		0,05…0,18	0,07…0,12	

Quelle: Matek

16.3 Berechnung von Befestigungsschrauben

16.3.6 Anziehdrehmoment

- Genormtes Flachgewinde
- Muttergewinde wird durch Gleitkörper ersetzt, an dem Kräfte angreifen:



- Kräfte im Stillstand ohne Reibung

16.3 Berechnung von Befestigungsschrauben

16.3.6 Anziehdrehmoment

- Reibungskraft: $F_R = \mu_G \cdot F_N$
- Gewindereibungszahl ablesen

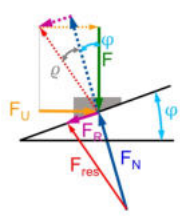
(1) Last heben (Festdrehen)

$$F_U = F \cdot \tan(\varphi + \varrho)$$

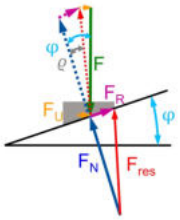
(2) Last senken (Lösen)

$$F_U = F \cdot \tan(\varphi - \varrho)$$

(1) Last heben



(2) Last senken



ϱ: Gewindereibungswinkel

16.3 Berechnung von Befestigungsschrauben

16.3.6 Anziehdrehmoment

- Für Nicht-Flachgewinde muss die Reibungszahl durch die „**Gewinde-Reibungszahl**" ersetzt werden:

$$\mu'_G = \mu_G / \cos(\beta/2) = \tan(\varrho')$$

β: Flankenwinkel
(β = 60° für metrische Gewinde)

- Für das **Gewindemoment M_G** ergibt sich:

$$M_G = F_U \cdot \frac{d_2}{2} = F_{VM} \cdot \tan(\varphi \pm \varrho') \cdot \frac{d_2}{2}$$

d_2: Flankendurchmesser des Gewindes

- Daraus ergibt sich **Anziehdrehmoment**:

$$M_A = M_G + M_{RA} = F_{VM} \cdot \left[\frac{d_2}{2} \cdot \tan(\varphi \pm \varrho') + \mu_K \cdot \frac{d_K}{2}\right]$$

$$d_K = \frac{d_W + d_h}{2}$$

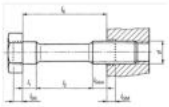
M_{RA}: Auflagereibungsmoment
μ_K: Reibungszahl für Auflagefläche (Kopfreibung)
d_K: wirksamer Reibungsdurchmesser

16.3 Berechnung von Befestigungsschrauben

16.3.7 Spannungen in Schraubverbindungen

- Die Montagevorspannkraft bewirkt eine **Montagezugspannung**:

$$\sigma_M = \frac{F_{VM} + F_{BS}}{A_S}$$



- Für Dehnschrauben gilt: Spannungsquerschnitt $A_S = A_T$
- Das Gewindemoment bewirkt zusätzlich eine **Torsionsspannung**:

$$\tau_t = \frac{M_G}{W_T} \qquad \text{mit } W_T = \pi \cdot \frac{d_0^3}{16}$$

- **Vergleichsspannung** (reduzierte Spannung) mit der Gestaltänderungsenergie-Hypothese:

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_M^2 + 3 \cdot \tau_t^2}$$

Quelle: Albers, A.

16.3 Berechnung von Befestigungsschrauben

16.3.8 Flächenpressung

- Flächenpressung kann zu Fließvorgängen und damit Setzerscheinungen führen
- **Flächenpressung** unter der Kopfauflage für elastische Anziehverfahren:

$$p = \frac{F_{sp} + \Phi \cdot F_B}{A_P}$$

- F_{sp} ist die **Spannkraft** der Schraube bei 90%iger Ausnutzung der Mindestdehngrenze
  - Ablesen aus der Tabelle bzw. berechnen:

$$\frac{F_{sp\,x.x}}{Re_{x.x}} = \frac{F_{sp\,y.y}}{Re_{y.y}}$$

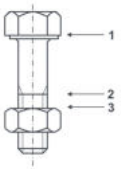
- A_P: **Fläche der Schrauben-/Mutterkopfauflage**:

$$A_P = \frac{\pi}{4} \cdot \left(d_W^2 - d_B^2\right)$$

16.4. Konstruktive Hinweise

16.4.1. Gestaltung der Schraube

Gefährdete Stellen + Maßnahmen:



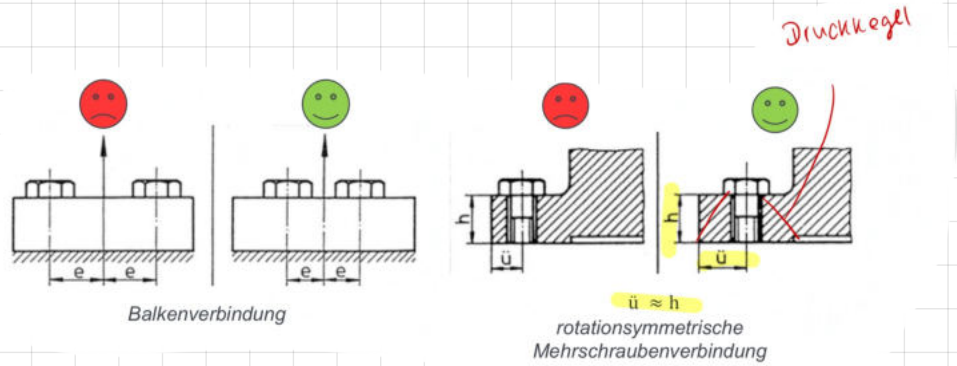
1) Übergang von Schaft zu Kopf (Kerbw. + Umlenkung der Kraftlinien)
   → sorgf. ausrunden
   → Bohrlochkante anfasen

2) Übergang von Schaft zu Gewinde (Kerbw.)
   → sorgf. ausrunden (Gewinde freistich)
   → Schaftdurchm. = Kerndurchm.

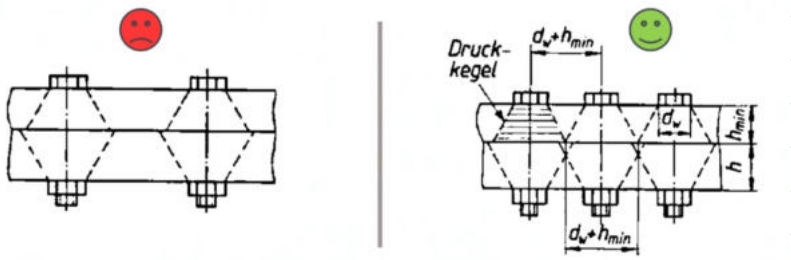
3) 1. tragender Gewindegang (Lastkonzentration)
   → Gewindesteigung der Schraube nimmt zu, die der Mutter ab
   → 1. tragender Gewindegang überträgt > 30% der Schraubenkraft

16.4.2. Anordnung von Schraubverbindungen

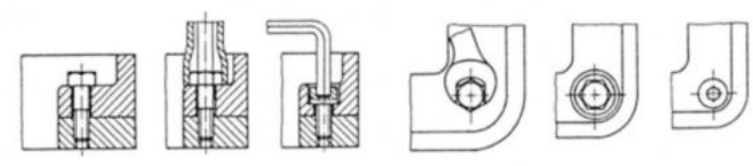
a) Krafteinleitung und Schraubenachse sollten konzentrisch liegen



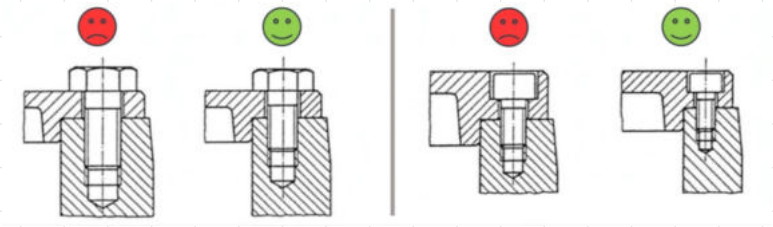
b) Kraftfluss sollte gleichmäßig sein



c) Platz für Werkzeug vorsehen

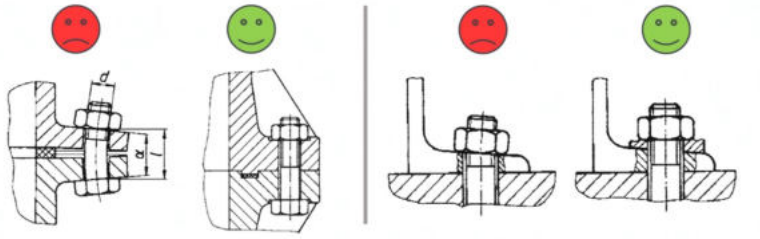


d) Reduzierung der Bauteilabmessung



durch Verwendung hochfester Schrauben

e) Senkrecht liegende Auflagefläche zur Schraubenachse



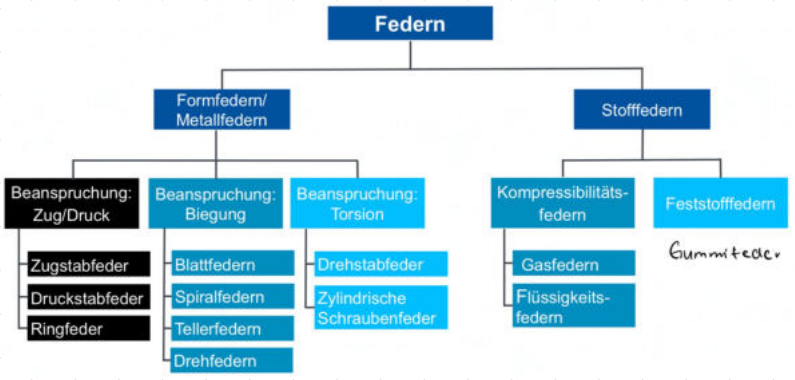
16.5. Bewegungsschrauben

- **Aufgabe:** Umformen von Dreh- in Längsbewegungen oder Erzeugung von großen Kräften
- **Gestaltung:** *1) Gewinde*
  - **Trapezgewinde** für Gewinde, die sich bewegen sollen
  - **Rundgewinde** in Ausnahmefällen bei rauem Betrieb mit stoßartiger Beanspruchung (z.B. Kupplungsspindel von Schienenfahrzeugen)
  - **Sägengewinde** bei in einer Richtung beanspruchte Hubspindel (z.B. Hebebühne, Kraftgewinde in Pressen)

  2) Werkstoffe:
  - E295 und E335

17. Federn

→ Aufnahme von Kräften → Speicherung in pot. Energie → Energie abgabe

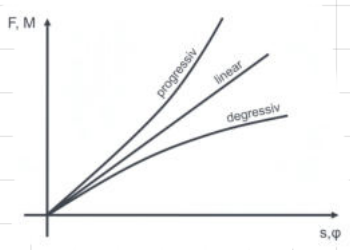


Verwendungszweck:

- Arbeitsspeicher
- Kraftmesser
- Stoßmilderer
- Lastverteilung
- Kraftbegrenzung
- Regelung
- ...

17.2 Federeigenschaften

Federkennlinie:



Progressiv: wird mit zun. Belastung härter → verhindert Durchschlagen

Degressiv: Federsteifigkeit nimmt ab → Limitieren von Kräften (Puffer)

Federweg: $s = l_0 - l_F$

l_0: Länge im unbelasteten Zustand
l_F: Länge im belasteten Zustand

Federrate: $R = \frac{F}{s}$

Für Drehbew.: $R_t = \frac{M}{\varphi}$

} je kleiner R, desto „weicher" die Feder

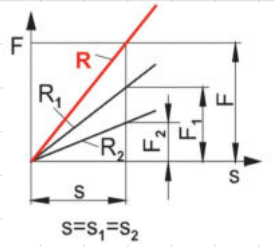
Gekoppelte Federn

(a) parallel

$S = S_1 + S_2 + \ldots + S_n$

$F = F_1 + F_2 + \ldots + F_n$

$R = R_1 + R_2 + \ldots + R_n$

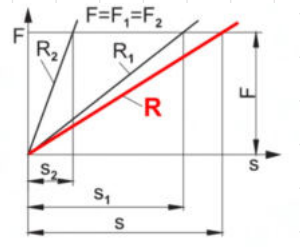


(b) seriell

$S = S_1 + S_2 + \ldots + S_n$

$F = F_1 + F_2 + \ldots + F_n$

$\frac{1}{R} = \frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} + \ldots + \frac{1}{R_n}$



17.3 Auslegung und Berechnung von Metallfedern

17.3.1. Stabfedern

17.3 Auslegung und Berechnung von Metallfedern
17.3.1 Stabfedern

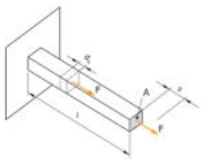
(a) Zug- und Druckstabfedern

- Gleichmäßige Beanspruchung im ganzen Federvolumen:

$$F = A \cdot \sigma$$

- Federweg (Hookesches Gesetz):

$$s = l \cdot \varepsilon = \frac{l \cdot \sigma}{E} = \frac{l \cdot F}{E \cdot A}$$



- Hohe Steifigkeit: Zug- und Druckstabfedern spielen keine große Rolle in der Technik

Quelle: n.ethz.ch

17.3 Auslegung und Berechnung von Metallfedern
17.3.1 Stabfedern

(b) Biegestabfedern

- Eingespannter Stab mit konstantem Querschnitt
- Lineare Biegespannungsverteilung:
  (gilt nur für relativ kleine Auslenkungen)

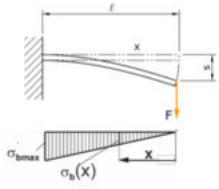
$$\sigma_b(x) = \frac{M_b}{W_b} = \frac{F \cdot x}{W_b}$$

- Zulässige Kraft:

$$F_{zul} = \frac{\sigma_{zul} \cdot W_b}{l} = \frac{\sigma_{zul} \cdot b \cdot h^2}{6 \cdot l}$$

- Federweg:

$$s = \frac{F \cdot l^3}{3 \cdot E \cdot I}$$

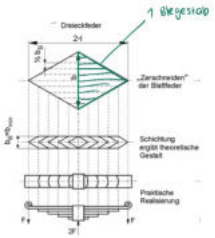


Quelle: n.ethz.ch

17.3 Auslegung und Berechnung von Metallfedern
17.3.1 Stabfedern

(b) Biegestabfedern: Blattfedern

- Blattfedern sind besser an Verlauf des Biegemoments angepasst im Vergleich zum einfachen Biegestab
- gleichbreite, geschichtete Streifen
- Ausführung als Dreiecks- oder Trapezfedern
  - Dreiecksspitzen eher ungünstig (großer Verschleiß)

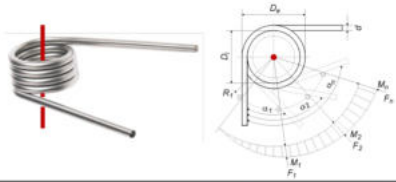


Quellen: Albers, A.

17.3 Auslegung und Berechnung von Metallfedern
17.3.1 Stabfedern

(b) Biegestabfedern: Drehfedern

- Gleiche Form wie zylindrische Schraubenfeder, aber mit Schenkel
- (Meist) runder Draht, der um Achse gewickelt ist
- Drehfeder wirkt entgegen einem Drehmoment um Längsachse



Quellen: klinkmann-federn.de, Albers, A.

17.3 Auslegung und Berechnung von Metallfedern
17.3.1 Stabfedern

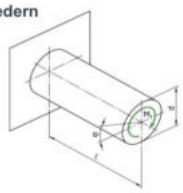
(c) Drehstabfedern

- Kreis- oder Rechteckquerschnitt
- Verdrehwinkel für runden Vollquerschnitt:

$$\varphi = \frac{M_t \cdot l}{G \cdot I_t} = \frac{M_t \cdot l \cdot 32}{G \cdot \pi \cdot d^4}$$

- Max. Spannung für runden Vollquerschnitt:

$$\tau_{max} = \frac{M_t}{W_t} = \frac{M_t \cdot 16}{\pi \cdot d^3}$$





Achsaufhängung von einem VW Käfer

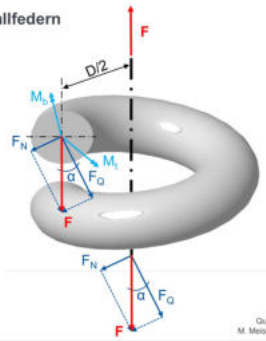
Quelle: n.ethz.ch

13.3.2. Zylindrische Schraubenfedern

17.3 Auslegung und Berechnung von Metallfedern
17.3.2 Zylindrischen Schraubenfedern

- Beanspruchung im Drahtquerschnitt senkrecht zur Schraubenlinie
- Steigungswinkel α sehr klein
- Querkräfte vernachlässigbar
- **Auslegung der Schraubenfeder nur auf Torsion**

$$M_t = F \cdot \cos\alpha \cdot \frac{D}{2} \approx F \cdot \frac{D}{2}$$



Quelle: M. Meissner

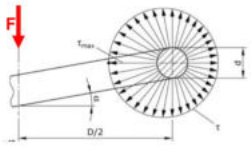
17.3 Auslegung und Berechnung von Metallfedern
17.3.2 Zylindrischen Schraubenfedern

- Krümmung des Federdrahtes führt zu nicht konstanter Torsionsspannungsverteilung und wird als **Korrekturfaktor k** berücksichtigt:

$$k = \frac{w + 0{,}5}{w - 0{,}75} \quad \text{mit } w = \frac{D}{d}$$

- **Max. Torsionsspannung** am Innendurchmesser:

$$\tau_{t,max} = \frac{M_t}{W_t} = \frac{F \cdot \frac{D}{2}}{\pi \cdot \frac{d^3}{16}} = \frac{8 \cdot F \cdot D \cdot k}{\pi \cdot d^3}$$



- Für den **Drahtdurchmesser** folgt:

$$d = \sqrt[3]{k \cdot \frac{8 \cdot F \cdot D}{\pi \cdot \tau_{zul}}}$$

Quelle: n.ethz.ch

17.3 Auslegung und Berechnung von Metallfedern
17.3.2 Zylindrischen Schraubenfedern

- Die **Länge der Feder** ist die federnde Länge des Federdrahtes:

$$l = \pi \cdot D \cdot n$$

(n: Anzahl der federnden Windungen)

- Der **axiale Federweg** ergibt sich aus dem Verdrehwinkel φ und dem Federradius:

$$s = \varphi \cdot \frac{D}{2} = \frac{8 \cdot F \cdot D^3 \cdot n}{G \cdot d^4}$$

- Der Federweg einer Druckfeder ist durch das Aufliegen der Windungen begrenzt (Blocklänge L_B). Die **Länge der unbelasteten Feder** berechnet sich daher zu:

$$L_0 = L_B + S_a + s$$

$S_a = (0{,}1 \ldots 0{,}3) \cdot d \cdot n$ *(Summe der Mindestabstände der Windungen)*

- Die **Federrate** ist schließlich: $R = \frac{F}{s} = \frac{G \cdot d^4}{8 \cdot D^3 \cdot n}$

Prof. Peter P. Pott
Konstruktion in der Medizingerätetechnik 2
Folie 24
Institut für Medizingerätetechnik

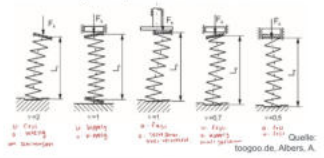
17.3 Auslegung und Berechnung von Metallfedern
17.3.2 Zylindrischen Schraubenfedern

- Gestaltung von Zylindrischen Schraubendruckfedern:
  - Kalt- (kleine) oder warmgeformt (große Drahtdurchmesser)
  - Führungselemente (Dorn, Hülse) und Federteller zur Federaufnahme
  - Federenden meist plangeschliffen



- Hohe Knickgefahr kann durch Beachtung des Schlankheitsgrad s_k behoben werden:

$$s_k = \frac{L_0}{s \cdot (1 - G/E)} \cdot \left[1 - \sqrt{1 - \left[\frac{1 - \frac{G}{E}}{0{,}5 + \frac{G}{E}} \cdot \left(\frac{\pi \cdot D}{v \cdot L_0}\right)^2\right]}\right]$$



- Es muss gelten: $s_k > s$
- Kleines v = super

Quelle: toogoo.de, Albers, A.

Prof. Peter P. Pott
Konstruktion in der Medizingerätetechnik 2
Folie 25
Institut für Medizingerätetechnik

17.3 Auslegung und Berechnung von Metallfedern
17.3.2 Zylindrischen Schraubenfedern

- Gestaltung von Zylindrischen Schraubenzugfedern
  - Kalt- (kleine) oder warmgeformt (große Drahtdurchmesser)
  - Federenden übertragen Federkraft:



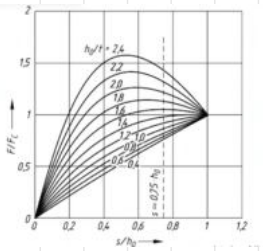
- Federenden nehmen viel Platz ein: erhöhte Vorspannung notwendig

Quelle: Matek

Prof. Peter P. Pott
Konstruktion in der Medizingerätetechnik 2
Folie 26
Institut für Medizingerätetechnik

17.3.3. Tellerfedern

- Belastung in Achsrichtung → Biegebeansprucht
→ geringer Raumbedarf und kleine Federwege
- Federkennline beeinflusst durch Tellerhöhe h_0 und Tellerdicke t



- Kombination aus Tellerfedern:

a) Tellerfederpaket → parallel
b) Tellerfedersäule → seriell

17.3.4. Werkstoffe

→ möglichst hohes E-Modul
→ hohe Elastizitätsgrenze bzw.

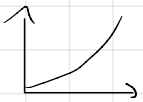
17.4. Gummifedern

- Vereinigt Eigenschaften der Feder und des Dämpfers
- Einsatz für Schub- und Drehschubbeansp.
- Vermeidung von Zugspannungen

17.5 Gasfedern

- elastisches Verhalten durch Kompressibilität eines Gases bei Drucksteigerung
- Progressive Kennlinie
- Federrate temp. abhängig

→ einfacher Einbau



18. Dichtungen

Aufgaben:
1) Verhindern des Verlusts an Betriebsstoffen
2) Vermeidung des Eindringens von Fremdkörpern und Schmutz
3) Trennung versch. Betriebsstoffe
4) Trennung untersch. Mediumszustände

Einteilung in
- statische Dichtungen (ohne Relativbew., getrennte Räume, immer Berührungsdichtungen)
  - lösbar
  - unlösbar
- dynam. Dichtungen (mit Relativbew., verbundene Räume, Berührungsdichtungen oder berührungslos)
  - berührend
  - berührungslos

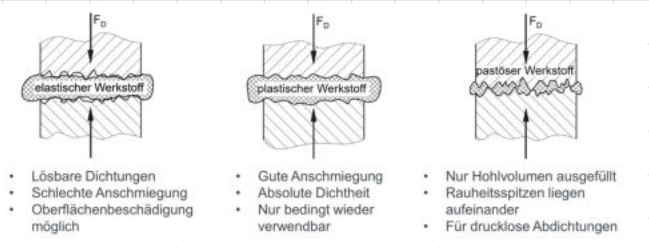
Technische Dichtheit: auch geringe Leckverluste

Hermetische Dichtheit: jeglicher Stofffluss

Dichtungsauswahl hängt ab von
(1) Konstruktive Vorgaben
(2) Chemische und physikalischer Belastungen
(3) Wirtschaftlichkeit und Montage

Art der Dichtungswerkstoffe

- elastischer Werkstoff
- plastischer Werkstoff
- pastöser Werkstoff



18.2 Statische Dichtungen

18.2.1. Lösbare Dichtungen

Einteilung:
1) Formdichtungen → durch äußere Kräfte
2) selbsttätige Dichtungen → durch innere Kräfte

1) Formdichtungen

Flachdichtungen / Profildichtungen \

→ Weich- und Hartstoffdichtungen
– niedriger E-Modul

- Allgemeiner Berechnungsansatz für notwendige Dichtwirkung:

$$p_D > \Delta p = p_2 - p_1$$

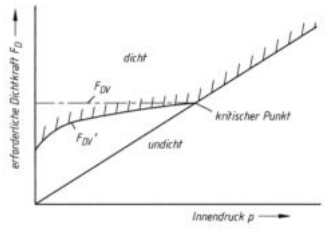
p_1: Innendruck
p_2: Außendruck
p_D: Flächenpressung an den Dichtflächen
F_D: erforderliche Dichtkraft

- Weitere wirkende Kräfte am Flansch:
F_B: Entlastungskraft
F_S: Schraubenkraft

- Dichtverhalten:
  - Volle Wirksamkeit erst bei genügend hoher Vorverformungskraft F_{DV}'
  - Unterhalb des kritischen Punkts kann vereinfacht F_{DV} verwendet werden:

$$F_{DV} = \pi \cdot d_D \cdot k_0 \cdot K_D$$

d_D: mittlerer Durchmesser der Dichtung
k_0: Dichtungskennwert (aus Tabelle)
K_D: Werkstoffkennwert (aus Tabelle)



- Mindestschraubenkraft im Betriebszustand:

$$F_{SB} = F_B + F_{DB}$$

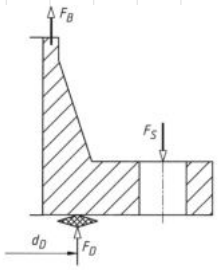
  - Betriebskraft:

$$F_B = p_1 \cdot \pi \cdot \frac{d_D^2}{4}$$

  - Dichtungskraft im Betrieb:

$$F_{DB} = p_1 \cdot \pi \cdot d_D \cdot k_1 \cdot S_D$$

k_1: Dichtungskennwert (aus Tabelle)
S_D: Dichtungssicherheitsbeiwert
- Für Weichdichtungen: $S_D = 1{,}5$
- Für Metalldichtungen: $S_D = 1{,}3$



2) Selbsttätige Dichtungen

– geringe äußere Kräfte zur Montage, Dichtungskraft durch Betriebskraft

– Mannlochdeckel
– Delta-Ring für Hochdruck-Deckelverschlüsse
– Rundgummidichtungen (O-Ringe → sichern gegen Herausquetschen)

18.2.1 Unlösbare Dichtungen

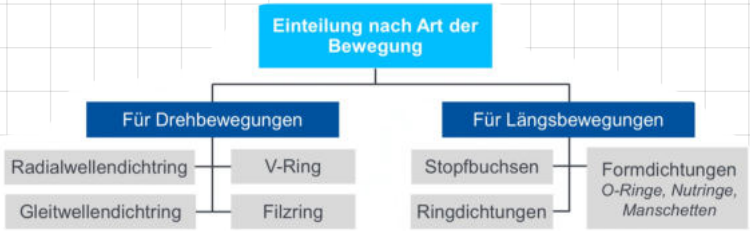
→ hermetische Dichtheit erreichbar
– haufig viel Innendruck

– z.B. Schweißung, Lötung, ...

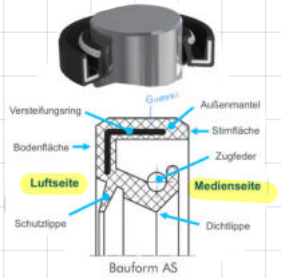
18.3. Dynamische Dichtungen

18.3.1 Berührungsdichtung

– hermet. Dicht. nicht möglich
– bewegte Dichtflächen : Reibung, Verschleiß, ...



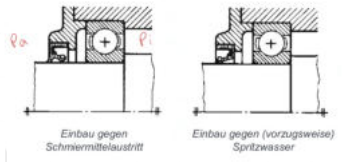
Radialwellendichtring



– bei fett- und ölgeschmierten Wälzlager
– hche Dichtwirkung und Lebensdauer

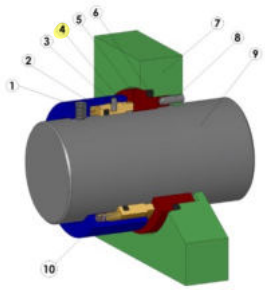
– Abdichtung gegen Gehäuse : Versteifungsring
– Abdichtung gegen Welle : Dichtlippe

→ versch. Bauformen



– Dichtlippe zum abzudichtenden Medium

Gleitringdichtungen



– bei Flüssigk. / Gasen, hohen Temp.

⊕ geringe Leckverluste, keine Wartung

⊖ große Baulängen, teuer, plötzlicher Schadensfall

V-Ring:

- Gummidichtung
- axiale Dichtung
- Dichtlippe gegen Gehäuse-fläche

Filzring:

- quadr. Weichpackungsring
- Wärmeausdehnung am Ring-grund möglich
- gute Anpassung bei Unrundheit

Stoffbüchsen:

- vorwiegend quadr. Querschnitt
- axiale Verspannung
  → Packung wird gegen Dicht-flächen gepresst

O-Ringe:

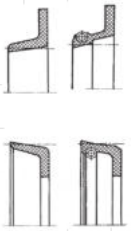
- auch bei dyn. Belastung
- einfach, platzsparend
- gute Dichtung

Nutringe:

- Einbau ohne axiale Verspannung
- mittlere bis hohe Drücke
- Einsatz von Stützringen und Gewebeverstärkung bei hohen Drücken

Manschetten:

- Hutmanschetten
- Topfmanschetten
- mit oder ohne Feder

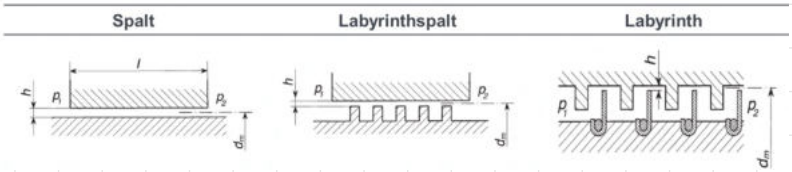


Ringdichtungen:

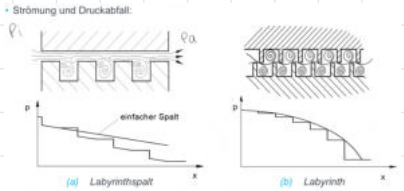
- sehr geringe Reibbeiwerte
- Einsatz bei hohen Geschw., Drücken und Temperaturen
- Leckverluste → Dichtsysteme

18.3.2. Berührungslose Dichtungen

- nicht hermetisch dicht, Leckverluste
- Einsatz bei hohen Relativgeschw.
- unbegrenzte Lebensdauer

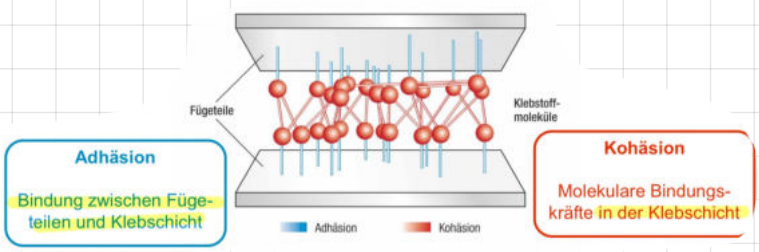


- Fluid möchte nicht durch Spalt → wirkt abdichtend



19. Klebeverbindungen

- Fertigungsverfahren → Fügen
- Verbindungen unlösbar oder bedingt lösbar und stoffschlüssig
= Stoffschluss durch Adhäsions- und Kohäsionskräfte (A und K)



A >> K Versagen in Klebfuge
A << K Klebstoff löst sich von Fläche

(gilt wenn Festigkeit des Grundwerkstoffes größer als die des Klebstoffes ist)

19.1.3 Klebstoffe

- Übergang vom flüssigen in festen Zustand
- Viskose Eigenschaft → Adhäsive Nahkräfte
- Benetzung möglich



- Abbindemechanismus
  - physikalisch: Lösungsmittel- und Dispersionsklebstoffe
  - chemisch: Reaktionswirkstoffe
- Anzahl der Komponenten
  - Einkomponenten-Klebstoffe: muss vor Kleben nicht angemischt werden, Härtungsreaktion nach Auftrag
  - Zweikomponenten-Klebstoffe: Trennung von Harz und Härtekomponenten versch. Härtungsmechan.

→ Klebstoff ganz andere Eigensch. (Festigkeit, Verformungseigensch. und Temp. beständigkeit) als Bauteile

19.1.4. Herstellen der Klebverbindung

1) Vorbehandlung der Oberflächen

- Anpassen der Fläche
- Hinterfüllmaterial anbringen
- Schmutz entfernen
- mechan. (z.B. Schleifen), chemische (z.B. Abtragen), physik. (z.B. Abflamme), elektr. (z.B. Entladung) Vorbehandlung

→ Hohe Oberflächenenergien
→ gute Adhäsionseigenschaften

2) Klebvorgang

a) Lösungsmittelklebstoffe

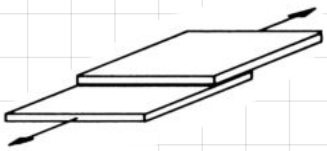


b) Reaktionsklebstoffe

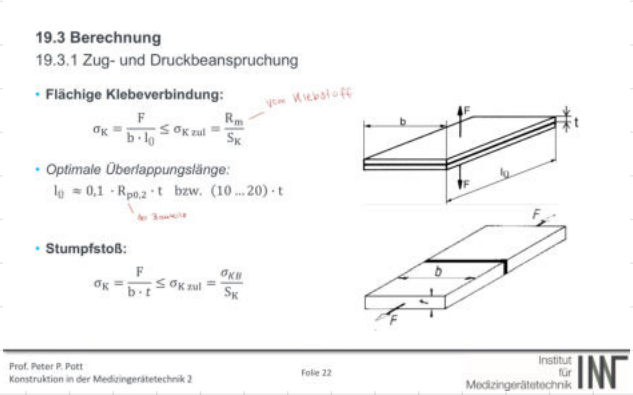


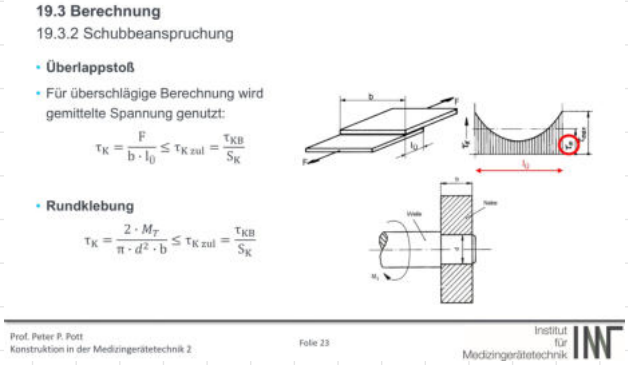
- Beachtung der **Topfzeit** (Zeitspanne der Verarbeitungsfähigkeit): nur so viel Klebstoff mischen, wie verarbeitet werden kann

19.2. Gestaltung



- möglichst nur auf Schub beanspruchen
- große Klebfläche!
- abgeschrägte Bauteile → gleichmäßige Schubspannungen
- Schälbeanspruchung vermeiden



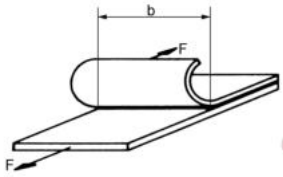


19.3 Berechnung
19.3.3 Schälbeanspruchung

- **Schälbeanspruchung**

$$\sigma'_K = \frac{F}{b \cdot EH} \leq \sigma'_{K\,zul} = \frac{\sigma'_{abs}}{S_K}$$

EH: Einheitslänge



19.4 Vor- und Nachteile

Vorteile	Nachteile
• Kostengünstig	• Stumpfstöße sind zu vermeiden
• Geringe Anzahl von Bauteilen	• Zug-, Druck- und Schälbeanspruchung sind zu vermeiden
• Gewichtseinsparung	• Geringe Festigkeit & Warmfestigkeit
• Keine Kontaktkorrosion	• Eingeschränkte chemische Beständigkeit
• Können Dichtfunktion übernehmen	• Aufwendige Oberflächenbehandlung
• Verbinden unterschiedlicher Werkstoffe möglich	• Aufwendige Dosierung bei Mehrkomponenten-Klebstoffen
• Keine Querschnittsschwächung durch Kerben	• z.T. lange Abbindezeiten
• Gleichmäßige Kraft- und Spannungsverteilung	

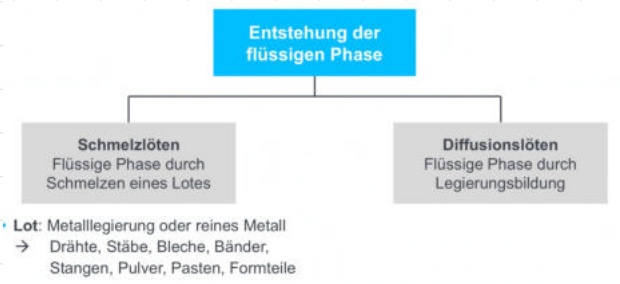
20. Lötverbindungen

- Verbindungen → lösbar | bedingt lösbar → stoffschlüssig
= thermisches Verfahren → Bildung einer flüssigen Phase
- Solidustemp. der Grundwerkstoffe wird nicht erreicht

- Lötbarkeit hängt ab von
  - Werkstoff
  - Fertigung
  - Konstruktion



20.1.3 Einteilung









20.1.4. Einsatzmöglichkeiten

Anforderungen:

- kleine elektr. Übergangswiderstände
- bedingte Lösbarkeit
- definierte Wärmeleitfähigkeit
- Dicht für Flüssigkeiten und Gase
- Selbstständiges Lösen bei vorher festgelegten Temp. und Spannungen

20.2. Gestaltung

- möglichst nur auf Druck, schub/Torsion beanspruchen

1) Lötspaltverhalten:

- Lötspalt parallel oder enger werden
- ausreichend eng → Kapillareffekt

2) Lötflussverhalten:

- keine Unterbrechungen des Lötspalts
- nach engen Spalten keine weiten
- Lot an weitester Stelle

3) Kraftübertragung:

- große Lotfläche / Überlappungslänge

4) Lötstoßoberfläche:

- Rillenverlauf in Fließrichtung
- Oberflächenrauhigkeit ≤ 20 µm

5) Austrittsloch für Flussmittelrest und Gase

20.2.3. Symbolische Darstellung

DIN EN 22553, S. 92

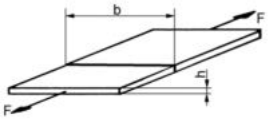
20.3. Berechnung

20.3 Berechnung

20.3.1 Zug- und Druckbeanspruchung

Stumpfstoß

$$\sigma_l = \frac{F}{b \cdot h} \leq \sigma_{l\,zul} = \frac{\sigma_{lB}}{S}$$



20.3 Berechnung

20.3.2 Schubbeanspruchung

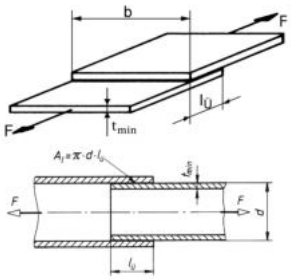
Überlappstoß

- Für überschlägige Berechnung wird gemittelte Spannung genutzt:

$$\tau_{l\,m} = \frac{F}{A_l} = \frac{F}{b \cdot l_0} \leq \tau_{l\,zul} = \frac{\tau_{lB}}{S}$$

- *Erforderliche Überlappungslänge:*

$$l_0 = \frac{R_m}{\tau_{lB}} \cdot t_{min}$$



t_{min} minimale Blechstärke

20.3 Berechnung

20.3.3 Torsionsbeanspruchung

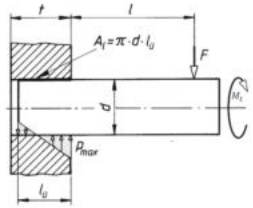
Rundverbindung

- Torsionsbeanspruchung:

$$\tau_l = \frac{2 \cdot M_t}{\pi \cdot d^2 \cdot l_{ü}} \leq \tau_{l\,zul} = \frac{\tau_{lB}}{S}$$

Erforderliche Überlappungslänge:

$$l_0 = \frac{R_m}{\tau_{lB}} \cdot \frac{d}{4}$$



20.3 Berechnung

20.3.4 Auslegung

Festigkeitswerte	Weichlot [N/mm²]	Hartlot [N/mm²]
Schubfestigkeit $\tau_{l\,zul}$	2	100
Zug-/Druckfestigkeit $\sigma_{l\,zul}$	-	200

- „Faustregel" für **Raumtemperatur** und vorwiegend **ruhender Belastung**:

$$\sigma_l \approx (1{,}5 \ldots 2) \cdot \tau_l$$

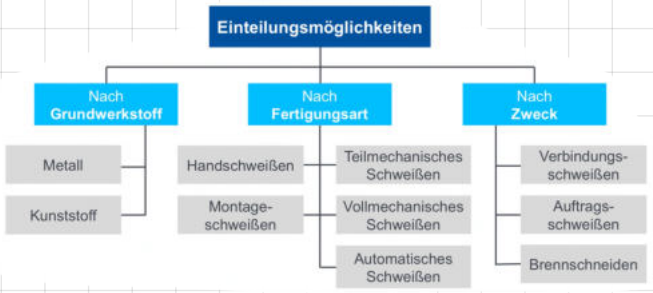
- Außerdem ist für Weichlöte zu beachten:
  - Festigkeit der Lötverbindung nimmt mit Dauer der Belastung ab
  - Lote kriechen über Jahre werden Lötverbindungen schwächer

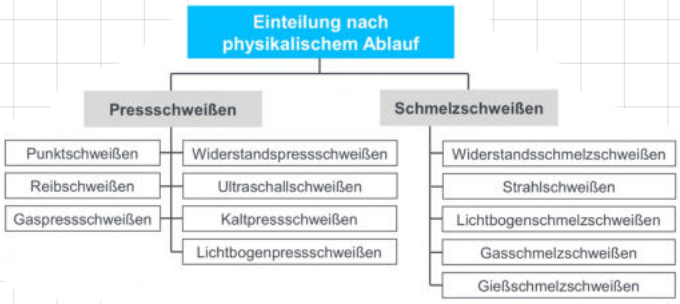
20.4. Vor- und Nachteile

Vorteile	Nachteile
• Fügen von verschiedenartigen Metallen möglich	• Geringe statische/dynamische Festigkeit
• Keine schädigende Werkstoff-beeinflussung	• Aufwendige Vorarbeiten und Konstruktion der Lötstelle
• Keine Querschnittsschwächung durch Löcher	• Überlappungen führen zu erhöhtem Gewicht
• Gas- und flüssigkeitsdichtend	• Weichlötungen neigen zum Kriechen
• Gut elektrisch leitend	• Kerbwirkung durch Hartlötungen
• Gut wärmeleitend	• Gefahr der elektrochemischen Zerstörung der Lötstelle
• Je nach Verfahren automatisierbar	• Große Lötstellen teuer

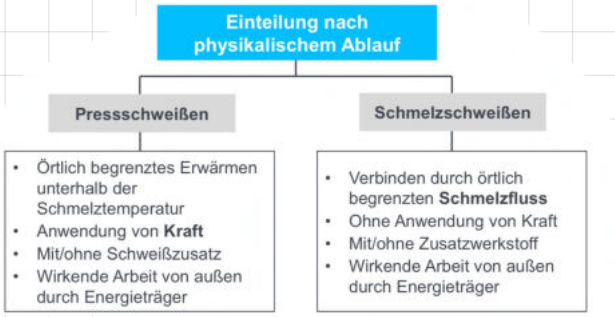
21. Schweißverbindungen

- Verbindungen → unlösbar → stoffschlüssig
- häufigstes Fügeverfahren für unlösbare Verbindungen

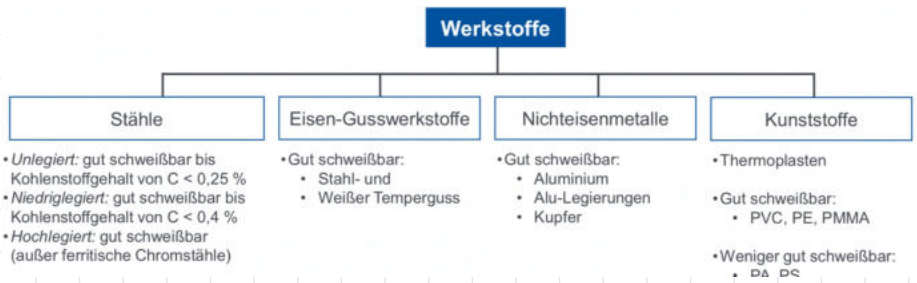




- Schweißbarkeit hängt ab von
  - ↳ Werkstoff (Schweißeignung)
  - ↳ Konstruktion (Schweißsicherheit)
  - ↳ Fertigung (Schweißmöglichkeit)



- Schweißeignung hängt ab von
  - ↳ Kohlenstoffgehalt
  - ↳ Verschmelzungs- und Vergießart
  - ↳ Legierungsbestandteile



- Schweißsicherheit kann geringe Schweißeignung ausgleichen
- Schweißsicherheit hängt ab von
  - ↳ Konstruktive Gestaltung
  - ↳ Beanspruchung
  - ↳ Betriebstemp.
- Schweißmöglichkeit vorhanden, wenn Nähte fachgerecht hergestellt werden
- Schweißung wird beeinflusst
  - ↳ Nahtvorbereitung
  - ↳ Ausführung
  - ↳ Nachbehandlung

Schweißnahtgüte → definiert Grenzen für mögliche Fehler

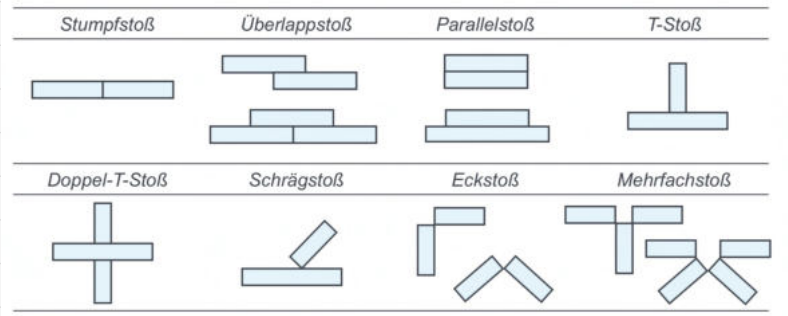


Anforderungen:

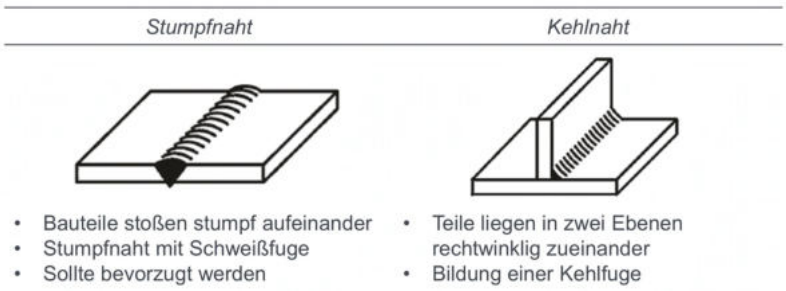
- Übertragung von Kräften, Biege- und Torsionsmomenten
- kostengünstig
- hohe Betriebstemp.
- Instandhaltungsfreundlich
- dichte Fügestellen
- elektr. Leitfähigkeit

21.2 Gestaltung

Schweißstoß: Bereich wo Teile miteinander verbunden werden



Schweißnaht:



→ Bördelnaht, I-Naht, V-Naht, Y-Naht, U-Naht

→ Kehlnaht, Doppel-Kehlnaht

Sonstige Nähte: Stirnnähte, zsm. gesetzte Nähte

Zeichnerische Darstellung:



1) Allgemeine technologische Regeln

- Nahtzugänglichkeit
- Verschweißung stark untersch. Querschnitte vermeiden
- Nahtquerschnitte begrenzen
- Nahtbearbeitung

2) Beanspruchungsgerechte Gestaltung

- Nahtanhäufungen vermeiden
- Schweißverzug beachten
- Stumpfstöße bevorzugen
- Nahtwurzel nicht in Zugzone legen
- Nähte möglichst nicht in Zonen erhöhter Beanspruchung legen

3) Wirtschaftlichkeit

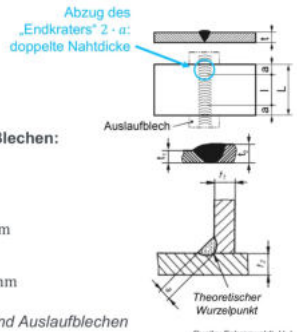
- dünne und lange Schweißnähte
- Spanende Vorbereitung vermeiden
- Nahtmenge sparen

21.3 Berechnung

21.3 Berechnung

21.3.1 Schweißnahtabmessungen

- **Stumpfnaht am Flachstab:**
  - Nahtdicke: $a = t$
  - Nahtlänge: $l = L - 2a$
- **HV-Naht/Stumpfnaht bei unterschiedlich dicken Blechen:**
  - Nahtdicke = kleiner Blechdicke t_1
- **Kehlnaht:**
  - Nahtdicke: $a_{min} \geq (\sqrt{t_{max}} - 0{,}5) \geq 3mm$, $a_{max} \leq 0{,}7 \cdot t_{min}$
  - Nahtlänge: $l = L - 2a$, $l_{min} \geq 6a \geq 30mm$
- *Endkraterabzug entfällt bei geschlossenen Nähten und Auslaufblechen*



Quelle: Fahrenwaldt, H.J.

21.3 Berechnung

21.3.2 Kenngrößen

- **Relevante Kenngrößen:**
  - Zug, Druck, Schub: Nahtquerschnitt
  - Biegung, Torsion: Flächenträgheits- und Widerstandsmoment

Wichtig: je nach Belastungsart und –richtung ändern sich die Kenngrößen!

- **Mögliche Profile und Nähte:**
  1. Stumpfnaht am Flachstab
  2. Stumpfnaht am Rechteckrohr
  3. Stumpfnaht am Kreisrohr
  4. Kehlnaht am Rechteckrohr
  5. Kehlnaht am Kreisrohr
  6. Vollprofile
  7. Zusammengesetzte Profile

21.3 Berechnung

21.3.2 Kenngrößen

1. Stumpfnaht am Flachstab

Der Index „w" steht für „weld": schweißen

	Zug und Druck	$A_w = a \cdot l$	
	Schub parallel zur Schweißnaht	$A_{ws} = a \cdot l$	
	Biegung um Nahtachse	$I_b = \frac{l \cdot a^3}{12}$	$W_b = \frac{l \cdot a^2}{6}$
	Biegung um die zur Naht senkrechte Achse	$I_b = \frac{a \cdot l^3}{12}$	$W_b = \frac{a \cdot l^2}{6}$
	Torsion	$I_t = \frac{l \cdot a^3}{3}$	$W_t = \frac{l \cdot a^2}{3}$

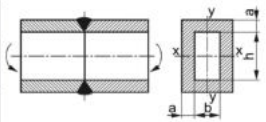
→ Kein Endkraterabzug bei Flächenträgheits- und Widerstandsmoment

21.3 Berechnung

21.3.2 Kenngrößen

2. Stumpfnaht am Rechteckrohr

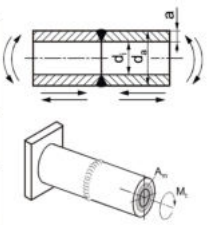
Zug und Druck	$A_w = 2a \cdot (2a + h + b)$	
Schub In x-x-Richtung	$A_{ws} = 2a \cdot (2a + b)$	
Schub In y-y-Richtung	$A_{ws} = 2a \cdot (2a + h)$	
Biegung um x-x-Achse	$I_{bx} = \frac{(b + 2a) \cdot (h + 2a)^3 - b \cdot h^3}{12}$	$W_{bx} = \frac{2 \cdot I_{wx}}{h + 2a}$
Biegung Um y-y-Achse	$I_{by} = \frac{(h + 2a) \cdot (b + 2a)^3 - h \cdot b^3}{12}$	$W_{by} = \frac{2 \cdot I_{wy}}{b + 2a}$
Torsion Bredtsche Formel	$A_m = (h + a) \cdot (b + a)$	$W_t = 2 \cdot A_m \cdot a$



21.3 Berechnung
21.3.2 Kenngrößen

3. Stumpfnaht am Kreisrohr

Zug und Druck	$A_w = \frac{\pi}{4} \cdot (d_a^2 - d_i^2)$	
Biegung	$I_b = \frac{\pi}{64} \cdot (d_a^4 - d_i^4)$	$W_b = \frac{2 \cdot I_w}{d_a}$
Torsion für $d_i \leq 10a$	$I_t = \frac{\pi}{32} \cdot (d_a^4 - d_i^4)$	$W_t = \frac{2 \cdot I_w}{d_a}$
Torsion für $d_i > 10a$ Bredtsche Formel	$A_m = \frac{\pi}{4} \cdot \left(\frac{d_a + d_i}{2}\right)^2$	$W_t = 2 \cdot A_m \cdot a$

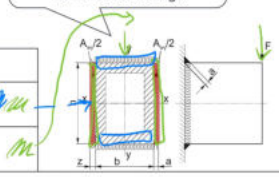


21.3 Berechnung
21.3.2 Kenngrößen

Die zur Biegeachse senkrechten Flächen werden nicht berücksichtigt!

4. Kehlnaht am Rechteckrohr

Zug und Druck	$A_w = 2a \cdot (h + b)$	
Schub In x-x-Richtung	$A_{wS} = 2a \cdot b$	
Schub In y-y-Richtung	$A_{wS} = 2a \cdot h$	
Biegung um x-x-Achse	$I_{bx} = \frac{a \cdot h^3 + b \cdot a^3 + 3ab \cdot (h + a)^2}{6}$	$W_{bx} = \frac{2 \cdot I_{wx}}{h + 2a}$
Biegung Um y-y-Achse	$I_{by} = \frac{a \cdot b^3 + h \cdot a^3 + 3ah \cdot (b + a)^2}{6}$	$W_{by} = \frac{2 \cdot I_{wy}}{b + 2a}$
Torsion Bredtsche Formel	$A_m = (h + a) \cdot (b + a)$	$W_t = 2 \cdot A_m \cdot a$

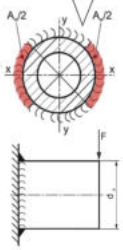


21.3 Berechnung
21.3.2 Kenngrößen

Die zur Biegeachse senkrechten Flächen werden nicht berücksichtigt!

5. Kehlnaht am Kreisrohr

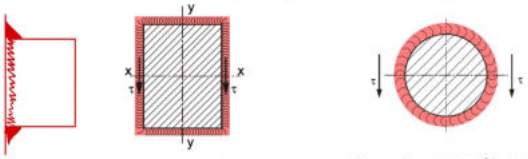
Zug und Druck	$A_w = \pi \cdot a \cdot (d_a + a)$	
Schub	$A_{wS} = \frac{\pi}{2} \cdot a \cdot (d_a + a)$	
Biegung	$I_b = \frac{\pi}{64} \cdot ((d_a + 2a)^4 - d_a^4)$	$W_b = \frac{2 \cdot I_w}{d_a + 2a}$
Torsion für $d_i \leq 10a$	$I_t = \frac{\pi}{32} \cdot ((d_a + 2a)^4 - d_a^4)$	$W_t = \frac{2 \cdot I_w}{d_a + 2a}$
Torsion für $d_i > 10a$ Bredtsche Formel	$A_m = \frac{\pi}{4} \cdot (d_a + a)^2$	$W_t = 2 \cdot A_m \cdot a$



21.3 Berechnung
21.3.2 Kenngrößen

6. Vollprofile

- Vollprofile sind formstabil
- Quernähte müssen bei Schubspannung ebenfalls berücksichtigt werden



$A_{wS} = A_w = 2a \cdot (h + b)$ $\qquad$ $A_{wS} = A_w = \pi \cdot a \cdot (d_a + a)$

21.3 Berechnung
21.3.2 Kenngrößen

Schweißnahtlänge „l" ist ‚b' oder ‚h'

7. Zusammengesetzte Profile

- Gesamtquerschnittsfläche:

$$A_{Ges} = \sum_i A_i = \sum_i a_i \cdot l_i$$

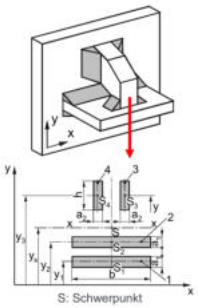
- Lage des Nahtbild Schwerpunktes

$$x_s = \frac{\sum_i x_i \cdot A_i}{\sum_i A_i} \text{ bzw. } y_s = \frac{\sum_i y_i \cdot A_i}{\sum_i A_i}$$

- Hauptflächenmomente (Satz von Steiner):

$$I_{x,S} = \sum_i I_{x,i} + \sum_i (y_i - y_s)^2 \cdot A_i$$

$$I_{y,S} = \sum_i I_{y,i} + \sum_i (x_i - x_s)^2 \cdot A_i$$



S: Schwerpunkt

21.3 Berechnung
21.3.3 Spannungen

- Einzelspannungskomponenten berechnen sich wie bekannt:
  - Zug/Druck: $\sigma_w = \frac{F}{A_w}$
  - Biegung: $\sigma_b = \frac{M_b}{W_b}$
  - Schub: $\tau_w = \frac{F}{A_{wS}}$
  - Torsion: $\tau_t = \frac{M_t}{W_t}$

- Für die Vergleichsspannung gilt:

$$\sigma_{vw} = \sqrt{\left(\sigma_{bw} \cdot \frac{v_{x1}}{v_{b1}} + \sigma_{zw} \cdot \frac{v_{x1}}{v_{z1}}\right)^2 + 1{,}8 \cdot \left(\tau_{sw} \cdot \frac{v_{x1}}{v_{s1}} + \tau_{tw} \cdot \frac{v_{x1}}{v_{s1}}\right)^2}$$

- v_{s1}: Beiwert für statischen Belastungsfall
- v_{x1}: Beiwert für vorherrschenden Spannungszustand

Nahtform	Belastung	Beiwert v_1
Stumpfnaht	Zug/Druck	$v_{z1} = 1$
	Biegung	$v_{b1} = 1$
	Schub	$v_{s1} = 0{,}8$
Kehlnaht	Zug/Druck	$v_{z1} = 0{,}8$
	Biegung	$v_{b1} = 0{,}8$
	Schub	$v_{s1} = 0{,}8$

21.3 Berechnung
21.3.4 Festigkeitsnachweis

- Einzelspannungskomponenten werden mit zulässigen Spannungen verglichen:

$$\sigma_w \leq \sigma_{w\,zul} = v_1 \cdot v_2 \cdot \frac{R_e}{S}$$

$$\tau_w \leq \tau_{w\,zul} = v_1 \cdot v_2 \cdot \frac{R_e}{S}$$

R_e: Streckgrenze
S: Sicherheitsbeiwert

- Für die Vergleichspannung gilt:

$$\sigma_{v\,w} \leq \sigma_{v\,w\,zul} = v_{x1} \cdot v_2 \cdot \frac{R_e}{S}$$

- v_2: Beiwert, der die Nahtgüte berücksichtigt

Nahtgüte	Bewertungsgruppe	Beiwert v_2
nachgewiesen	AS, AK	1
	BS, BK	0,9
	CS, CK	0,8
Nicht nachgewiesen	D	0,5

21.3 Berechnung
21.3.5 Dynamische Belastung

1) Berechnung der Amplitudenspannung (und der Mittelspannung):

$$\sigma_a = \frac{\sigma_o - \sigma_u}{2} \quad \text{bzw.} \quad \tau_a = \frac{\tau_o - \tau_u}{2}$$

2) Gegebenenfalls Vergleichsspannungen berechnen:

$$\sigma_{va} = \sqrt{\left(\sigma_{ba} \cdot \frac{v_{x1}}{v_{b1}} + \sigma_{za} \cdot \frac{v_{x1}}{v_{z1}}\right)^2 + 1{,}8 \cdot \left(\tau_{sa} \cdot \frac{v_{x1}}{v_{s1}} + \tau_{ta} \cdot \frac{v_{x1}}{v_{s1}}\right)^2}$$

→ *Beiwerte müssen aus der Tabelle abgelesen werde*

3) Festigkeitsnachweis

$$\sigma_{v\,a} \leq \sigma_{v\,a\,zul} = v_{x1} \cdot v_2 \cdot \frac{\sigma_A}{S}$$

σ_A: Ertragbare Spannungsamplitude
S: Sicherheitsbeiwert

21.3 Berechnung

21.3.5 Dynamische Belastung

- Beiwerte:

Stumpfstoß	Bezeichnung	Volles Blech	V-Naht	V-Naht (wurzelverschweißt)	V-Naht (bearbeitet)	X-Naht	V-Schrägnaht
	Nahtdicke	a = s	a = s	a = s	a = s	a = s	a = s
	Nahtbild						
v_1	Zug-Druck	1	0,5	0,7	0,92	0,7	0,8
	Biegung	1,2	0,6	0,84	1,1	0,84	0,98
	Schub	0,8	0,42	0,56	0,73	0,56	0,65

21.3 Berechnung

21.3.5 Dynamische Belastung

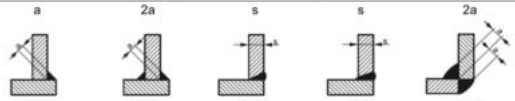
- Beiwerte:

T-Stoß	Bezeichnung	Doppel-Wölbnaht	Doppel-Flachnaht	Doppel-Hohlnaht	Flachnaht	HV-Naht (wurzelverschweißt mit Kehlnaht)	K-Naht (mit Doppelkehlnaht)	X-Naht
	Nahtdicke	2a	2a	2a	a	s	s	s
	Nahtbild							
v_1	Zug-Druck	0,32	0,35	0,41	0,22	0,63	0,56	0,7
	Biegung	0,69	0,7	0,87	0,11	0,8	0,8	0,84
	Schub	0,32	0,35	0,41	0,22	0,5	0,45	0,56

21.3 Berechnung

21.3.5 Dynamische Belastung

- Beiwerte:

Eckstoß	Bezeichnung	Flachnaht	Doppel-Flachnaht	Eck-Stumpfnaht		Eck-X-Naht
	Nahtdicke	a	2a	s	s	2a
	Nahtbild					
v_1	Zug-Druck	0,22	0,3	0,45	0,6	0,35
	Biegung	0,11	0,6	0,55	0,75	0,7
	Schub	0,22	0,3	0,37	0,5	0,35

21.3 Berechnung

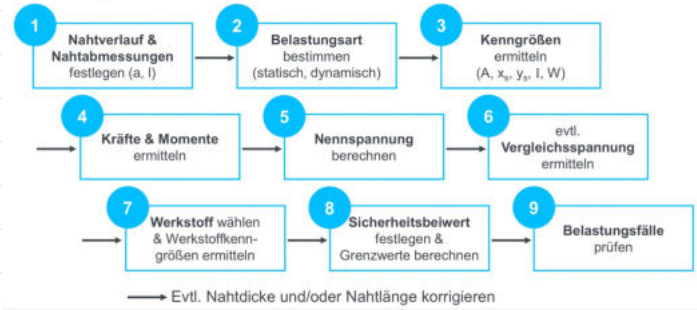
21.3.5 Dynamische Belastung

- Beiwerte:

Laschenstoß	Laschenstoß mit:	Stirnkehlnaht		Flankenkehlnaht	
	Nahtdicke	2a	2a	2a	2a
	Nahtbild				
v_1	Zug	0,22	0,25	0,25	0,48

21.3 Berechnung

21.3.6 Systematisches Vorgehen



21.4 Vor- und Nachteile

Vorteile	Nachteile
• Werkstoffsparende, wirtschaftliche Leichtbauweisen	• Gefahr des Sprödbruches und der Rissbildung
• Keine Schwächung durch Niet- oder Schraubenlöcher	• Gefahr von Verunreinigungen oder Einschlüssen im Schweißgut
• Geringe Wanddicken und kleine Bauteilquerschnitte möglich	• Hohe Anforderungen an Qualifikation des Schweißpersonals
• Hohe Flexibilität in der Gestaltung	• Teurer als Nieten oder Schrauben auf Baustellen
• Zum Abdichten geeignet	• Problematik der optimalen Struktur- und Schweißnahtgestaltung
• Vor-Ort-Fertigung möglich	• Schweißeigenspannungen
• Elektrisch leitfähig	

21.5. Vergleich der stoffschlüssigen Verbindungen

	Kleben	Löten	Schweißen
			
Vorteile	• Fügen verschiedener Werkstoffe • Günstig, leicht • Keine Kontaktkorrosion	• Fügen verschiedener metallischer Werkstoffe • Gute elektrische und Wärmeleitung • Gut automatisierbar	• Werkstoffsparend/ wirtschaftlich • Flexible Gestaltung • Geringe Wanddicken & kleine Bauteilquerschnitt möglich
Nachteile	• Alterungsbeständigkeit • Aufwendige Vorbehandlung • Aufwendige Dosierung	• Geringe Festigkeit • Große Lötstellen teuer	• Versprödung, evtl. Rissbildung • Schweißeigenspannungen
Einsatz	• Nicht metallische Werkstoffe • Großflächige Verbindung • Keine Hitzebelastung	• Elektronik • Installation (Labortechnik) • Dünne Rohre (Leichtbau) • Selbstst. Lösen möglich	• Große Kräfteübertragung • Hohe Betriebstemperatur

Institut