



Universität Stuttgart

## 10. Achsen und Wellen

Diese Vorlesung basiert auf Vorarbeiten von Prof. T. Maier  
Institut für Konstruktionstechnik und Technisches Design  
Forschungs- und Lehrgebiet Technisches Design

# Konstruktion in der Medizingeräte- technik 2

SoSe 2020

**Prof. Dr.  
Peter P. Pott  
und  
Mitarbeiter**

# 10. Achsen und Wellen

## Inhalt

- 10.1 Einführung
- 10.2 Definitionen und Funktionen
- 10.3 Berechnung
  - 10.3.1 Dimensionierung
  - 10.3.2 Festigkeitsnachweis
  - 10.3.3 Verformung
  - 10.3.4 kritische Drehzahlen
- 10.4 Gestaltung
  - 10.4.1 Einführung
  - 10.4.2 Funktion und Montierbarkeit
  - 10.4.3 Kerbwirkung
  - 10.4.4 Lagerung
  - 10.4.5 Werkstoffwahl
  - 10.4.6 Oberflächen
  - 10.4.7 Fertigung
- 10.5 Literaturverzeichnis



## 10.1 Einführung

- **Wellen und Achsen...**
  - werden überall dort eingesetzt, wo Bauteile **Rotationsbewegungen** ausführen müssen  
→ in der Antriebstechnik unerlässlich
  - sind oft hochbeanspruchte und sicherheitskritische Bauteile



Quelle:  
rsr-performance.de



Quelle:  
wiesnkini.de

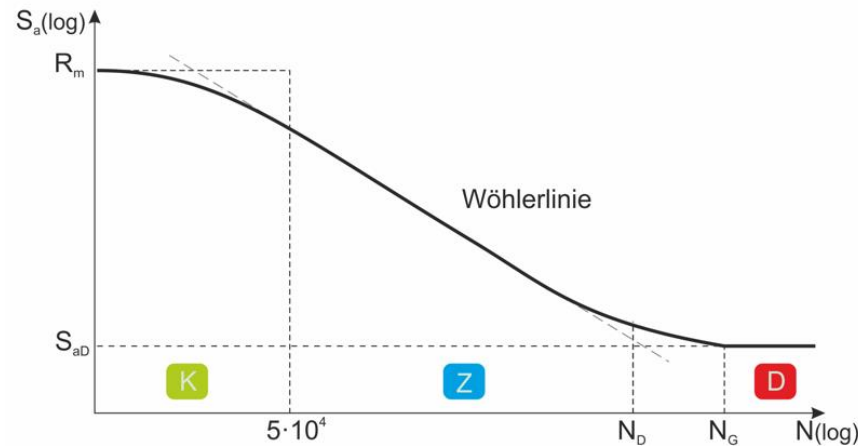
## 10.1 Einführung

- Viele Ausfälle an Maschinen sind auf Schäden an Achsen und Wellen zurückzuführen
  - häufigste Ursache: Dauerbrüche  
→ Berechnung der Sicherheit gegen Dauerbruch hat hohe Bedeutung
  - darüber hinaus: sichere Auslegung und Berechnung gegen plastische Verformung, Bruch unter Maximallast und Durchbiegung (hat Einfluss auf die Welle und ihre Lagerung)

K Kurzzeitschwingfestigkeit

Z Zeitschwingfestigkeit

D Dauerschwingfestigkeit



Quelle:

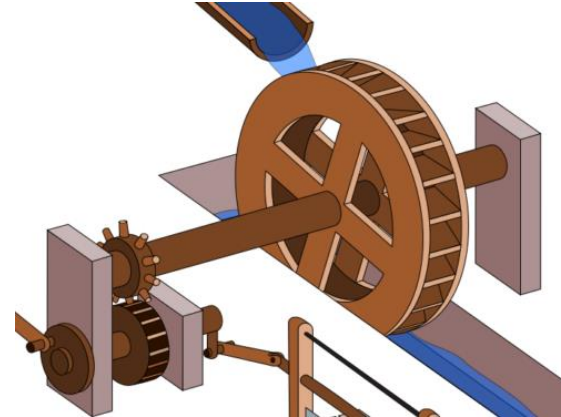
[blog.federshop.com](http://blog.federshop.com)

## 10.1 Einführung

### Achsen und Wellen

Achsen

Wellen



Quelle:  
poly-mech.ch

## 10.2 Definitionen und Funktionen

### 10.2.1 Achsen

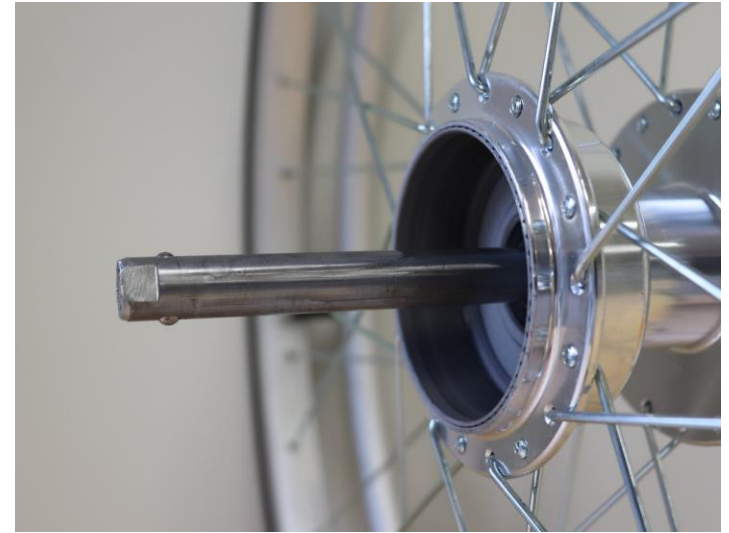
#### ACHSEN

##### FUNKTION

- Tragen ruhende und bewegliche Maschinenelemente und Baugruppen
- Übertragen Kräfte aber keine Drehmomente

##### BEANSPRUCHUNG

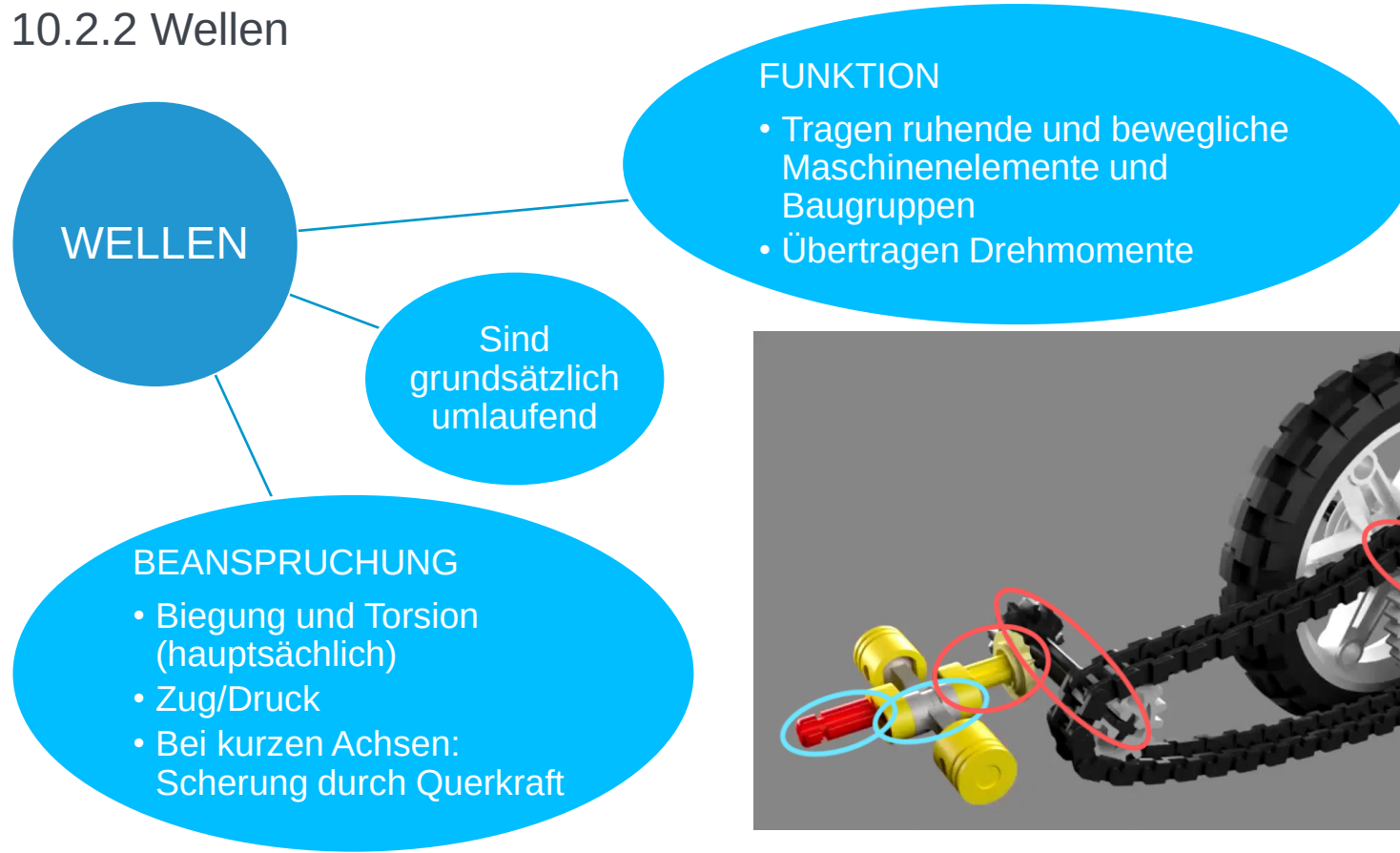
- Biegung (hauptsächlich)
- Zug/Druck
- Bei kurzen Achsen: Scherung durch Querkraft



Steckachse am Rollstuhl

## 10.2 Definitionen und Funktionen

### 10.2.2 Wellen



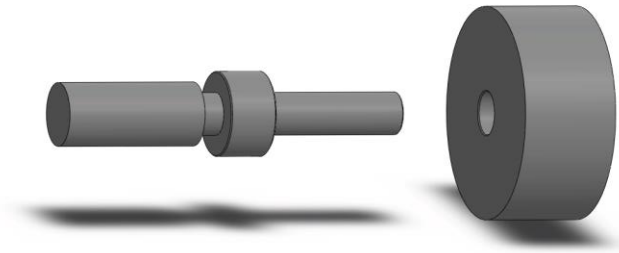
Quelle:

[youtube.de/nixbarix](https://youtube.de/nixbarix)

## 10.2 Definitionen und Funktionen

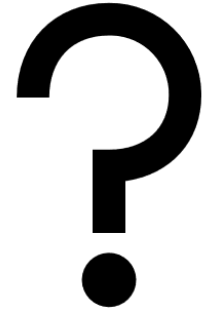
### 10.2.3 Zapfen und Naben

- **Zapfen:**  
in den Lagern laufende Abschnitte von Achsen/Wellen
- **Naben:**  
verhältnismäßig dickwandige meist hohlzylindrische Bereiche von Bauteilen, die auf Achsen oder Wellen angeordnet werden und Kräfte und/oder Momente übertragen



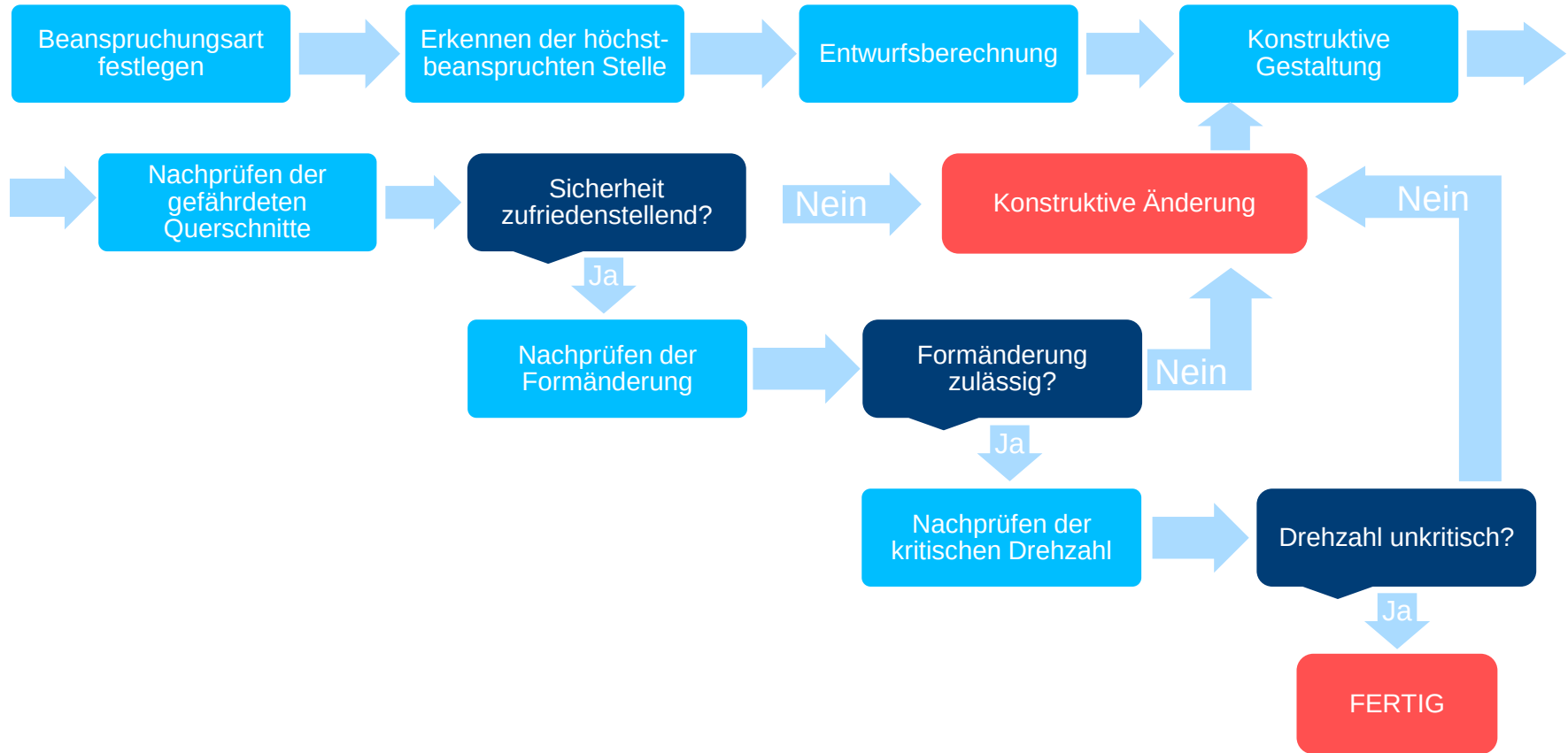
# Kontrollfragen

1. Wodurch unterscheiden sich Wellen von Achsen?
2. Was beschreibt die Wöhlerkurve?
3. In welche Bereiche kann die Wöhlerkurve unterteilt werden?



## 10.3 Berechnung

### Übersicht





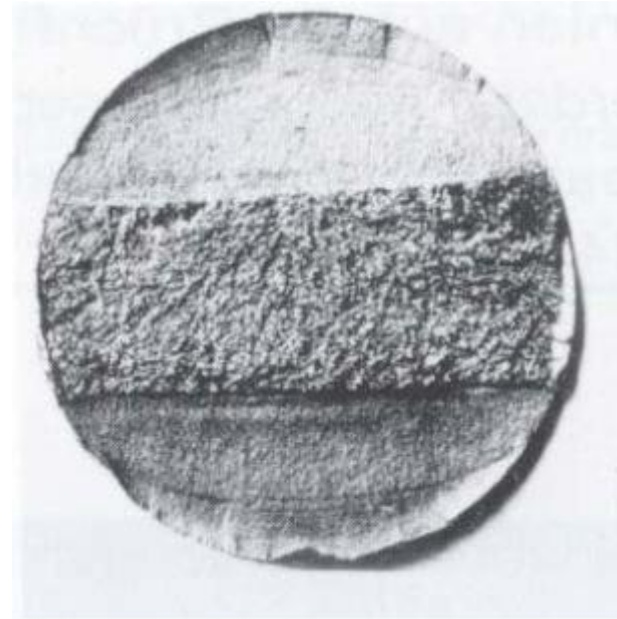
## 10.3 Berechnung

### Allgemein



Dauerbruch einer Welle unter  
Biegung und Torsion

Quelle:  
korros.de



Dauerbruch einer Achse unter  
Wechselbiegung

Quelle:  
DHBW Stuttgart

## 10.3 Berechnung

### Allgemein



Torsionsbruch an einer Antriebswelle

Quelle:

[community.cartalk.com](https://community.cartalk.com)



Verbogene Kardanwelle

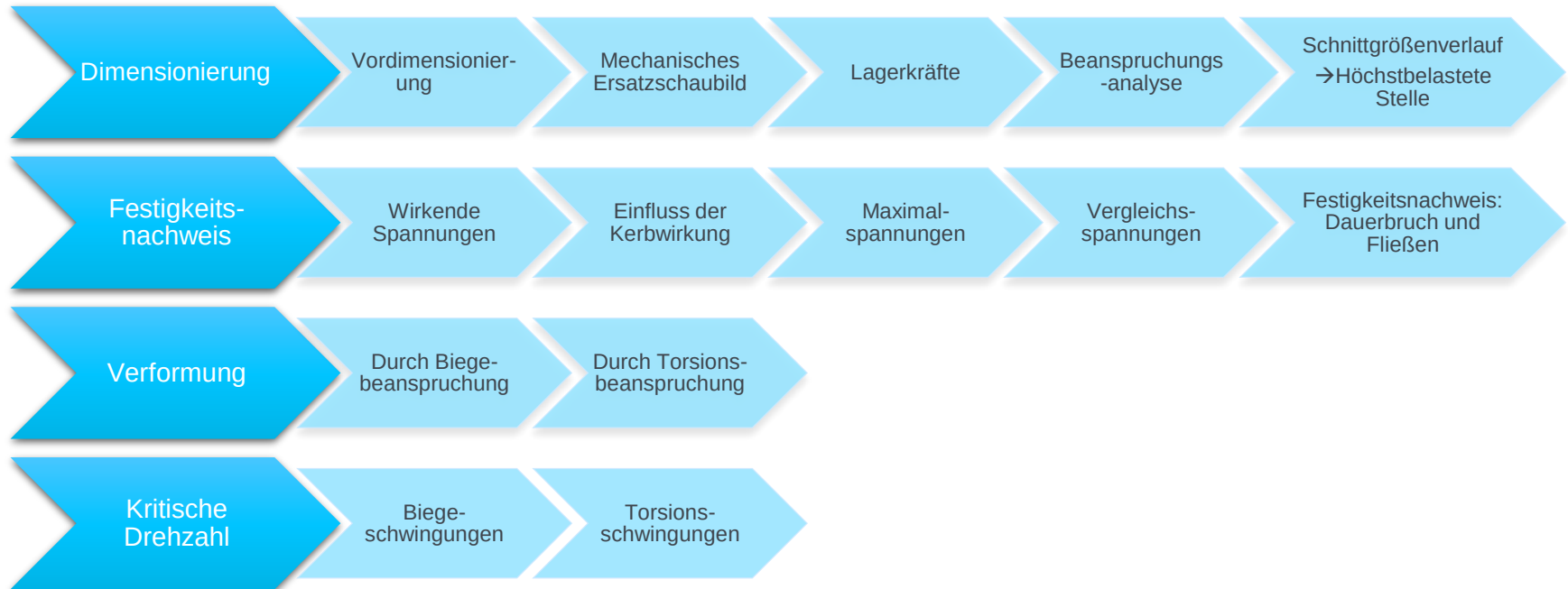
→ Läuft unrund

Quelle:

[youtube.de/TJ\\_Chciuk](https://youtube.de/TJ_Chciuk)

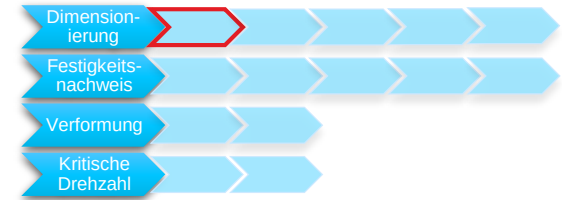
## 10.3 Berechnung

### Übersicht

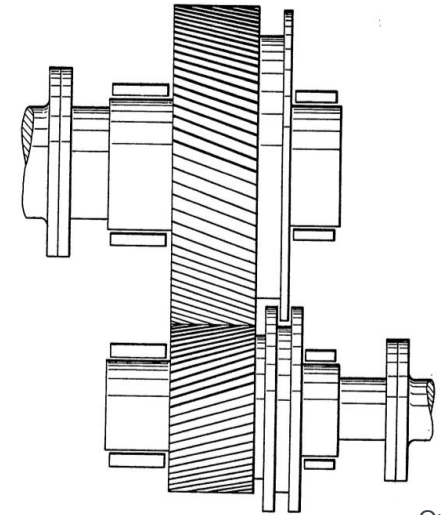
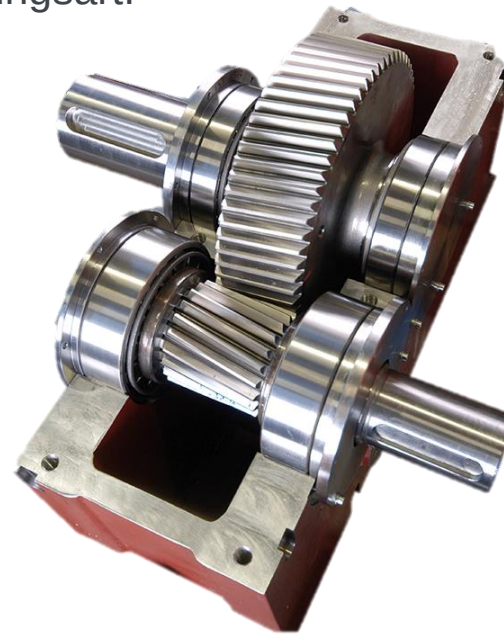


## 10.3 Berechnung

### 10.3.1 Dimensionierung: Vordimensionierung



- Durch gegebene Belastungen (einwirkende Kräfte und Momente):  
Berechnung des überschlägigen Durchmessers  $d_{\text{erf}}$  am Ort der höchsten Belastung.  
Unterscheidung je nach Beanspruchungsart:
  - Achse auf Biegung
  - Welle auf Torsion
  - Welle auf Torsion und Biegung

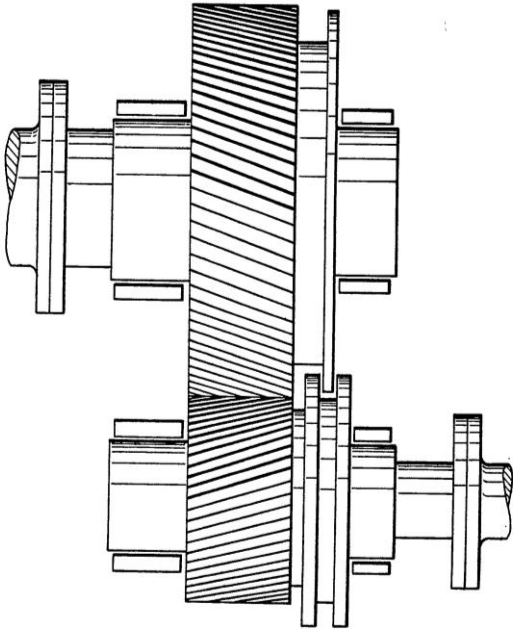


Quelle:

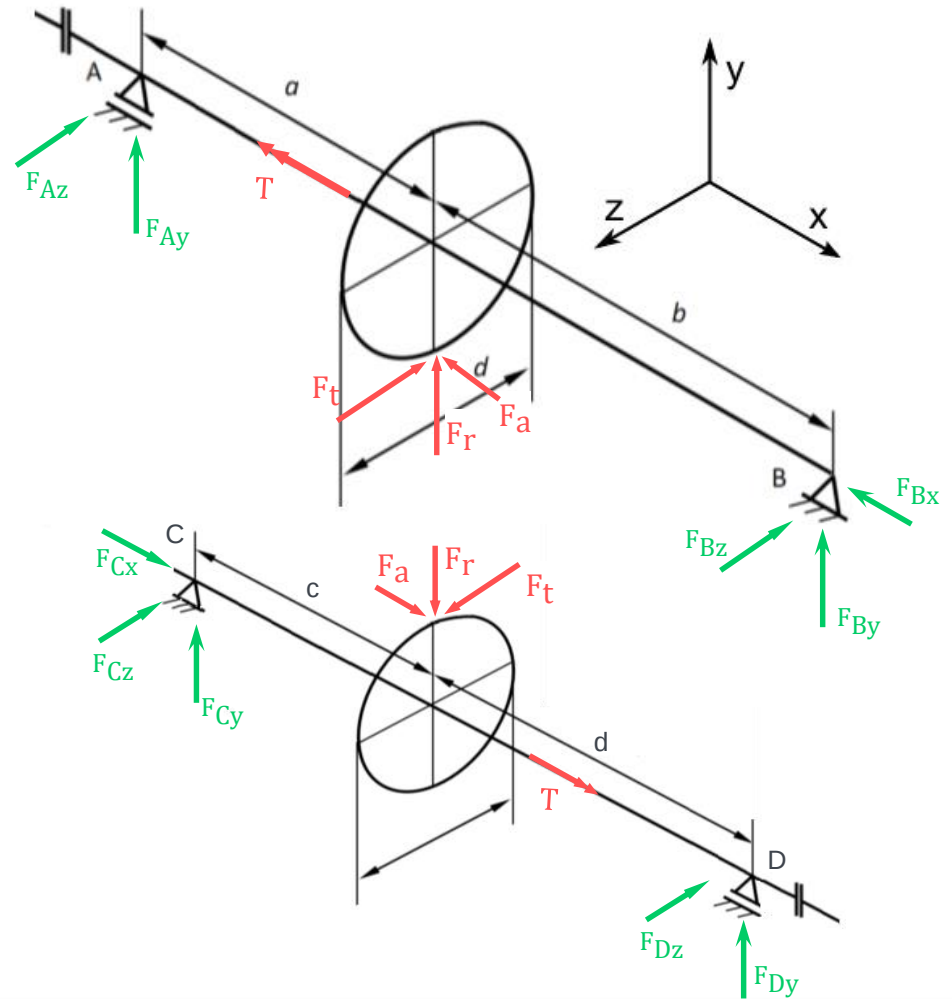
[welter-zahnrad.de](http://welter-zahnrad.de), [data.epo.org](http://data.epo.org)

## 10.3 Berechnung

### 10.3.1 Dimensionierung: Vordimensionierung



Quelle:  
data.epo.org



## 10.3 Berechnung

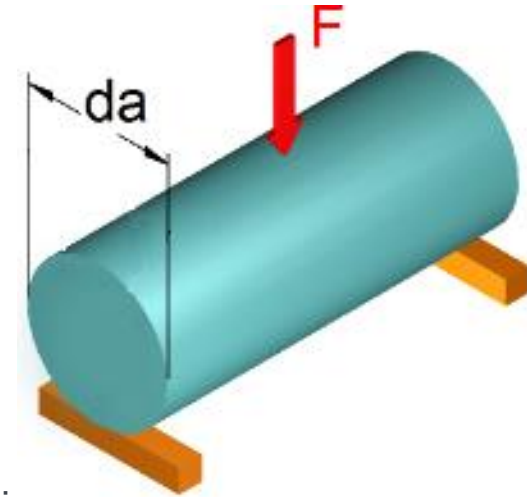
### 10.3.1 Dimensionierung: Vordimensionierung

- Achse auf Biegung

$$\sigma_{b,zul} = \frac{M_b}{W_b} = \frac{M_b \cdot 32}{\pi d^3}$$

$$d_{a, erf} \geq \sqrt[3]{\frac{M_b \cdot 32}{\pi \cdot \sigma_{b,zul}}} \approx 2,17 \cdot \sqrt[3]{\frac{M_b}{\sigma_{b,zul}}}$$

|                                                  |                            |
|--------------------------------------------------|----------------------------|
| $\sigma_{b,zul} \left[ \frac{N}{mm^2} \right]$ : | zulässige Biegespannung    |
| $M_b \text{ [Nmm]}$ :                            | Biegemoment                |
| $W_b \text{ [mm}^3\text{]}$ :                    | axiales Widerstandsmoment  |
| $d_{a, erf} \text{ [mm]}$ :                      | erforderlicher Durchmesser |



Achtung:

Bei hohlen Achsen und Wellen stets deren  
axiales Widerstandsmoment beachten

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

Quelle:  
schweizer-fn.de

## 10.3 Berechnung

### 10.3.1 Dimensionierung: Vordimensionierung

- Welle auf Torsion

$$\tau_{t,zul} = \frac{M_t}{W_t} = \frac{M_t \cdot 16}{\pi \cdot d^3}$$

$$d_{a,erf} \geq \sqrt[3]{\frac{M_t \cdot 16}{\pi \cdot \tau_{t,zul}}} \approx 1,72 \cdot \sqrt[3]{\frac{M_t}{\tau_{t,zul}}}$$

$$M_t = \frac{P}{2 \cdot \pi \cdot n}$$

$\tau_{t,zul} \left[ \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \right]$ : zulässige Torsionsspannung

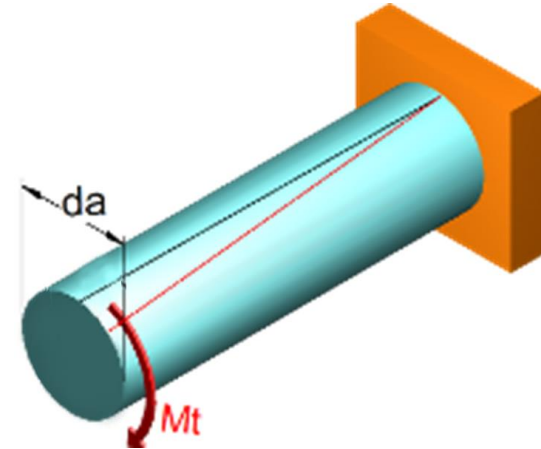
$M_t \text{ [Nmm]}$ : Torsionsmoment

$W_t \text{ [mm}^3\text{]}$ : polares Widerstandsmoment

$d_{a, erf} \text{ [mm]}$ : überschlägiger Durchmesser

$P \text{ [W]}$ : Leistung

$n \left[ \frac{1}{\text{s}} \right]$ : Umdrehungen



Quelle:  
schweizer-fn.de



## 10.3 Berechnung

### 10.3.1 Dimensionierung: Vordimensionierung

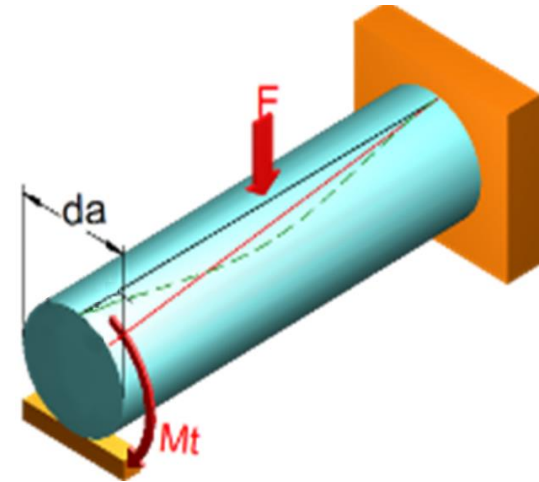
- Welle auf Torsion und Biegung

$$\sigma_v = \sqrt{\left(\frac{M_b}{W_b}\right)^2 + 3 \cdot \left(\frac{M_t}{W_t}\right)^2} = \frac{M_v}{W_b} = \frac{M_v \cdot 32}{\pi \cdot d^3}$$

$$\text{mit } W_t = 2 \cdot W_b$$

$$\text{und } M_v = \sqrt{M_b^2 + 3 \cdot \left(\frac{M_t}{2}\right)^2}$$

$$d_{a, \text{erf}} \geq \sqrt[3]{\frac{M_v \cdot 32}{\pi \cdot \sigma_{b, \text{zul}}}} = 2,17 \cdot \sqrt[3]{\frac{M_v}{\sigma_{b, \text{zul}}}}$$

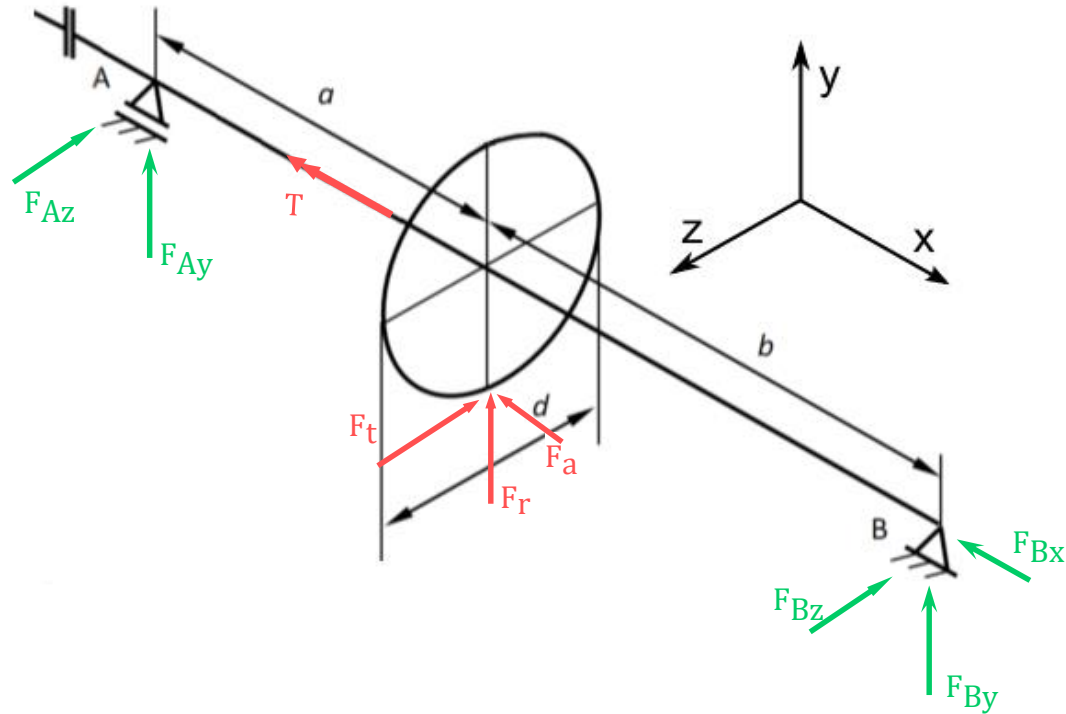
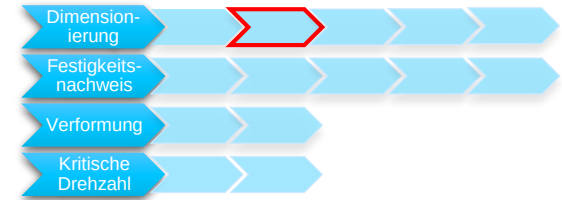


Quelle:  
schweizer-fn.de



## 10.3 Berechnung

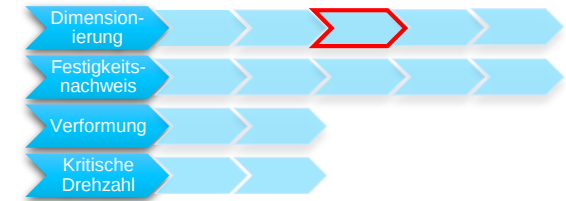
### 10.3.1 Dimensionierung: Mechanisches Ersatzschaubild



Quelle:  
me-lrt.de

## 10.3 Berechnung

### 10.3.1 Dimensionierung: Lagerkräfte bestimmen



#### 1. Aus Gleichgewichtsbedingungen

$$\sum F_x = 0$$

$$\sum F_y = 0$$

$$\sum F_z = 0$$

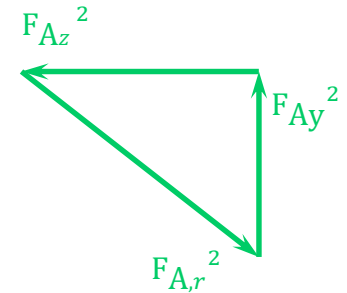
$$\sum M = 0$$

#### 2. Lagerresultierende bestimmten

- Radiale Komponente

$$F_{A,r} = \sqrt{F_{Az}^2 + F_{Ay}^2}$$

$$F_{B,r} = \sqrt{F_{Bz}^2 + F_{By}^2}$$



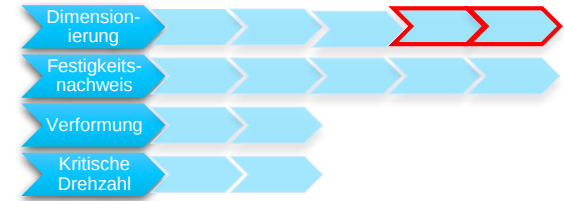
- Axiale Komponente

$$F_{A,a} = F_{Ax}$$

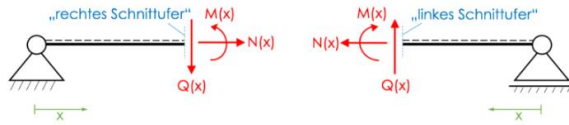
$$F_{B,a} = F_{Bx}$$

## 10.3 Berechnung

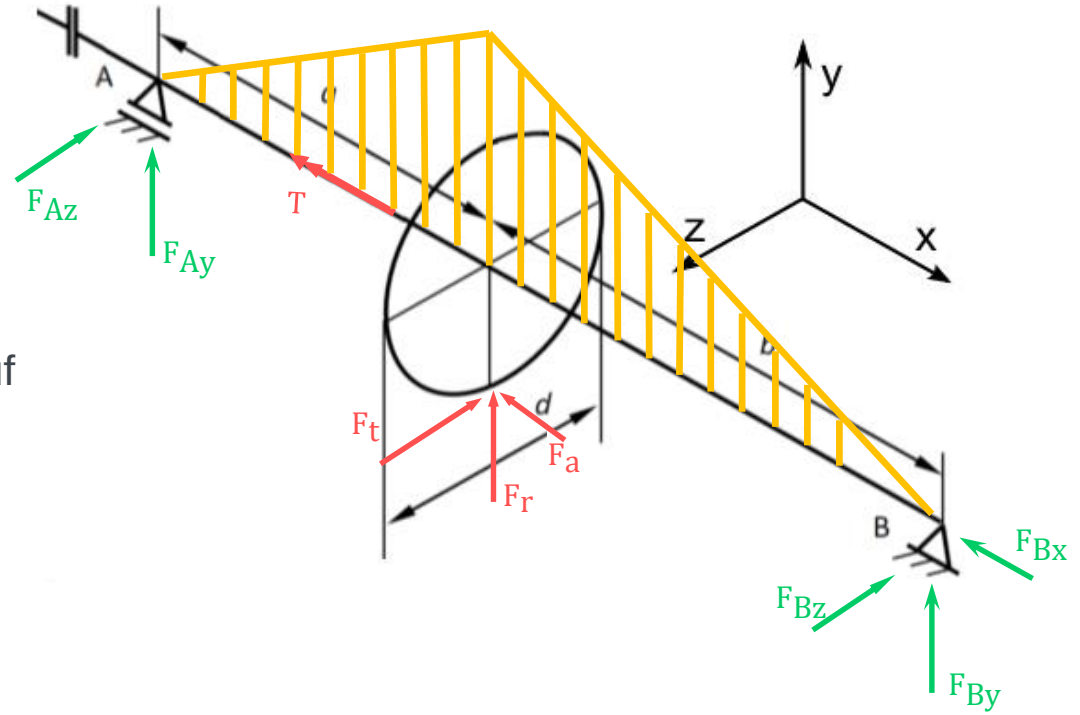
### 10.3.1 Dimensionierung: Beanspruchungsanalyse



- Schnittgrößenverlauf

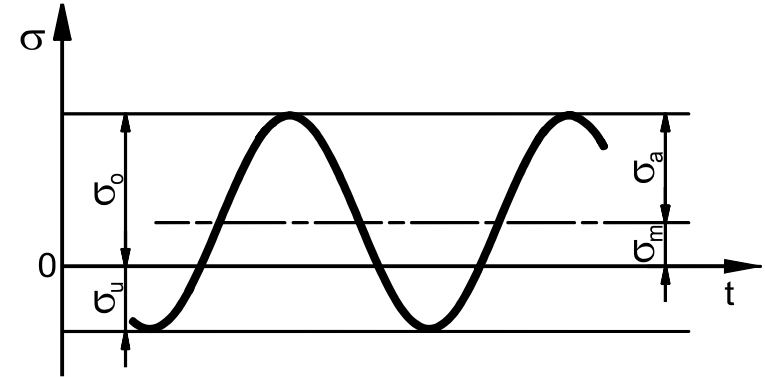
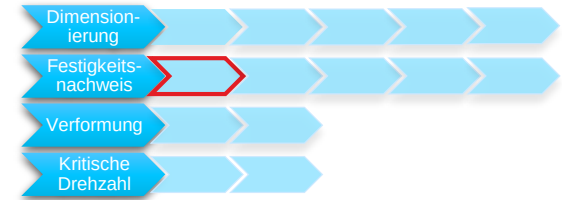
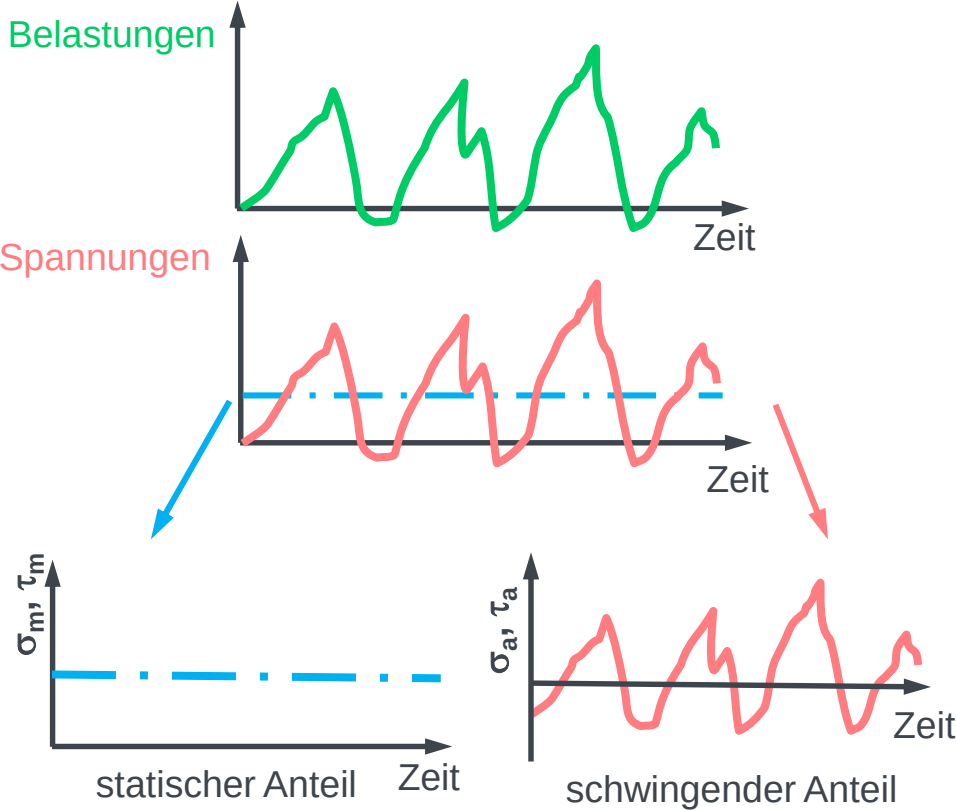


- In gelb der Biegemomentenverlauf



## 10.3 Berechnung

### 10.3.2 Festigkeitsnachweis: Wirkende Spannungen



Oberspannung:

$$\sigma_o$$

Unterspannung:

$$\sigma_u$$

Mittelspannung:

$$\sigma_m = \frac{\sigma_o + \sigma_u}{2}$$

Amplitudenspannung:

$$\sigma_a = \frac{\sigma_o - \sigma_u}{2}$$

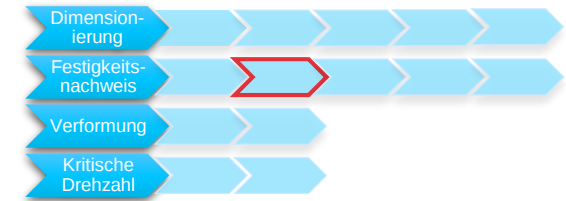
## 10.3 Berechnung

### 10.3.2 Festigkeitsnachweis: Wirkende Spannungen

| Statisch                                                      |                                                         | Dynamisch                                           |                                             |
|---------------------------------------------------------------|---------------------------------------------------------|-----------------------------------------------------|---------------------------------------------|
| Zug/Druck und Biegung                                         | Schub und Torsion                                       | Zug/Druck und Biegung                               | Schub und Torsion                           |
| $\sigma_o = \sigma$                                           | $\tau_o = \tau$                                         | $\sigma_o = \sigma$                                 | $\tau_o = \tau$                             |
| $\sigma_u = \sigma$                                           | $\tau_u = \tau$                                         | $\sigma_o = -\sigma$                                | $\tau_u = -\tau$                            |
| $\sigma_m = \frac{\sigma_o + \sigma_u}{2} = \sigma$           | $\tau_m = \frac{\tau_o + \tau_u}{2} = \tau$             | $\sigma_m = \frac{\sigma_o + \sigma_u}{2}$          | $\tau_m = \frac{\tau_o + \tau_u}{2}$        |
| $\sigma_a = \frac{\sigma_o - \sigma_u}{2} = 0 \frac{N}{mm^2}$ | $\tau_a = \frac{\tau_o - \tau_u}{2} = 0 \frac{N}{mm^2}$ | $\sigma_a = \frac{\sigma_o - \sigma_u}{2} = \sigma$ | $\tau_a = \frac{\tau_o - \tau_u}{2} = \tau$ |

## 10.3 Berechnung

### 10.3.2 Festigkeitsnachweis: Kerbwirkung



- An einer Kerbstelle muss die Spannungserhöhung durch Kerbwirkung berücksichtigt werden → daraus ergeben sich die Maximalspannungen

- Statische Anteile → Formfaktor  $\alpha_k$
- Maximale Belastungen → Formfaktor  $\alpha_k$
- Schwingende Anteile → Kerbwirkungszahl  $\beta_k$

| Mittel-/Oberspannungen · $\alpha_k$      |                                      |
|------------------------------------------|--------------------------------------|
| Zug/Druck und Biegung                    | Schub und Torsion                    |
| $\sigma_{o_{max}} = \sigma_o * \alpha_k$ | $\tau_{o_{max}} = \tau_o * \alpha_k$ |
| $\sigma_{m_{max}} = \sigma_m * \alpha_k$ | $\tau_{m_{max}} = \tau_m * \alpha_k$ |
| Amplitudenspannungen · $\beta_k$         |                                      |
| $\sigma_{a_{max}} = \sigma_a * \beta_k$  | $\tau_{a_{max}} = \tau_a * \beta_k$  |

## 10.3 Berechnung

### 10.3.2 Festigkeitsnachweis: Kerbwirkung

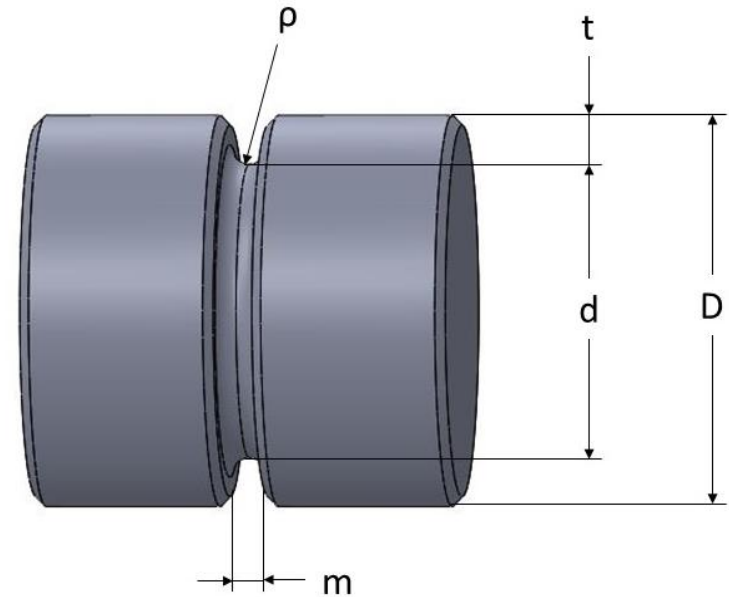
- Formfaktor  $\alpha_k$

- Zug/Druck  $\alpha_{k_z/d}$
- Biegung  $\alpha_{k_b}$
- Querkraft/ Torsion  $\alpha_{k_t}$

- aus Tabelle mit nötigen Angaben

$$\frac{\rho}{d} = \frac{m}{2(t - 2m)}$$

$$\frac{D}{d} = \frac{D}{t - 2\rho}$$



$\rho$  [mm]: Kerbradius

$m$  [mm]: Kerbnutbreite

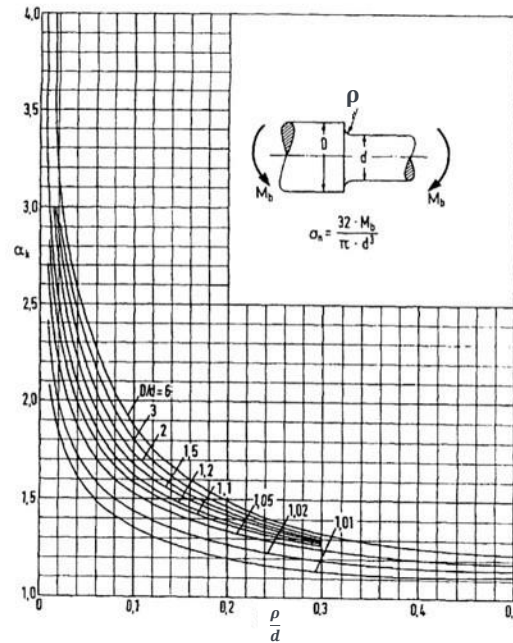
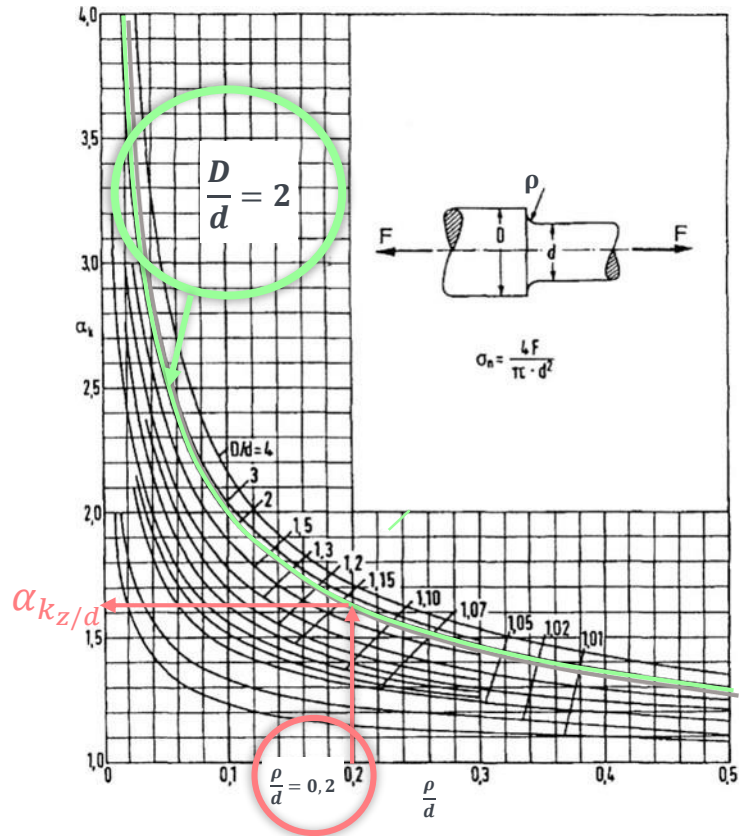
$d$  [mm]: Innendurchmesser Kerbe

$t$  [mm]: Kerbnuttiefe

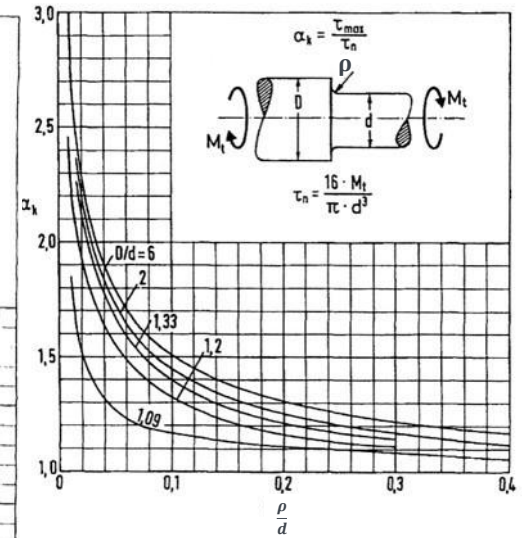
$D$  [mm]: Wellendurchmesser

# 10.3 Berechnung

## 10.3.2 Festigkeitsnachweis: Kerbwirkung



Biegung  $\alpha_{k_b}$



Torsion  $\alpha_{k_t}$

Quelle:

Prof. Schmauder



## 10.3 Berechnung

### 10.3.2 Festigkeitsnachweis: Kerbwirkung

- Kerbwirkungszahl  $\beta_k$

- Zug/Druck  $\beta_{k_z/d}$
- Biegung  $\beta_{k_b}$
- Querkraft/Torsion  $\beta_{k_t}$

$$\beta_k = \frac{\alpha_k}{1 + \frac{55}{R_e} \cdot \sqrt{\frac{c}{\rho}}} = \beta_{k \text{ Probe}} \cdot \frac{K_{\alpha \text{ Probe}}}{K_{\alpha}}$$

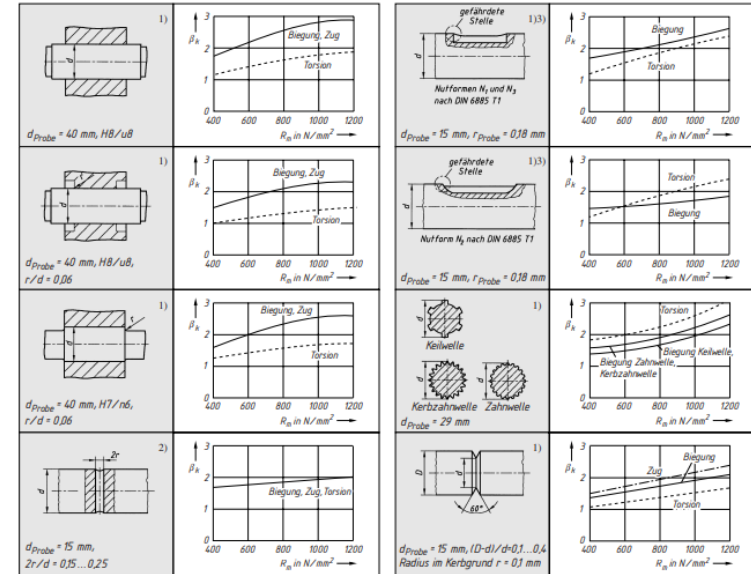
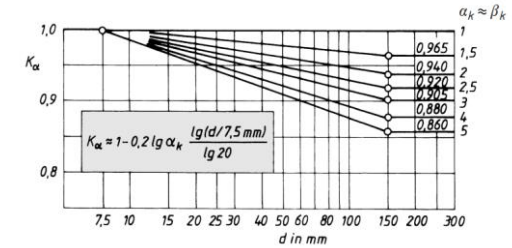
$\alpha_k$ : je nach Belastungsfall

$c = 2$  bei Zug/Druck, Biegung

$c = 1$  bei Torsion

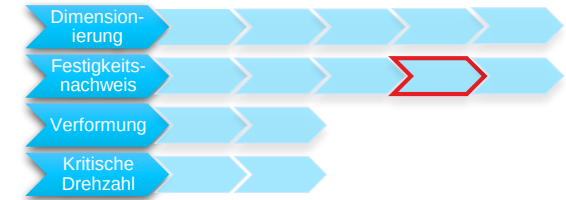
$\beta_{k \text{ Probe}}$  = experimentell bestimmte Kerbwirkungszahl, gültig für Probendurchmesser

$K_{\alpha}$  = formzahlabhängiger Größeneinflussfaktor des Bauteils bzw. des Probestabes



## 10.3 Berechnung

### 10.3.2 Festigkeitsnachweis: Vergleichsspannungen

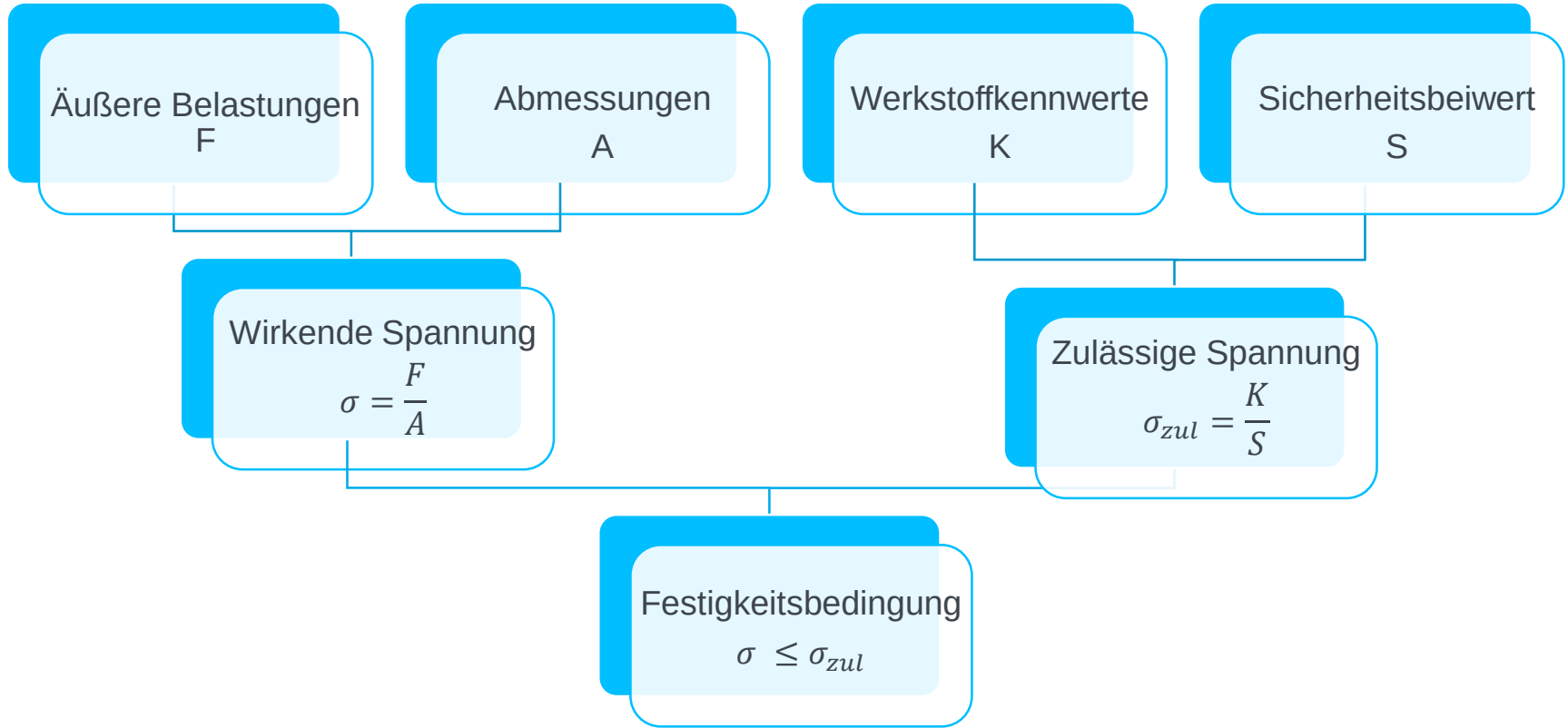


- Maximalspannungen → Vergleichsspannungen

| Gleichartige Spannungen zusammenfassen                            |                                                        |
|-------------------------------------------------------------------|--------------------------------------------------------|
| Zug/Druck und Biegung                                             | Schub und Torsion                                      |
| $\sigma_{o_{max}} = \sigma_{z/d,o_{max}} + \sigma_{b,o_{max}}$    | $\tau_{o_{max}} = \tau_{s,o_{max}} + \tau_{t,o_{max}}$ |
| $\sigma_{m_{max}} = \sigma_{z/d,m_{max}} + \sigma_{b,m_{max}}$    | $\tau_{m_{max}} = \tau_{s,m_{max}} + \tau_{t,m_{max}}$ |
| $\sigma_{a_{max}} = \sigma_{z/d,a_{max}} + \sigma_{b,a_{max}}$    | $\tau_{o_{max}} = \tau_{s,a_{max}} + \tau_{t,a_{max}}$ |
| Ungleichartige Spannungen zusammenfassen                          |                                                        |
| $\sigma_v = \sqrt{\sigma_{o_{max}}^2 + 3 \cdot \tau_{o_{max}}^2}$ |                                                        |

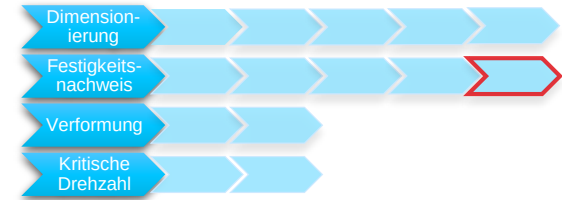
## 10.3 Berechnung

### 10.3.2 Festigkeitsnachweis: Sicherheitsberechnung



## 10.3 Berechnung

### 10.3.2 Festigkeitsnachweis: Sicherheitsberechnung



- Sicherheit gegen Dauerbruch

$$S_D = \frac{\sigma_A \cdot b_o \cdot b_s}{\sigma_{va}} \quad \text{mit} \quad \sigma_A = \sigma_w \cdot \sqrt{1 - \frac{\sigma_{vm}}{R_m}}$$

$\sigma_w \left[ \frac{N}{mm^2} \right]$ : Schwingfestigkeit

$$1,2 \leq S_D \leq 2,5$$

- Sicherheit gegen Fließen

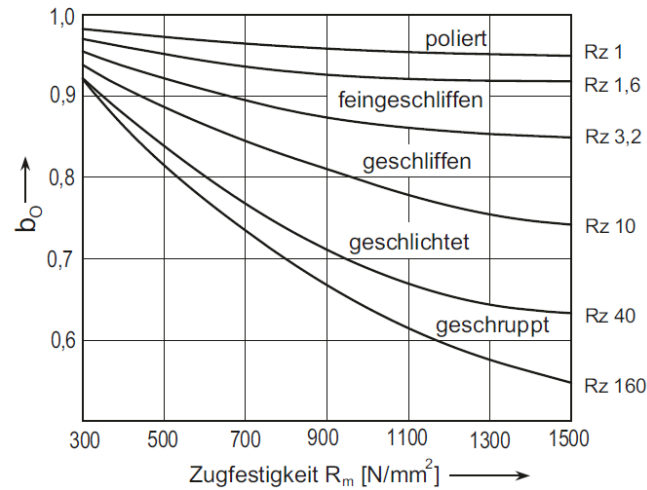
$$S_F = \frac{R_e}{\sigma_{vo}}$$

$$1,2 \leq S_F \leq 2$$

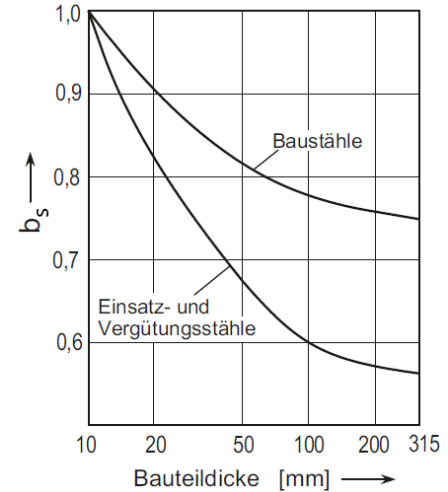
- Sicherheit gegen Bruch

$$S_B = \frac{R_m}{\sigma_{vo}}$$

$$1,2 \leq S_B \leq 4$$



$b_o$  Oberflächenbeiwert



$b_s$  Größenbeiwert

Quelle:  
Springer

## 10.3 Berechnung

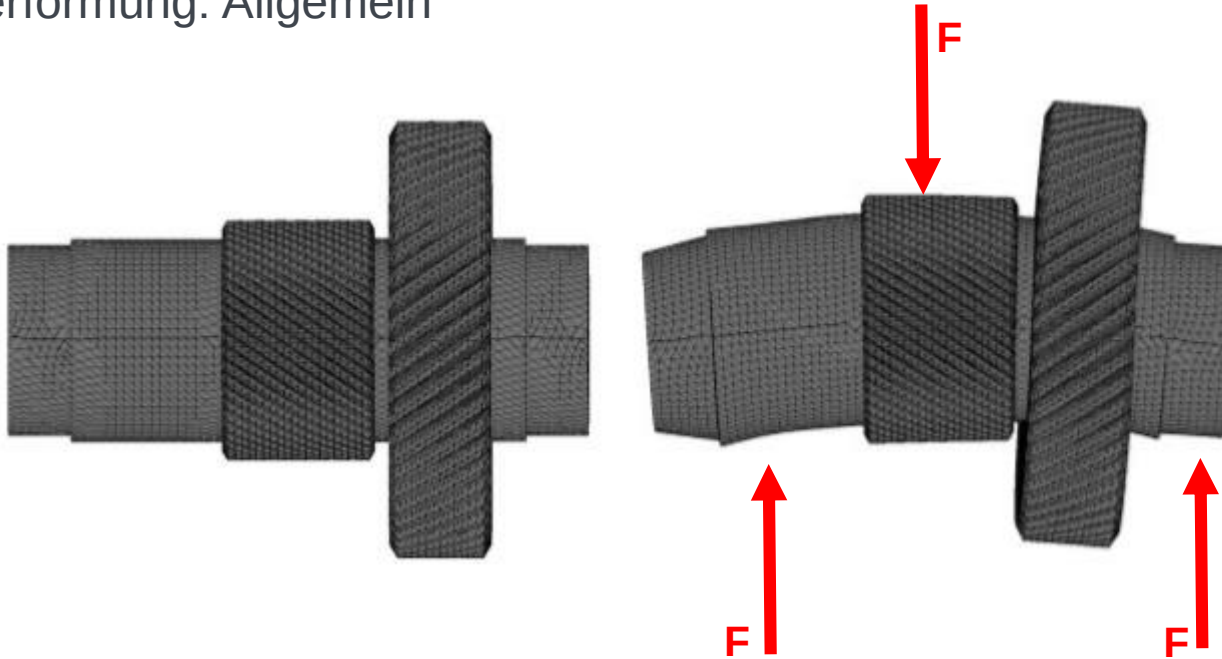
| Systematisches Vorgehen zur Ermittlung der auftretenden Spannungen: |                                                                                                                                                                     |                                         |                                                                |                                       |                                                          |                                       |                                                          |                                       |
|---------------------------------------------------------------------|---------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-----------------------------------------|----------------------------------------------------------------|---------------------------------------|----------------------------------------------------------|---------------------------------------|----------------------------------------------------------|---------------------------------------|
|                                                                     | Zug/Druck                                                                                                                                                           |                                         | Biegung                                                        |                                       | Querkraftschub                                           |                                       | Torsion                                                  |                                       |
| Art der Belastung                                                   | statisch,<br>wechselnd,<br>schwellend                                                                                                                               |                                         | statisch,<br>wechselnd,<br>schwellend                          |                                       | statisch,<br>wechselnd,<br>schwellend                    |                                       | statisch,<br>wechselnd,<br>schwellend                    |                                       |
| Belastung für Oberspannung                                          | $F_{z/do}$                                                                                                                                                          |                                         | $M_{bo}$                                                       |                                       | $F_{Qo}$                                                 |                                       | $M_{to}$                                                 |                                       |
| Belastung für Unterspannung                                         | $F_{z/du}$                                                                                                                                                          |                                         | $M_{bu}$                                                       |                                       | $F_{Qu}$                                                 |                                       | $M_{tu}$                                                 |                                       |
| Kerbwirkung nach / $d_n$ *)                                         | Quelle                                                                                                                                                              | NennØ                                   | Quelle                                                         | NennØ                                 | Quelle                                                   | NennØ                                 | Quelle                                                   | NennØ                                 |
| Querschnitt (Vollwelle) beachte $d_n$                               | $A = (\pi \cdot d^2)/4$                                                                                                                                             |                                         | $W_b = (\pi \cdot d^3)/32$                                     |                                       | $A = (\pi \cdot d^2)/4$                                  |                                       | $W_t = (\pi \cdot d^3)/16$                               |                                       |
| Nennoberspannung                                                    | $\sigma_{z/do\ n} = F_{z/do} / A$                                                                                                                                   |                                         | $\sigma_{bo\ n} = M_{bo} / W_b$                                |                                       | $\tau_{qo\ n} = F_{Qo} / A$                              |                                       | $\tau_{to\ n} = M_{to} / W_t$                            |                                       |
| Nennunterspannung                                                   | $\sigma_{z/du\ n} = F_{z/du} / A$                                                                                                                                   |                                         | $\sigma_{bu\ n} = M_{bu} / W_b$                                |                                       | $\tau_{qu\ n} = F_{Qu} / A$                              |                                       | $\tau_{tu\ n} = M_{tu} / W_t$                            |                                       |
| Nennmittelspannung                                                  | $\sigma_{z/dm\ n} = 0,5 \cdot (\sigma_{z/do\ n} + \sigma_{z/du\ n})$                                                                                                |                                         | $\sigma_{bm\ n} = 0,5 \cdot (\sigma_{bo\ n} + \sigma_{bu\ n})$ |                                       | $\tau_{qm\ n} = 0,5 \cdot (\tau_{qo\ n} + \tau_{qu\ n})$ |                                       | $\tau_{tm\ n} = 0,5 \cdot (\tau_{to\ n} + \tau_{tu\ n})$ |                                       |
| Nennausschlagspannung                                               | $\sigma_{z/da\ n} = 0,5 \cdot (\sigma_{z/do\ n} - \sigma_{z/du\ n})$                                                                                                |                                         | $\sigma_{ba\ n} = 0,5 \cdot (\sigma_{bo\ n} - \sigma_{bu\ n})$ |                                       | $\tau_{qa\ n} = 0,5 \cdot (\tau_{qo\ n} - \tau_{qu\ n})$ |                                       | $\tau_{ta\ n} = 0,5 \cdot (\tau_{to\ n} - \tau_{tu\ n})$ |                                       |
| Formfaktoren $\alpha_k$ bzw. $\alpha_k$ zur $\beta_k$ berechnen     | $\alpha_{kz/d}$                                                                                                                                                     | $\alpha_{kz/d}$ zur $\beta_k$ berechnen | $\alpha_{kb}$                                                  | $\alpha_{kb}$ zur $\beta_k$ berechnen | $\alpha_{kt}$                                            | $\alpha_{kt}$ zur $\beta_k$ berechnen | $\alpha_{kt}$                                            | $\alpha_{kt}$ zur $\beta_k$ berechnen |
| Kerbwirkungszahl $\beta_k$                                          | $\beta_{kz/d}$                                                                                                                                                      |                                         | $\beta_{kb}$                                                   |                                       | $\beta_{kt}$                                             |                                       | $\beta_{kt}$                                             |                                       |
| Maximale Oberspannung                                               | $\sigma_{z/do\ max} = \alpha_{kz/d} \cdot \sigma_{z/do\ n}$                                                                                                         |                                         | $\sigma_{bo\ max} = \alpha_{kb} \cdot \sigma_{bo\ n}$          |                                       | $\tau_{qo\ max} = \alpha_{kt} \cdot \tau_{qo\ n}$        |                                       | $\tau_{to\ max} = \alpha_{kt} \cdot \tau_{to\ n}$        |                                       |
| Maximale Mittelspannung                                             | $\sigma_{z/dm\ max} = \alpha_{kz/d} \cdot \sigma_{z/dm\ n}$                                                                                                         |                                         | $\sigma_{bm\ max} = \alpha_{kb} \cdot \sigma_{bm\ n}$          |                                       | $\tau_{qm\ max} = \alpha_{kt} \cdot \tau_{qm\ n}$        |                                       | $\tau_{tm\ max} = \alpha_{kt} \cdot \tau_{tm\ n}$        |                                       |
| Maximale Ausschlagspannung                                          | $\sigma_{z/da\ max} = \beta_{kz/d} \cdot \sigma_{z/da\ n}$                                                                                                          |                                         | $\sigma_{ba\ max} = \beta_{kb} \cdot \sigma_{ba\ n}$           |                                       | $\tau_{qa\ max} = \beta_{kt} \cdot \tau_{qa\ n}$         |                                       | $\tau_{ta\ max} = \beta_{kt} \cdot \tau_{ta\ n}$         |                                       |
| Vergleichsmittelspannung                                            | $\sigma_{vm} = \sqrt{\sigma_{m\ max}^2 + 3 \cdot \tau_{m\ max}^2} = \sqrt{(\sigma_{z/dm\ max} + \sigma_{bm\ max})^2 + 3 \cdot (\tau_{qm\ max} + \tau_{tm\ max})^2}$ |                                         |                                                                |                                       |                                                          |                                       |                                                          |                                       |
| Vergleichsausschlagspannung                                         | $\sigma_{va} = \sqrt{\sigma_{a\ max}^2 + 3 \cdot \tau_{a\ max}^2} = \sqrt{(\sigma_{z/da\ max} + \sigma_{ba\ max})^2 + 3 \cdot (\tau_{qa\ max} + \tau_{ta\ max})^2}$ |                                         |                                                                |                                       |                                                          |                                       |                                                          |                                       |
| Maximale Vergleichsoberspannung                                     | $\sigma_{vo} = \sqrt{\sigma_{o\ max}^2 + 3 \cdot \tau_{o\ max}^2} = \sqrt{(\sigma_{z/do\ max} + \sigma_{bo\ max})^2 + 3 \cdot (\tau_{qo\ max} + \tau_{to\ max})^2}$ |                                         |                                                                |                                       |                                                          |                                       |                                                          |                                       |
| Größenfaktor $b_o$ / Oberfl.-faktor $b_s$                           | $b_o$                                                                                                                                                               |                                         | $b_s$                                                          |                                       | Werkstoffwerte $R_m$ / $R_e$                             |                                       | $R_m$                                                    | $R_e$                                 |
| Ausschlagfestigkeit aus Dauerfestigkeitsschaubild                   | $\sigma_A = \sigma_W \cdot \sqrt{1 - \frac{\sigma_{vm}}{R_m}}$                                                                                                      |                                         |                                                                |                                       | mit Faktoren behaftete Ausschlagfestigkeit               |                                       | $\sigma_{a\ zul} = \sigma_A \cdot b_o \cdot b_s$         |                                       |
| Sicherheit gegen Fließen                                            | $S_F = R_e / \sigma_{vo}$                                                                                                                                           |                                         |                                                                |                                       | Sicherheit gegen Dauerbruch                              |                                       | $S_D = \sigma_{a\ zul} / \sigma_{va}$                    |                                       |

Quelle:

Prof. Schmauder

## 10.3 Berechnung

### 10.3.3 Verformung: Allgemein



- Wellendurchbiegung ändert den Abstand von Zahnräder, verursacht Geräusche und belastet die Lager. Es findet keine ideale Kraftübertragung mehr statt.

Quelle:

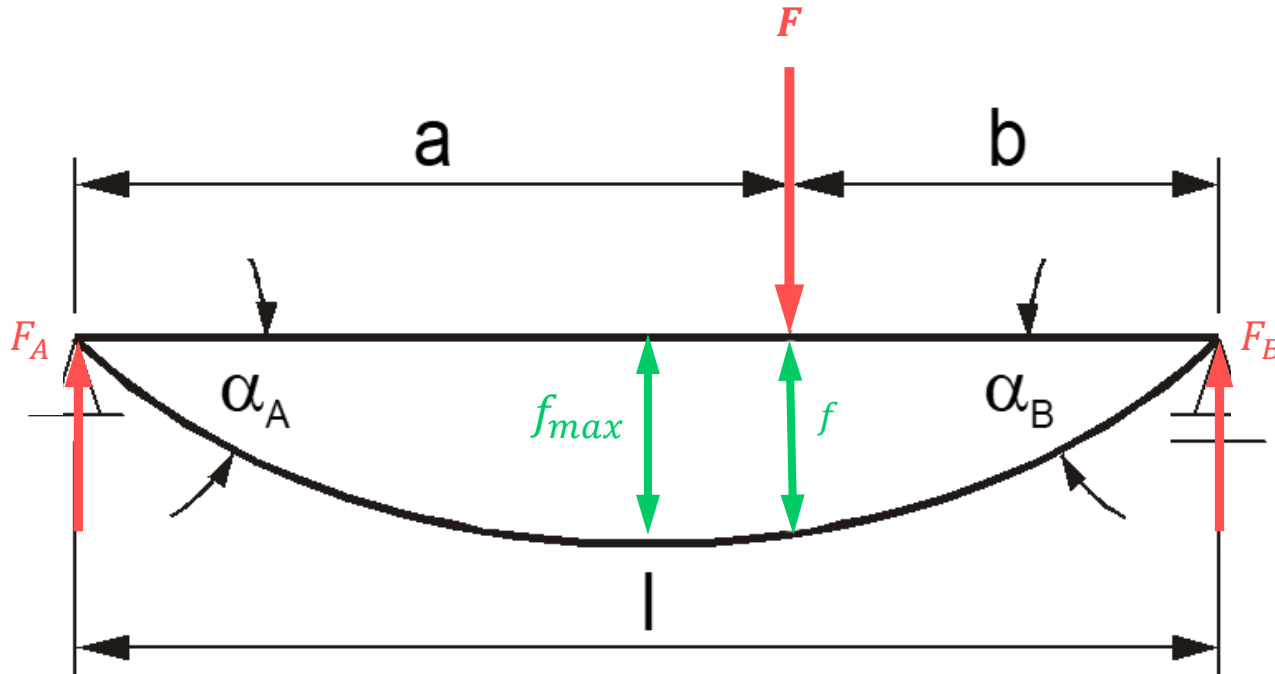
[epub.uni-bayreuth.de](http://epub.uni-bayreuth.de)

## 10.3 Berechnung

### 10.3.3 Verformung: durch Biegebeanspruchung

#### a) Rein zylindrische Welle, beidseitig am Ende gelagert

|                     |  |
|---------------------|--|
| Dimensionierung     |  |
| Festigkeitsnachweis |  |
| Verformung          |  |
| Kritische Drehzahl  |  |



Quelle:  
Matek

## 10.3 Berechnung

### 10.3.3 Verformung: durch Biegebeanspruchung

- Durchbiegung  $f$

$$f = \frac{F \cdot a^2 \cdot b^2}{3 \cdot E \cdot I \cdot l}$$

$$f_m = \frac{F \cdot b^2 \cdot \sqrt{(l^2 - b^2)^3}}{9 \cdot \sqrt{3} \cdot E \cdot I \cdot l} \quad (a \geq b)$$

$$f_m = \frac{F \cdot a^2 \cdot \sqrt{(l^2 - a^2)^3}}{9 \cdot \sqrt{3} \cdot E \cdot I \cdot l} \quad (a \leq b)$$

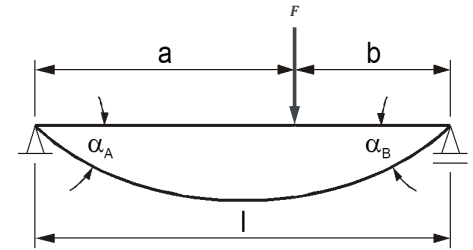
$I [mm^4]$ : Flächenträgheitsmoment

$E [\frac{N}{mm^2}]$ : Elastizitätsmodul

- Neigung  $\alpha$

$$\tan \alpha_A = \frac{F \cdot a \cdot b \cdot (l + b)}{6 \cdot E \cdot I \cdot l}$$

$$\tan \alpha_B = \frac{F \cdot a \cdot b \cdot (l + a)}{6 \cdot E \cdot I \cdot l}$$

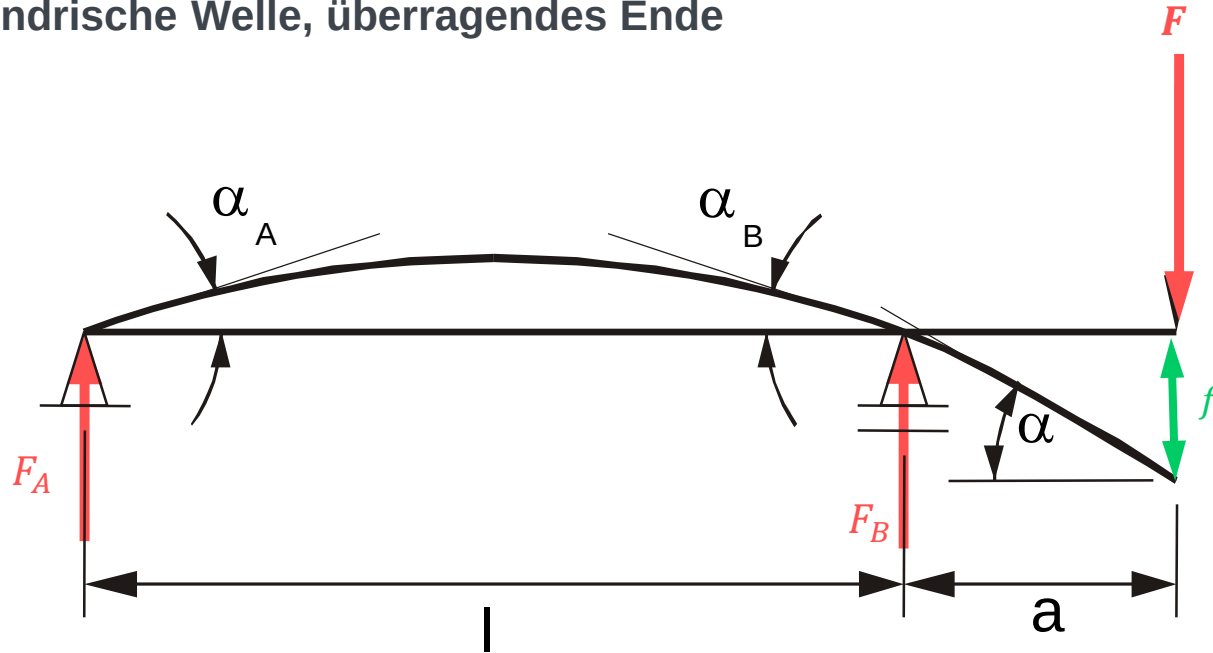




## 10.3 Berechnung

### 10.3.3 Verformung: durch Biegebeanspruchung

#### b) Rein zylindrische Welle, überragendes Ende



Quelle:  
Matek

## 10.3 Berechnung

### 10.3.3 Verformung: durch Biegebeanspruchung

- Durchbiegung  $f$

$$f = \frac{F \cdot a^2 \cdot (l + a)}{3 \cdot E \cdot I}$$

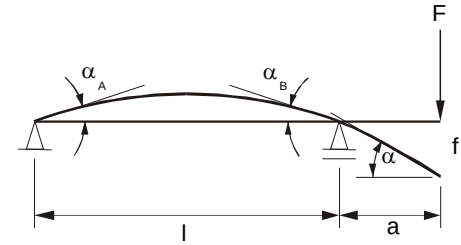
$$f_m = \frac{F \cdot a \cdot l^2}{9 \cdot \sqrt{3} \cdot E \cdot I}$$

- Neigung  $\alpha$

$$\tan \alpha = \frac{F \cdot a \cdot (2 \cdot l + 3 \cdot a)}{6 \cdot E \cdot I}$$

$$\tan \alpha_A = \frac{F \cdot a \cdot l}{6 \cdot E \cdot I}$$

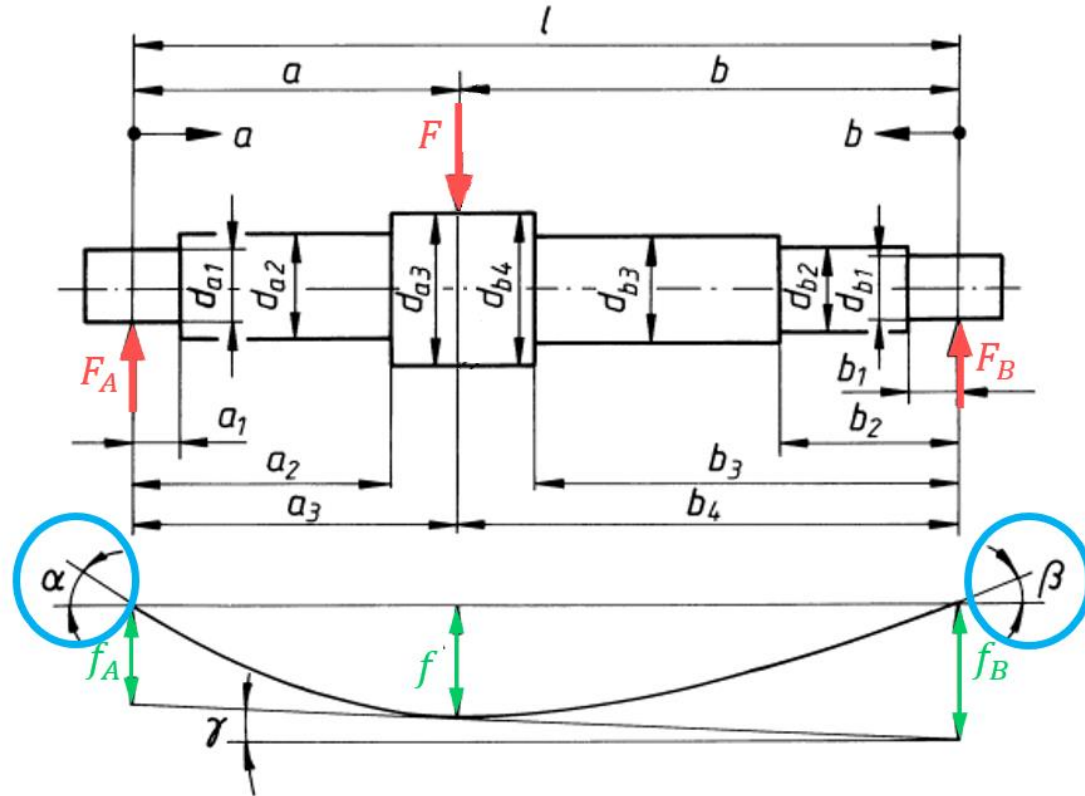
$$\tan \alpha_B = \frac{F \cdot a \cdot l}{3 \cdot E \cdot I}$$



## 10.3 Berechnung

### 10.3.3 Verformung: durch Biegebeanspruchung

#### c) Abgesetzte Welle



Quelle:  
Matek

## 10.3 Berechnung

### 10.3.3 Verformung: durch Biegebeanspruchung

- Durchbiegung  $f$

$$f_A = \frac{6,79 \cdot F_A}{E} \cdot \left( \frac{a_1^3}{d_{a1}^4} + \frac{a_2^3 - a_1^3}{d_{a2}^4} + \frac{a_3^3 - a_2^3}{d_{a3}^4} + \dots \right)$$

$$f_B = \frac{6,79 \cdot F_B}{E} \cdot \left( \frac{b_1^3}{d_{b1}^4} + \frac{b_2^3 - b_1^3}{d_{b2}^4} + \frac{b_3^3 - b_2^3}{d_{b3}^4} + \dots \right)$$

$$f = f_A + \frac{a}{l} \cdot (f_B - f_A)$$

- Neigung

$$\alpha' = \frac{10,19 \cdot F_A}{E} \cdot \left( \frac{a_1^2}{d_{a1}^4} + \frac{a_2^2 - a_1^2}{d_{a2}^4} + \dots \right)$$

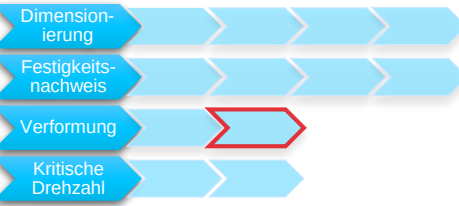
$$\beta' = \frac{10,19 \cdot F_B}{E} \cdot \left( \frac{b_1^2}{d_{b1}^4} + \frac{b_2^2 - b_1^2}{d_{b2}^4} + \dots \right)$$

$$\alpha = \alpha' + \frac{f_B - f_A}{l}$$

$$\beta = \beta' - \frac{f_B - f_A}{l}$$

## 10.3 Berechnung

### 10.3.3 Verformung: Verformung durch Torsionsbeanspruchung



#### a) Rein zylindrische Welle

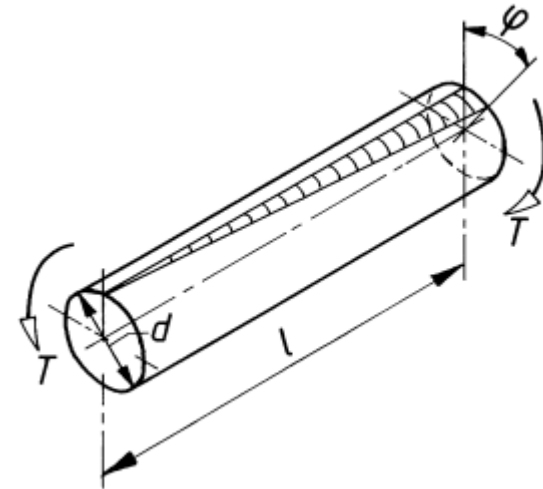
- Verdrehung

$$\varphi = \frac{180^\circ}{\pi} \cdot \frac{l \cdot \tau_t}{r \cdot G} = \frac{180^\circ}{\pi} \cdot \frac{M_t \cdot l}{G \cdot I_t}$$

$G$  [ $\frac{N}{mm^2}$ ]: Schubmodul

- Außendurchmesser für  $\varphi_{zul}$

$$d \approx \sqrt[4]{\frac{32}{\pi} \cdot \frac{M_t \cdot l}{G \cdot \varphi_{zul}}}$$



Quelle:  
Matek

## 10.3 Berechnung

### 10.3.3 Verformung: Verformung durch Torsionsbeanspruchung

#### b) Abgesetzte Wellen

- Verdrehung

$$\varphi \approx \frac{180^\circ}{\pi} \cdot \frac{32}{\pi} \cdot \frac{M_t}{G} \cdot \sum \left( \frac{l}{d^4} \right)$$



Quelle:  
IKTD

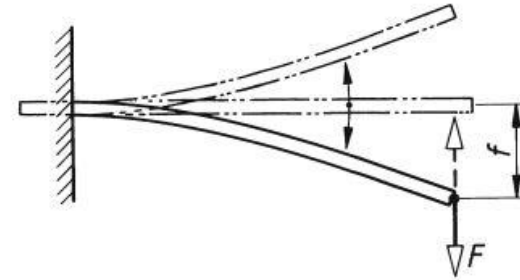
## 10.3 Berechnung

### 10.3.4 kritische Drehzahlen: allgemein



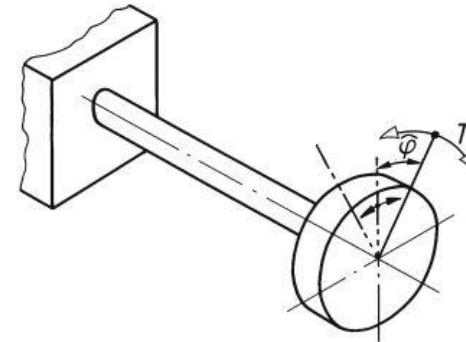
Dauerbruch einer Welle  
unter Torsionsschwingung

Quelle:  
DHBW Stuttgart



Biegeschwingung

a)



Torsionsschwingung

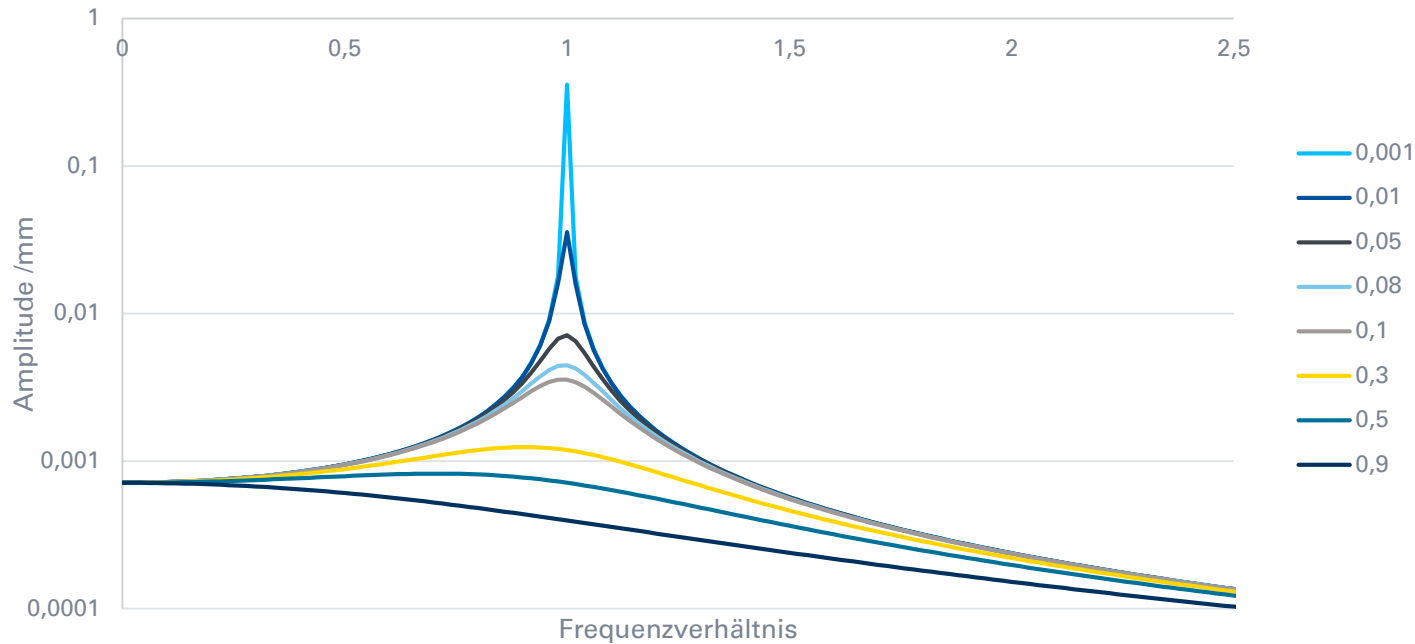
b)

Quelle:  
Matek

## 10.3 Berechnung

### 10.3.4 kritische Drehzahlen: Biegeschwingungen

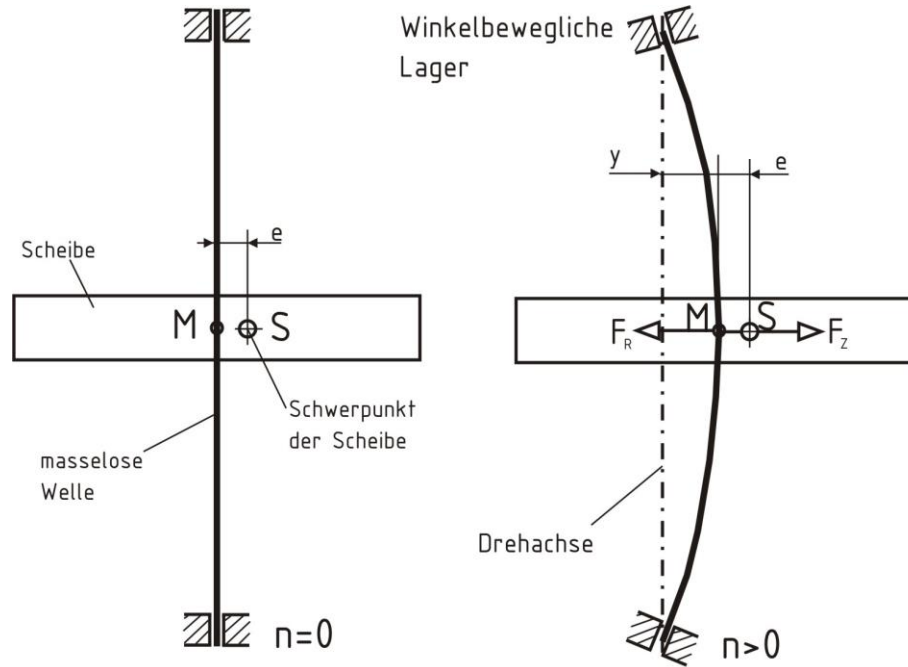
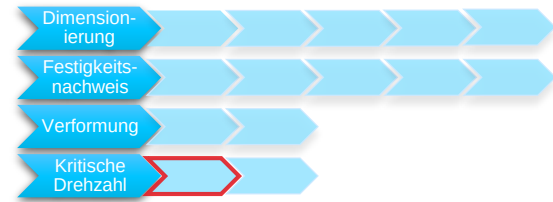
Die Dämpfung im System: Amplitudengang





## 10.3 Berechnung

### 10.3.4 kritische Drehzahlen: Biegeschwingungen



Quelle:  
Matek

## 10.3 Berechnung

### 10.3.4 kritische Drehzahlen: Biegeschwingungen

*Live-Inhalt*

#### a) beidseitig gelagerte Welle mit Einzellast

## 10.3 Berechnung

### 10.3.4 kritische Drehzahlen: Biegeschwingungen

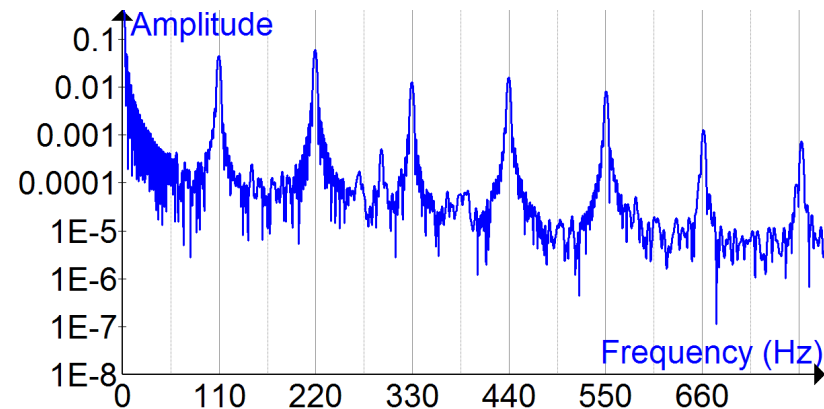
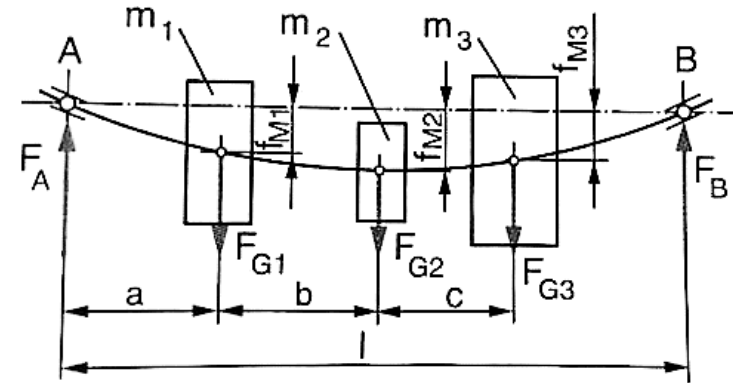
#### b) beidseitig gelagerte Welle mit mehreren Einzellasten

- Niedrigste kritische Winkelgeschwindigkeit:

$$n_{k,60} = \frac{60 \cdot \omega_k}{2 \cdot \pi} = \frac{60}{2 \cdot \pi} \cdot \sqrt{\frac{g}{f_G^*}} \approx 946 \cdot \frac{1}{\sqrt{f_G^*}}$$

$$f_G^* = \frac{\sum_{j=1}^n f_{Mi}^2 \cdot F_{Gi}}{\sum_{j=1}^n |f_{Mi}| \cdot F_{Gi}}$$

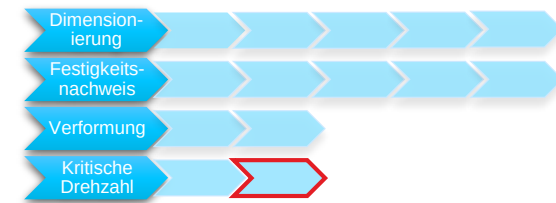
$$\frac{1}{\omega_k^2} = \frac{1}{\omega_{k0}^2} + \sum_{i=1}^n \left( \frac{1}{\omega_{ki}^2} \right)$$



Quelle:  
Schlecht,  
Wikipedia

## 10.3 Berechnung

### 10.3.4 kritische Drehzahlen: Torsionsschwingungen



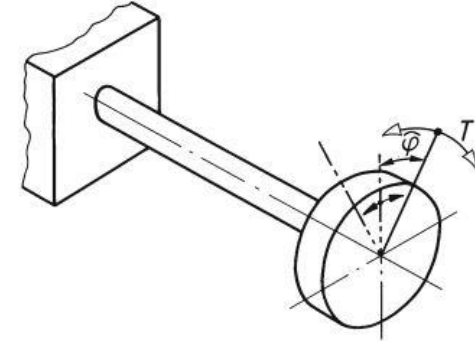
- a) Welle ist an einem Ende „fest eingespannt“;  
Eine Masse ist unendlich groß (Torsionspendel)

Eigenkreisfrequenz

$$\omega_e = \frac{2 \cdot \pi \cdot n_e}{60} = \sqrt{\frac{c_t}{J}} = \sqrt{\frac{G \cdot I_p}{l \cdot J}}$$

Daraus ergibt sich die torsionskritische Drehzahl  $n_e$

$$n_{e,60} = \frac{60}{2 \cdot \pi} \cdot \sqrt{\frac{c_t}{J}}$$



|                                       |                            |
|---------------------------------------|----------------------------|
| $c_t \left[ \frac{kg}{s^2} \right]$ : | (Dreh-)Federsteifigkeit    |
| $I_p [mm^4]$ :                        | polares Flächenmoment      |
| $J [kg \cdot m^2]$ :                  | Trägheitsmoment            |
| $G \left[ \frac{N}{mm^2} \right]$ :   | Schubmodul                 |
| $n_e \left[ \frac{1}{min} \right]$ :  | torsionskritische Drehzahl |

Quelle:  
Matek

## 10.3 Berechnung

### 10.3.4 kritische Drehzahlen: Torsionsschwingungen

#### b) Welle mit zwei Massen

- Zwei Teilsysteme:

$$\omega_{e1} = \sqrt{\frac{G \cdot I_p}{l_1 \cdot J_1}} \quad \text{und} \quad \omega_{e2} = \sqrt{\frac{G \cdot I_p}{l_2 \cdot J_2}}$$

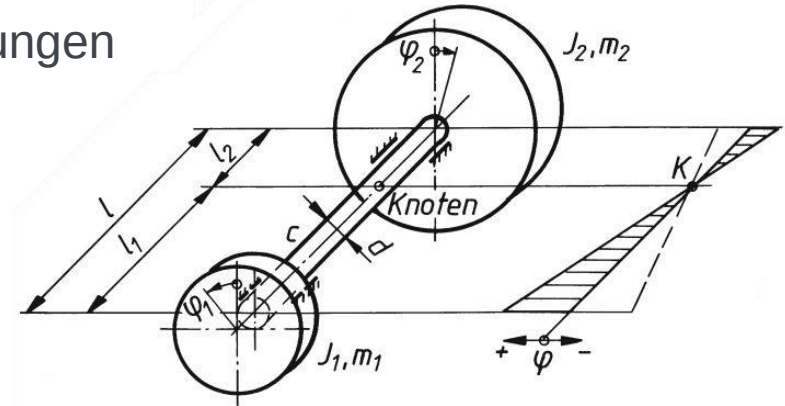
- Gesamtsystem, daher gleiche Eigenkreisfrequenz:

$$\frac{\dot{\varphi}_1}{\dot{\varphi}_2} = \frac{J_2}{J_1} \quad (\text{Drallsatz})$$

$$\frac{\varphi_1}{\varphi_2} = \frac{l_1}{l_2} \quad (\text{Strahlensatz unter Annahme eines konstanten Wellendurchmessers})$$

$$\rightarrow \omega_e = \sqrt{c_t \cdot \left( \frac{1}{J_1} + \frac{1}{J_2} \right)}$$

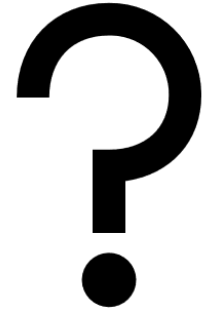
$$\rightarrow n_{e,60} = \frac{60}{2 \cdot \pi} \cdot \sqrt{c_t \cdot \left( \frac{1}{J_1} + \frac{1}{J_2} \right)}$$



Quelle:  
Matek

# Kontrollfragen

1. Wie können dynamische Beanspruchungen unterteilt werden?
2. Wovon hängt die Größe des Wellendurchmessers ab?
3. Welcher Drehzahlbereich bezüglich der kritischen Drehzahl muss als Betriebsbereich ausgeschlossen werden?
4. Der Begriff Resonanz ist zu erläutern.



## 10.4 Gestaltung

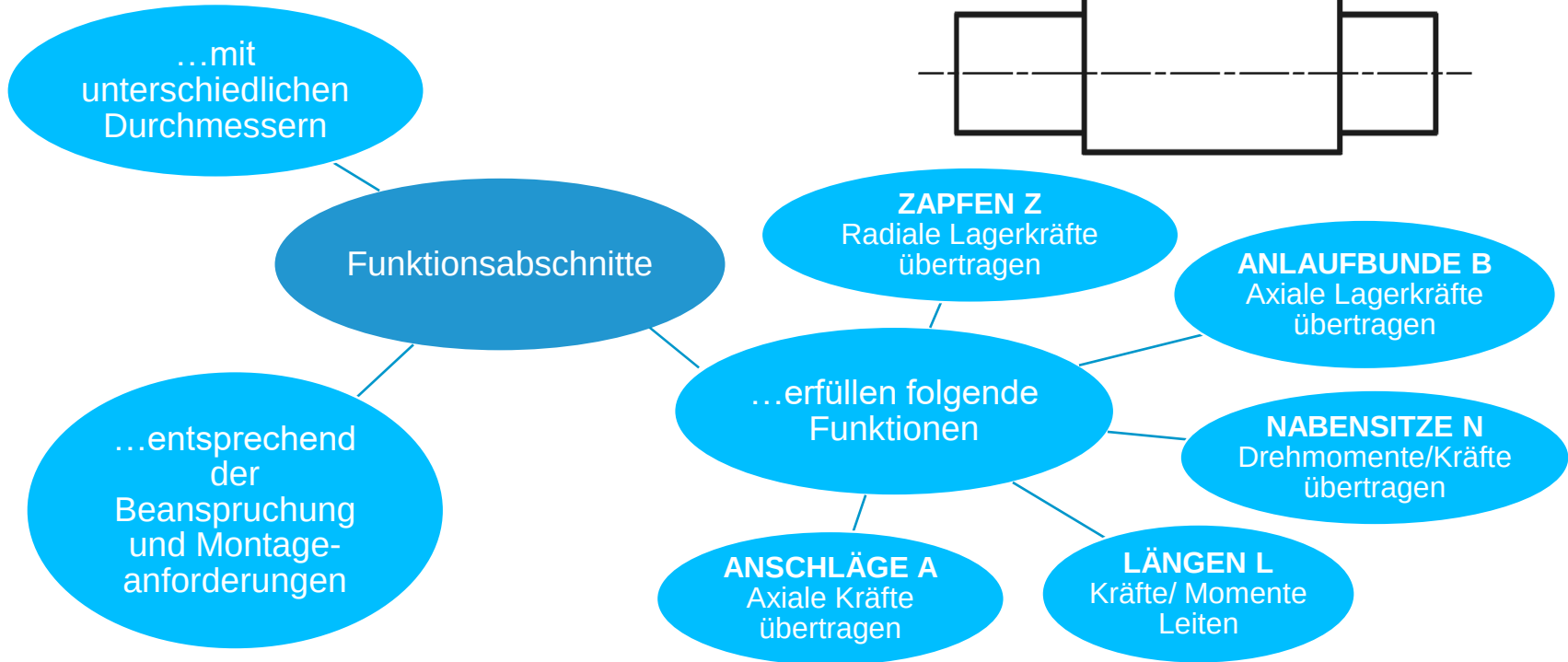
### 10.4.1 Einführung



## 10.4 Gestaltung

### 10.4.2 Funktion und Montierbarkeit

#### a) Differenzierte Gestaltung von Wellen



Quelle:  
IKTD



## 10.4 Gestaltung

### 10.4.2 Funktion und Montierbarkeit

#### b) Einfachste Gestaltung von Wellen

- Glatte zylindrische Form mit konstantem Durchmesser
  - Kostengünstige Stangenware
  - Schnell hergestellt
- Keine Differenzierte Gestaltung der Funktionsabschnitte
  - Exakte Definition der Lage von Bauteilen nicht möglich
  - Befestigung über Stellringe und Spannelemente
  - Festlager mit Madenschraube



Stehlager mit  
Madenschraube zur  
axialen Festlegung



Quelle:

IKTD, RS components

## 10.4 Gestaltung

### 10.4.2 Funktion und Montierbarkeit

*Live-Inhalt*

- Grundkonzept:
  - Jede Welle besteht aus mindestens 4 Funktionsabschnitten:  
2 Zapfen und 2 Nabensitze

- 
- Schonung der Zapfen bei Montage durch größeren Durchmesser für Nabensitze.
  - Größerer Durchmesser im Bereich des maximalen Biegemoments.

## 10.4 Gestaltung

### 10.4.2 Funktion und Montierbarkeit

*Live-Inhalt*

- Definition der Länge, Anschläge und weiterer Funktionsabschnitte

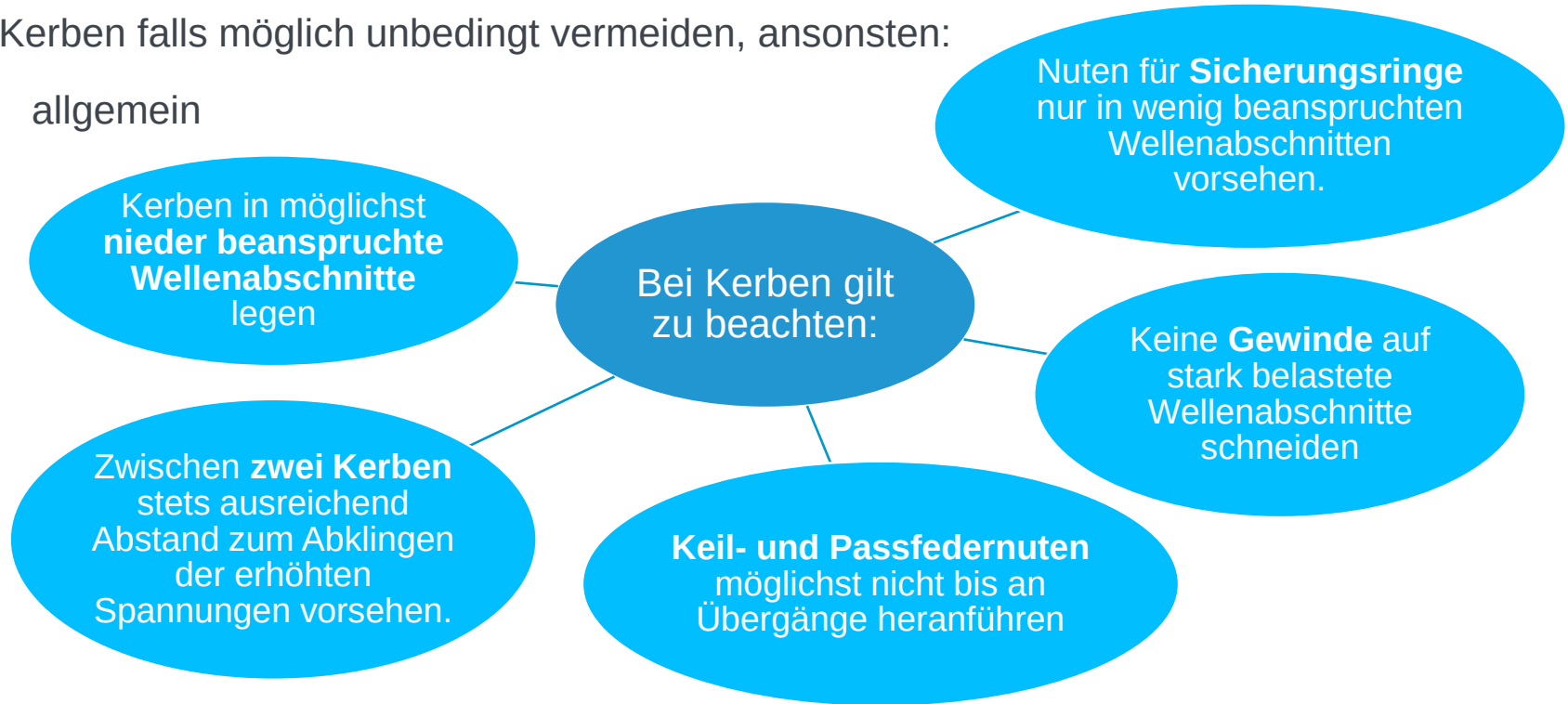


## 10.4 Gestaltung

### 10.4.3 Kerbwirkung

- Kerben falls möglich unbedingt vermeiden, ansonsten:

#### a) allgemein

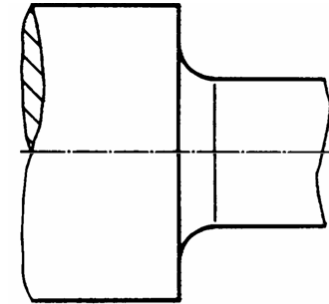
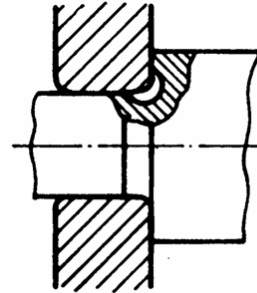
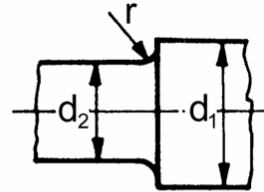


## 10.4 Gestaltung

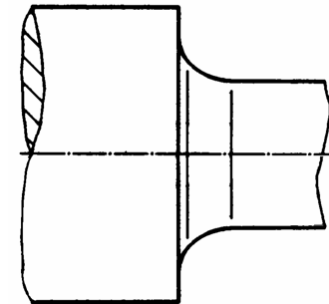
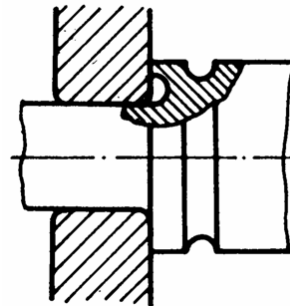
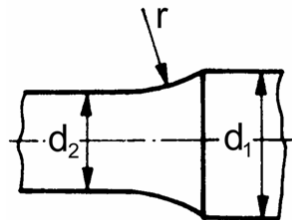
### 10.4.3 Kerbwirkung

#### b) Gestaltung von Querschnittsübergängen

 ungünstig



 günstig



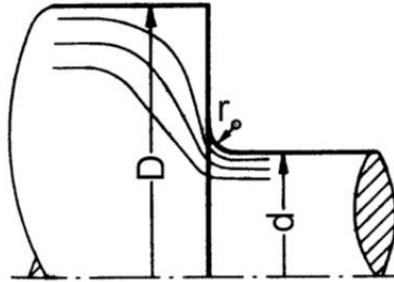
Quelle:  
Hinz und Freund

## 10.4 Gestaltung

### 10.4.3 Kerbwirkung



ungünstig

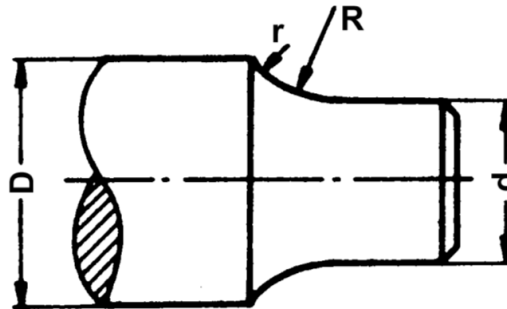


Große Durchmesseränderung  
möglichst vermeiden

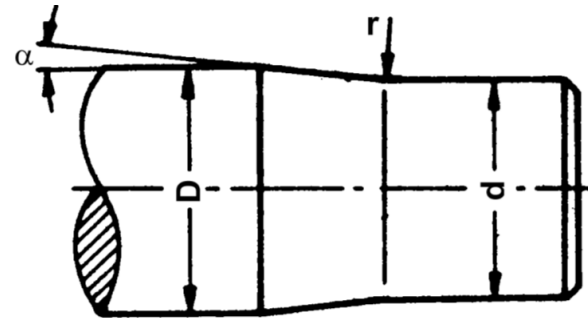
Quelle:  
Köhler/Rögnitz



günstig



Korbbogen

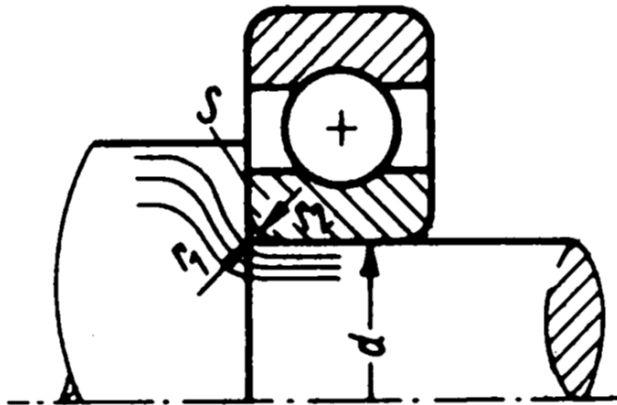


Kegeliger Übergang

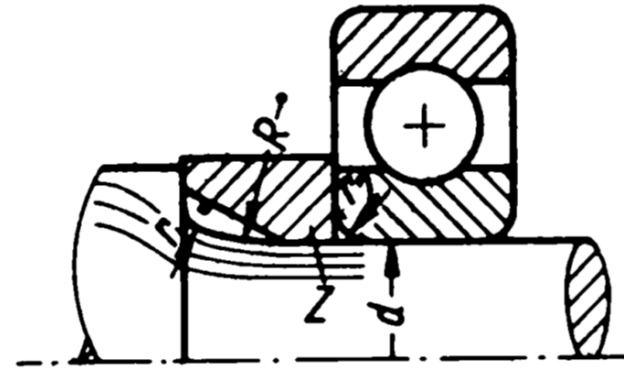
Quelle:  
Langer

## 10.4 Gestaltung

### 10.4.3 Kerbwirkung



 ungünstig



 günstig

**Zwischenringe** für Wälzlager

Nachteil: Raumbedarf

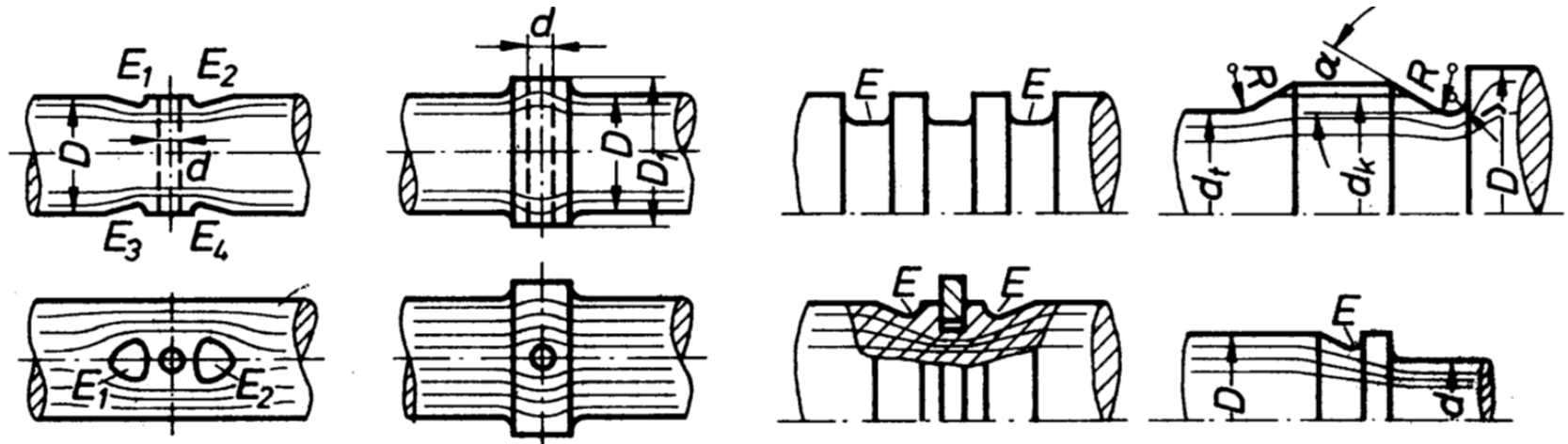
Quelle:  
Köhler/Rögnitz

## 10.4 Gestaltung

### 10.4.3 Kerbwirkung

#### c) Entlastungskerben

Entlastungskerben E zur Kraftumleitung und Reduzierung des Spannungsgradienten

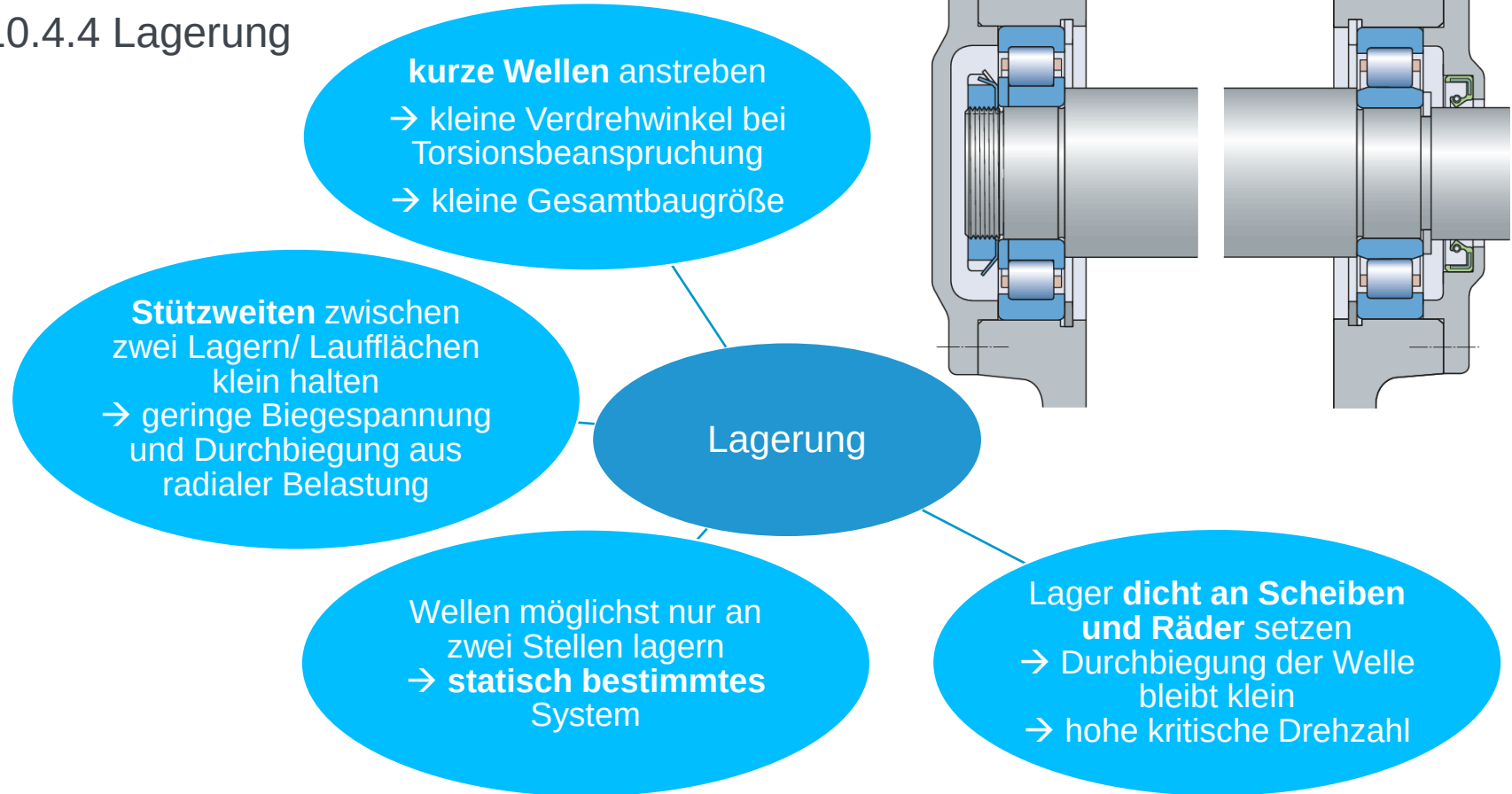


Quelle:  
Köhler/Rögnitz



## 10.4 Gestaltung

### 10.4.4 Lagerung



Quelle:  
SKF.com

## 10.4 Gestaltung

### 10.4.5 Werkstoffwahl

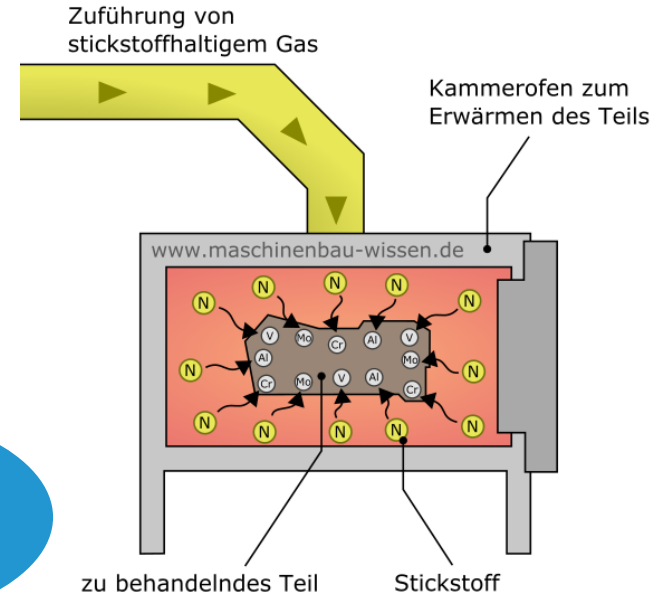
- Die Werkstoffwahl hängt ab von
  - Funktion
  - Beanspruchung
  - Werkstoff des gefügten Maschinenteils

Praktisch kommt  
**jeder metallische  
Werkstoff** in Frage  
→ vorzugsweise Stahl

Werkstoffwahl

Oft werden **hochfeste  
Werkstoffe** eingesetzt  
→ kleine und leichte  
Konstruktionen

Vorteilhaft: Härtung  
z.B. **Nitrierhärtung** (Einlagerung  
von Stickstoffatomen in das  
Werkstoffgefüge)  
→ Große Härte, dennoch geringe  
Kerbempfindlichkeit  
Nachteil: teuer



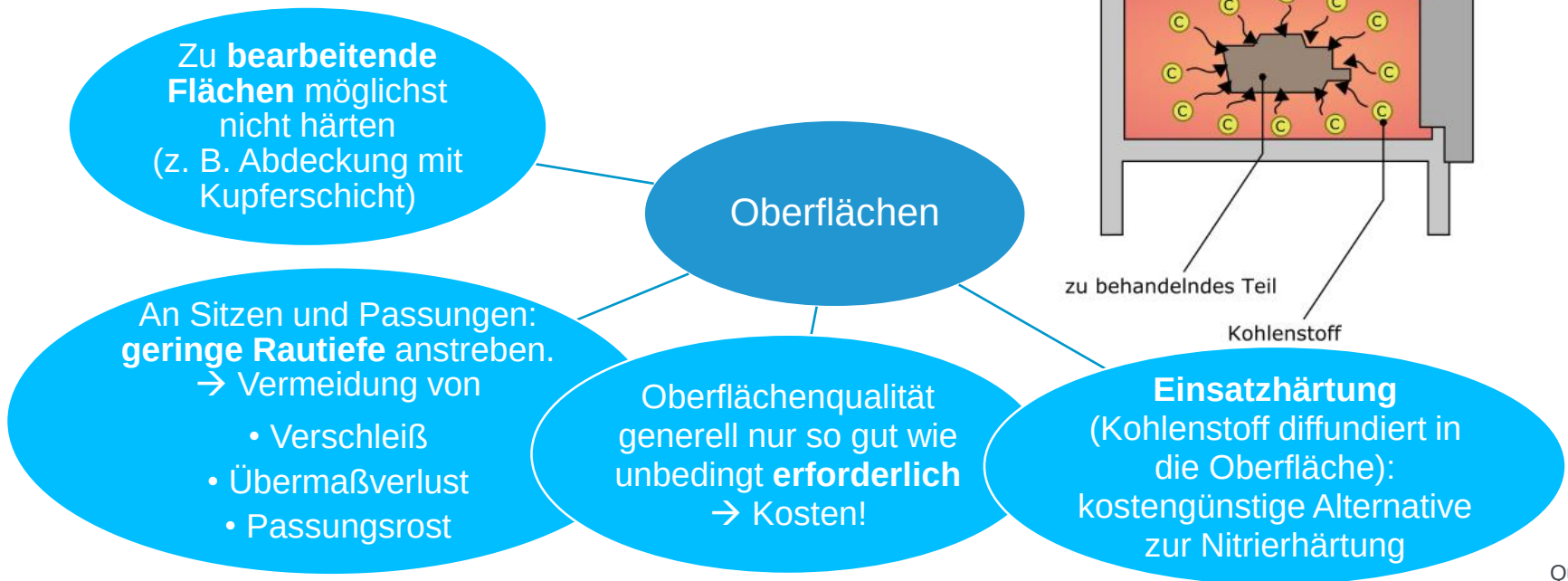
Quelle:

Maschinenbau-Wissen.de

## 10.4 Gestaltung

### 10.4.6 Oberflächen

- Oberflächengüte und -härte: große Bedeutung bezüglich der Dauerfestigkeit



Quelle:

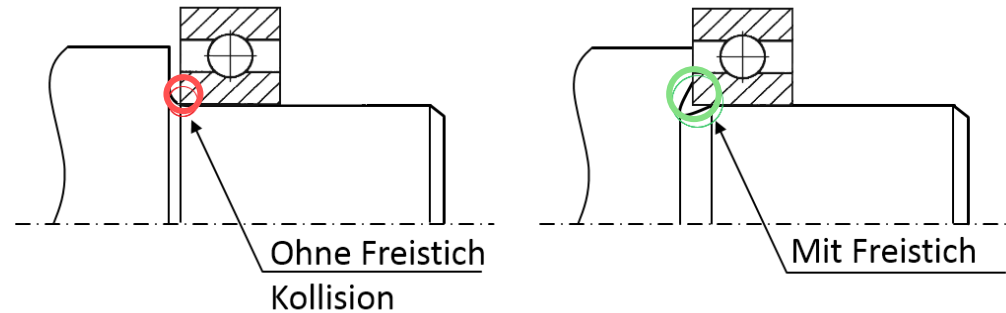
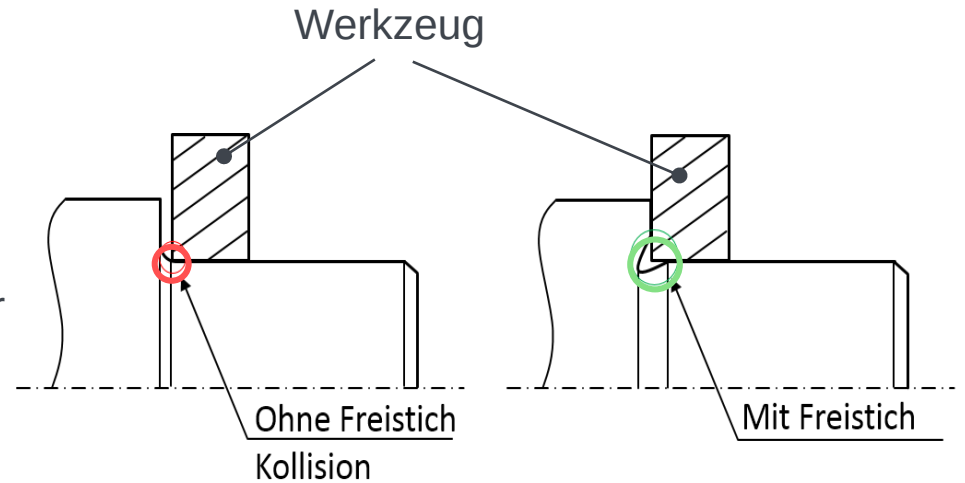
Maschinenbau-Wissen.de

## 10.4 Gestaltung

### 10.4.7 Fertigung

#### a) Freistiche

- für den Auslauf der Werkzeuge bei der Oberflächenbearbeitung
- für die Montage von Bauteilen, für die eine definierte Anschlag- oder Funktionsfläche notwendig ist.
- Definierte Kerbwirkung



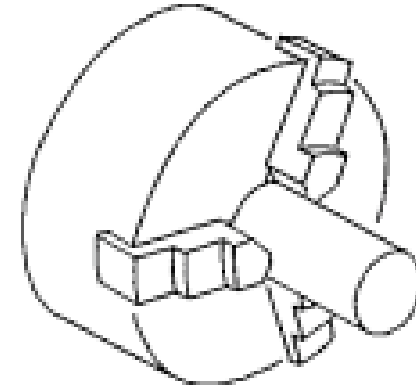
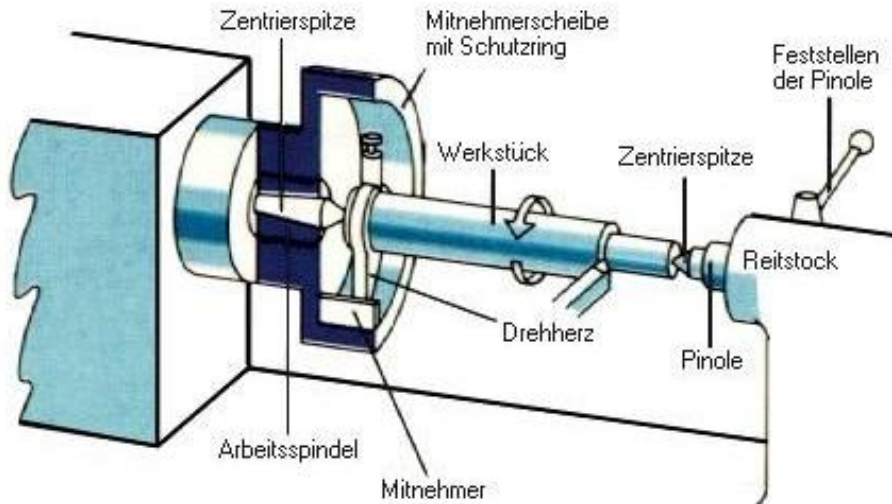
Quelle:  
Maschinenbau-Wissen.de

## 10.4 Gestaltung

### 10.4.7 Fertigung

#### b) Nuten und Bohrungen

vor der Endbearbeitung fertigen, da Druckstellen und Verformungen aus der Einspannung die Schnelllauf-Eigenschaften der Welle beeinträchtigen können



Quelle:

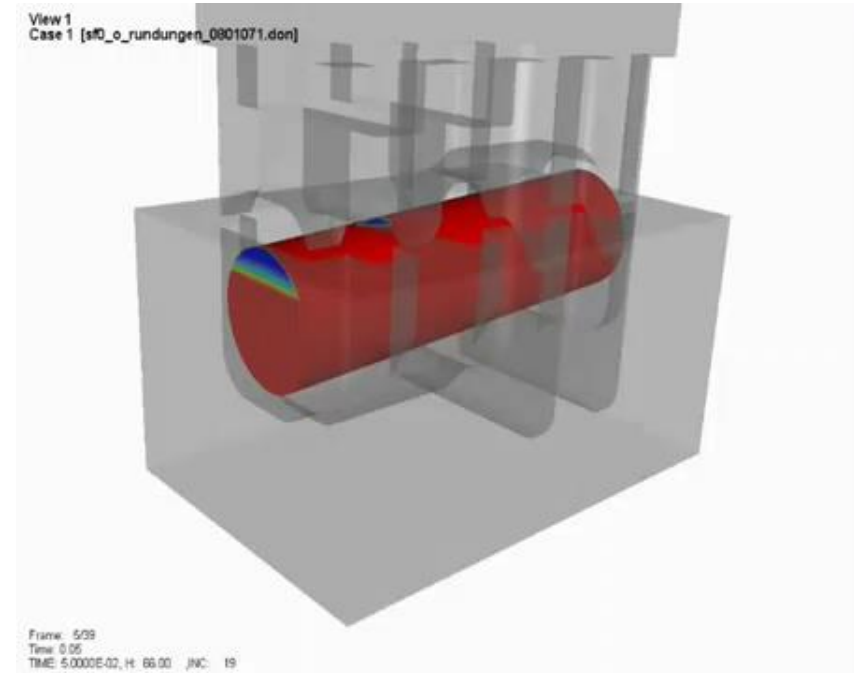
wissen.de, fablab\_karlsruhe.de

## 10.4 Gestaltung

### 10.4.7 Fertigung

#### c) Stark abgesetzte Wellen

- vorzugsweise gesenkgeschmiedet  
→ Vorteil geschmiedeter Wellen:  
günstiger Faserverlauf infolge Umformung
- besonders bei großen Wellen ist das Abdrehen wenig wirtschaftlich



Quelle:  
IPH Hannover

## 10.4 Gestaltung

### 10.4.7 Fertigung

#### d) mehrteilig aufgebaute Wellen

- z. B. mit aufgeschrumpften Bauteilen wie Zahnrädern  
→ Fertigwellen/ Wellen mit genormten Durchmessern verwendbar → kostengünstig
- Anlaufbunde können durch lösbare Stellringe ersetzt werden → unter Umständen kostengünstiger als Ausdrehen



Stellring auf Welle

Quelle:  
[truckdoorservice.nl](http://truckdoorservice.nl)

Zahnrad wird mithilfe  
von flüssigem  
Stickstoff auf Welle  
aufgeschrumpft  
(Querpressverband)



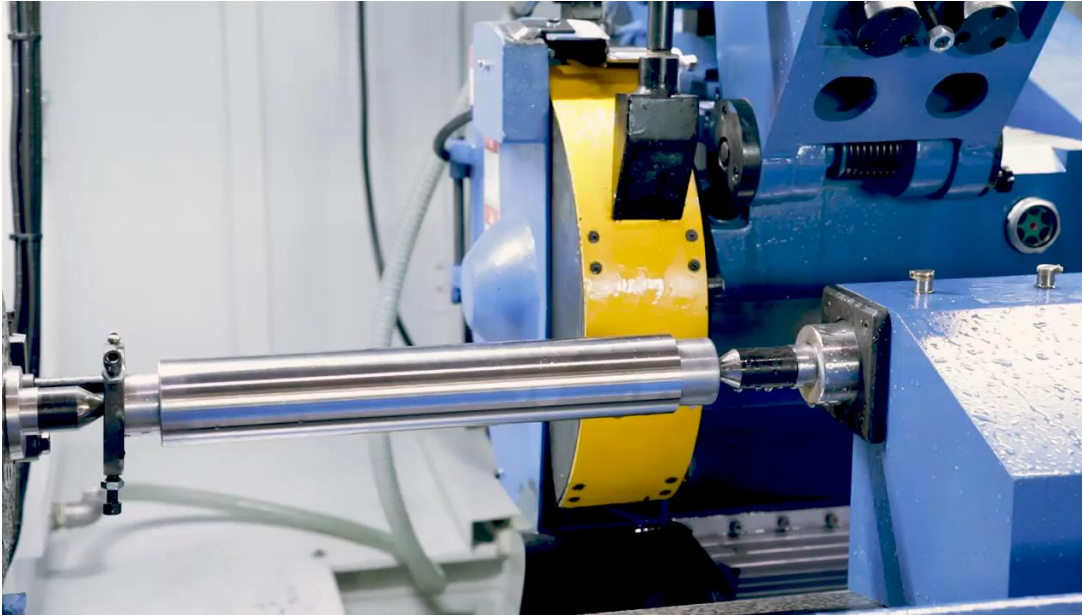
Quelle:  
[nms-stickstoff.de](http://nms-stickstoff.de)

## 10.4 Gestaltung

### 10.4.7 Fertigung

#### e) Spanende Nachbearbeitung

- Hochbelastete Wellen werden überschleiften



Quelle:  
knuth.de

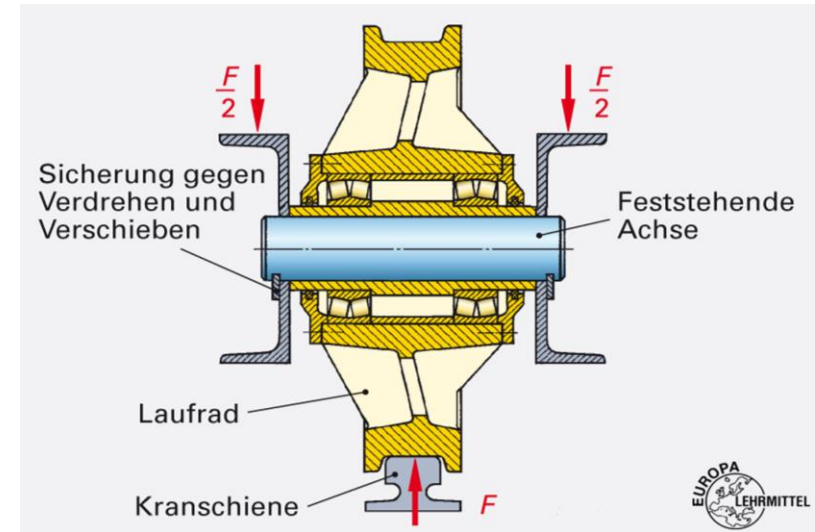
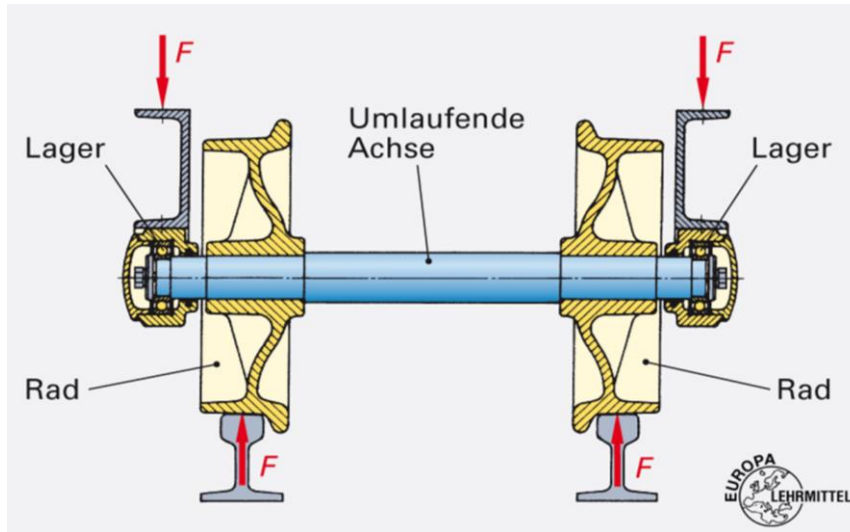


## 10.4 Gestaltung

### 10.4.7 Fertigung

#### f) Feststehende Achsen

- Feststehende Achsen wegen günstiger Beanspruchungsverhältnisse gegenüber umlaufenden bevorzugen



# Kontrollfragen



1. Wie können Kerbwirkungen vermieden werden?
2. Warum werden Freistiche benötigt?
3. Begründen Sie warum Wellen möglichst kurz gehalten werden sollten?
4. Warum müssen Wellen in mindestens zwei Lagern gelagert werden?
5. Was ist bei der Gestaltung dynamisch beanspruchter Wellen bzw. Achsen zu beachten?

## 10.5 Literaturverzeichnis

- Berthold Schlecht: Maschinenelemente 1, Pearson, 2015
- Matek, W.: u.a.: Roloff / Matek Maschinenelemente, Vieweg Verlag, Wiesbaden, 2017
- Horst Haberhauer: Maschinenelemente, Springer Vieweg, 2018



Universität Stuttgart

# Konstruktion in der Medizingeräte- technik 2

SoSe 2020

Diese Vorlesung basiert auf Vorarbeiten von Prof. T. Maier  
Institut für Konstruktionstechnik und Technisches Design  
Forschungs- und Lehrgebiet Technisches Design

**Prof. Dr.  
Peter P. Pott  
und  
Mitarbeiter**

# 11. Welle-Nabe-Verbindungen

## Inhalt

- 11.1 Einteilung
- 11.2 Formschlüssige Verbindungen
  - 11.2.1 Kraftübertragung
  - 11.2.2 Vor- und Nachteile
  - 11.2.3 Passfeder
    - 11.2.3.1 Formen und Werkstoff
    - 11.2.3.2 Gestaltung
    - 11.2.3.3 Berechnung
    - 11.2.3.4 Scheibenfeder
  - 11.2.4 Keilwellenverbindung
    - 11.2.4.1 Zentrierung
    - 11.2.4.2 Zahnwellenverbindung
    - 11.2.4.3 Berechnung
  - 11.2.5 Polygonprofil
- 11.3 Reibschlüssige Verbindungen
  - 11.3.1 Kraftübertragung
  - 11.3.2 Vor- und Nachteile

# 11. Welle-Nabe-Verbindungen

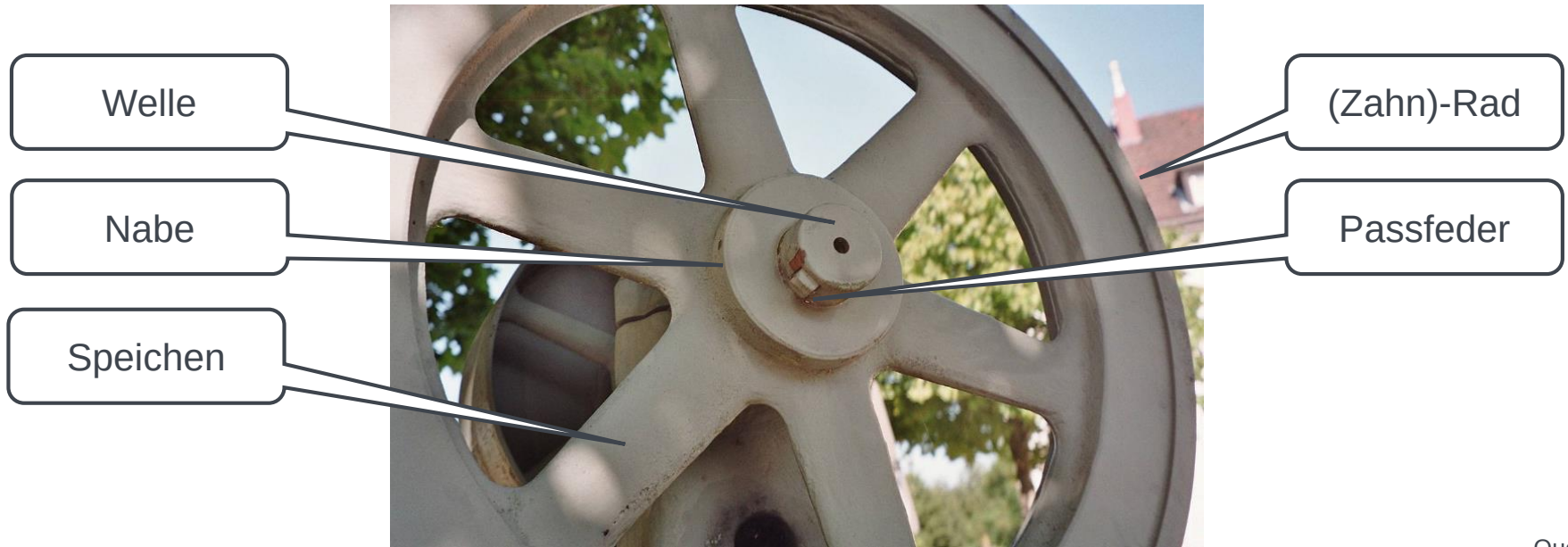
## Inhalt

- 11.3.3 Zylindrischer Pressverband
  - 11.3.3.1 Einteilung
  - 11.3.3.2 Berechnung
- 11.3.4 Kegelpressverband
  - 11.3.4.1 Neigungswinkel
  - 11.3.4.2 Berechnung
- 11.3.5 Klemmverbindung
  - 11.3.5.1 Berechnung
- 11.4 Stoffschlüssige Verbindungen
  - 11.4.1 Spritzguss
- 11.5 Vergleich einzelner Welle-Nabe-Verbindungen
- 11.6 Elemente zur axialen Fixierung
- 11.7 Gestaltung von Naben
- 11.8 Literaturverzeichnis

# 11. Welle-Nabe-Verbindungen

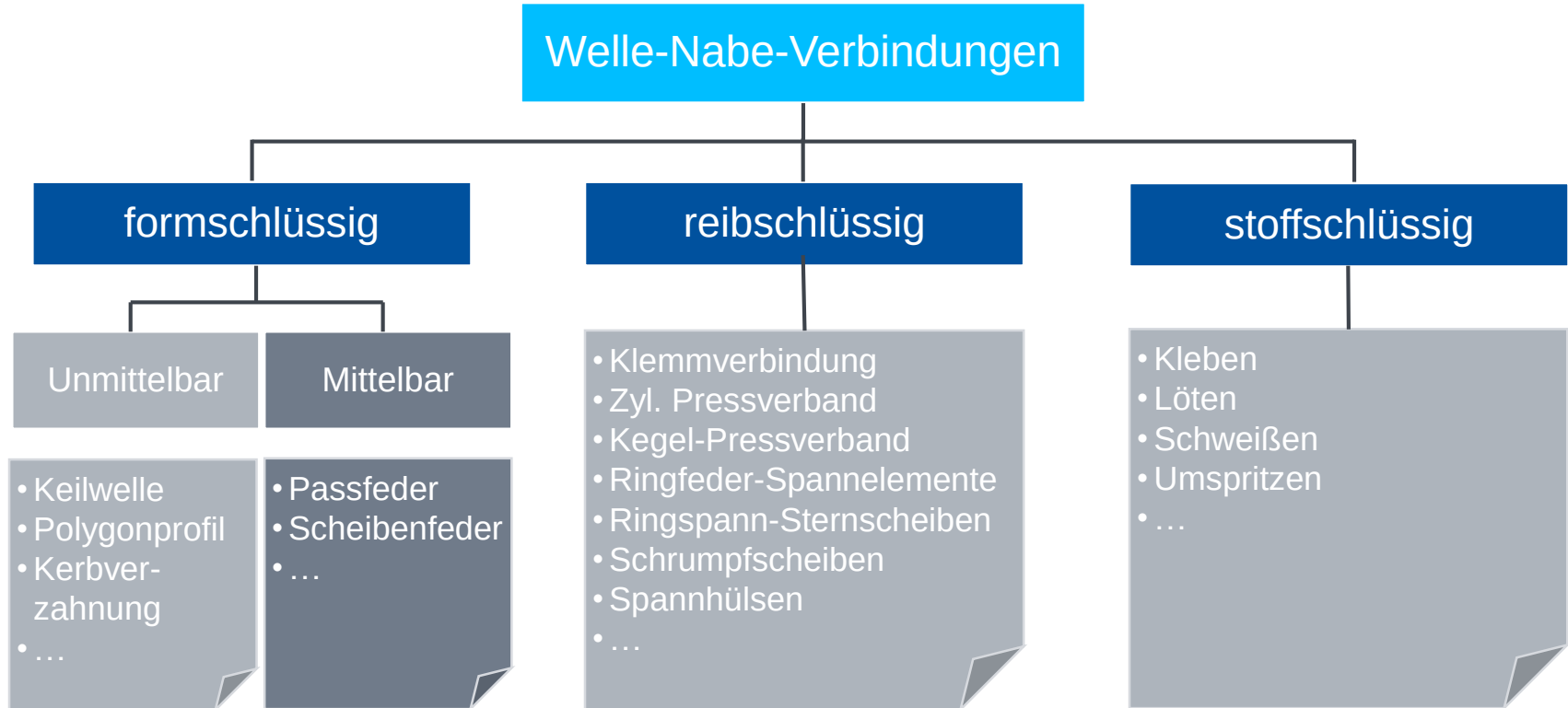
Einleitung: Begriffe

Um eine Rotationsbewegung von einer Welle auf ein Rad zu übertragen ist eine *Welle-Nabe-Verbindung* nötig



Quelle:  
Wikipedia.de

## 11.1 Einteilung

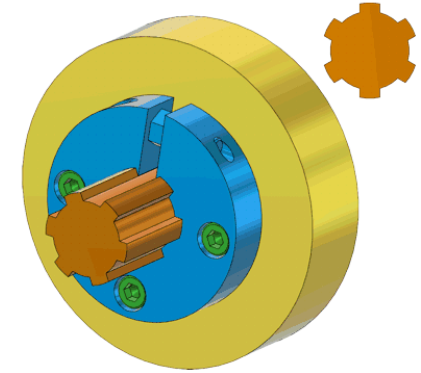




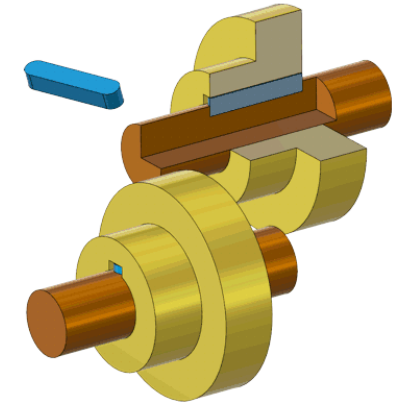
## 11.1 Einteilung

### 11.1.1 Formschlüssige Verbindungen

- Kräfte werden durch **Flächenpressung** übertragen.  
Man unterscheidet die Verbindungen als
  - **unmittelbar:**  
Welle hat bereits eine Form die zur Kraftübertragung geeignet ist,  
z. B. Polygonprofil, Keilwelle
  - **mittelbar:**  
Es wird ein zusätzliches Element auf die Welle eingebracht,  
z. B. Passfeder



Keilwelle



Passfederverbindung

Quelle:  
konstruktionsatlas.de

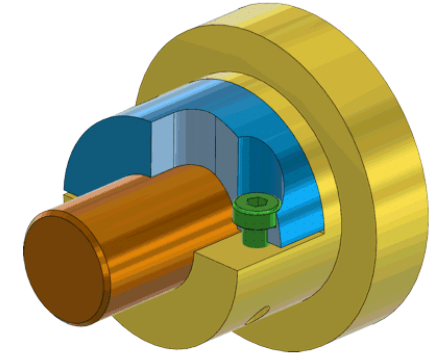
## 11.1 Einteilung

### 11.1.2 Reibschlüssige Verbindungen

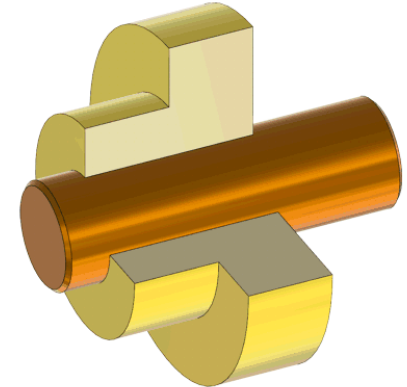
- Die Verbindung zwischen Welle und Nabe erfolgt durch **Reibung** → Anpressen eines Bauteils  
(Ausnutzung Coulomb'sches Reibungsgesetz

$$F \leq F_R = \mu \cdot F_N),$$

z.B. Klemmverbindung, zylindrischer Pressverband



Klemmverbindung



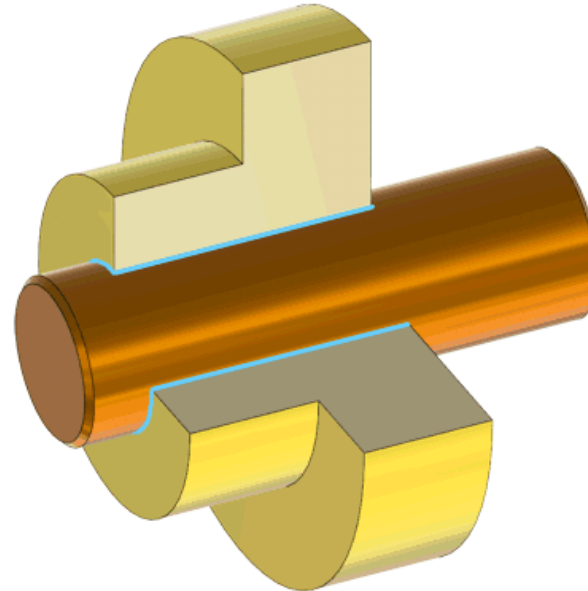
Zylindrischer  
Pressverband

Quelle:  
konstruktionsatlas.de

## 11.1 Einteilung

### 11.1.3 Stoffschlüssige Verbindungen

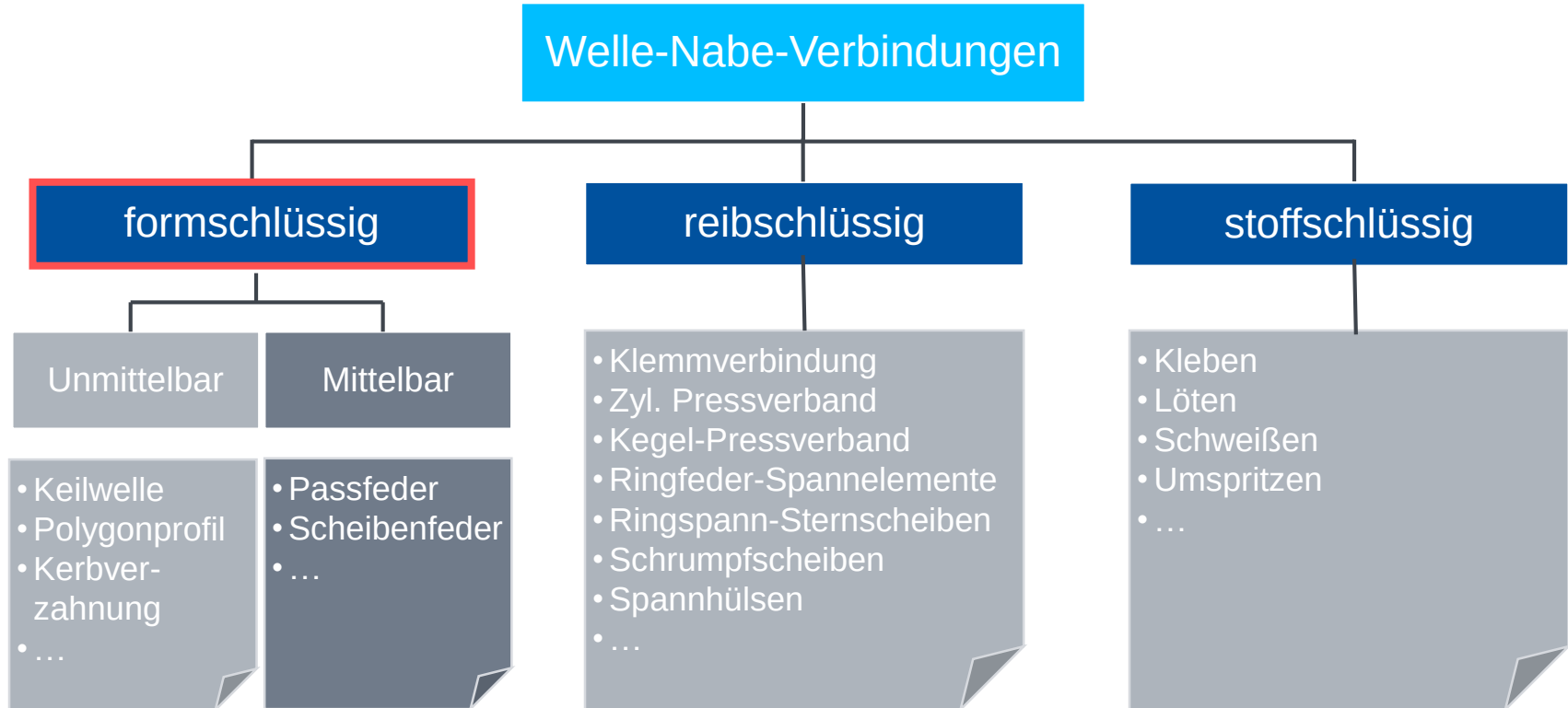
- Bei dieser Welle-Nabe-Verbindung wird die Kraft durch einen **Stoffschluss** wie Kleben, Löten oder Schweißen übertragen.



Klebverbindung

Quelle:  
konstruktionsatlas.de

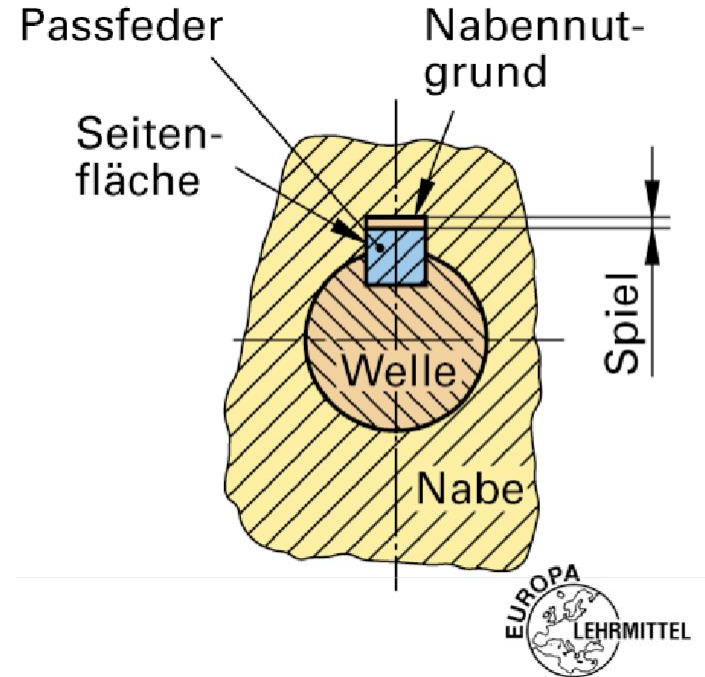
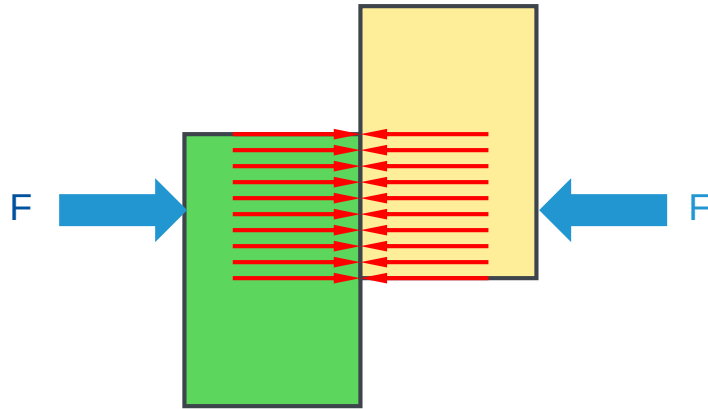
## 11.1 Einteilung



## 11.2 Formschlüssige Verbindungen

### 11.2.1 Kraftübertragung

- Flächenpressung:



Quelle:  
poly-mech.de

## 11.2 Formschlüssige Verbindungen

### 11.2.2 Vor- und Nachteile

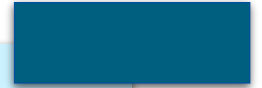


#### Vorteile:

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

#### Nachteile:

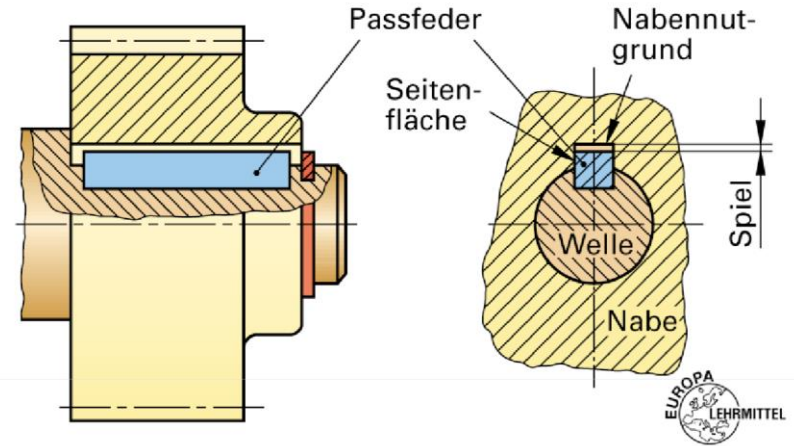
- Eingeschränkte dynamische Belastbarkeit
- Können ohne zusätzliche konstruktive Maßnahme (axiale Sicherungselemente) nur Drehmomente aufnehmen.



# 11.2 Formschlüssige Verbindungen

## 11.2.3 Passfeder

- Häufigste Welle-Nabe-Verbindung

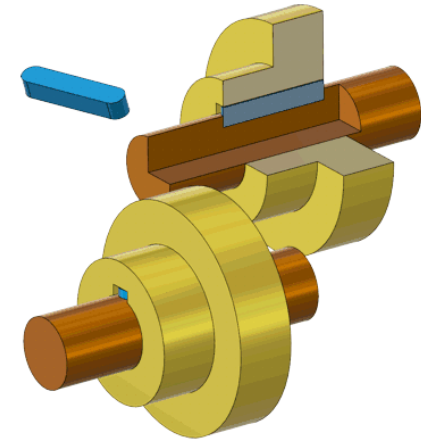


### Vorteile:

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

### Nachteile

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

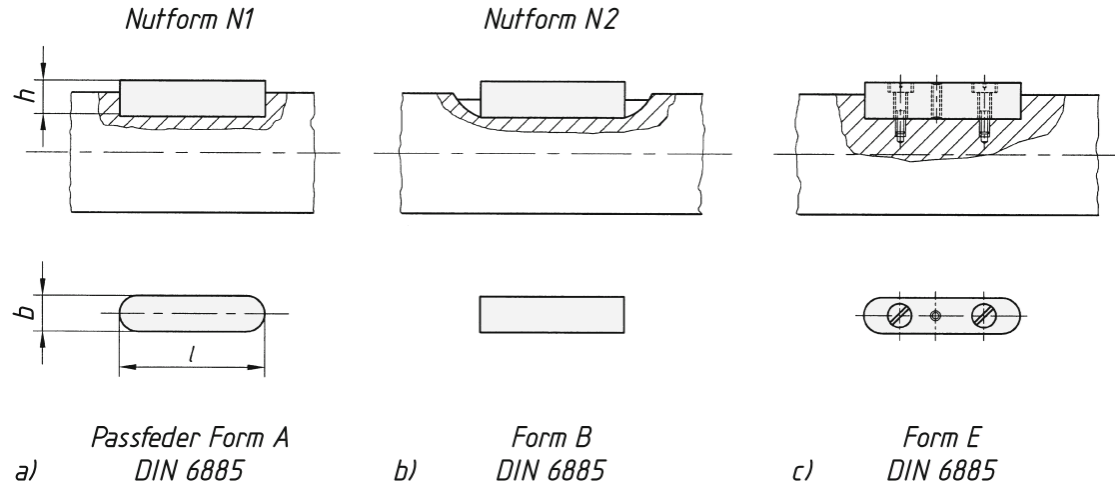


Quelle:  
[poly-mech.de](http://poly-mech.de), [konstruktionsatlas.de](http://konstruktionsatlas.de)

## 11.2 Formschlüssige Verbindungen

### 11.2.3.1 Passfeder: Formen und Werkstoff

- Formen und Abmessungen der Passfedern sind in Abhängigkeit vom Wellendurchmesser nach DIN 6885 genormt.
- Die normale, meist verwendete „hohe Form“ der Passfeder mit runden Stirnflächen ist Form A.
- Gleitfeder: Passfeder bei längsbeweglichen Naben mit Gleitsitz.



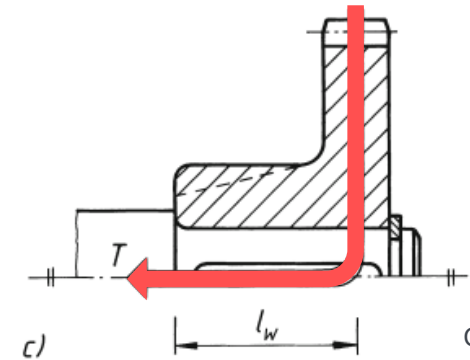
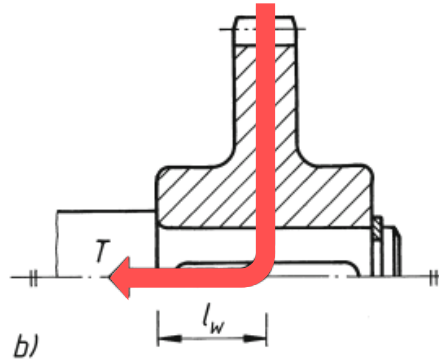
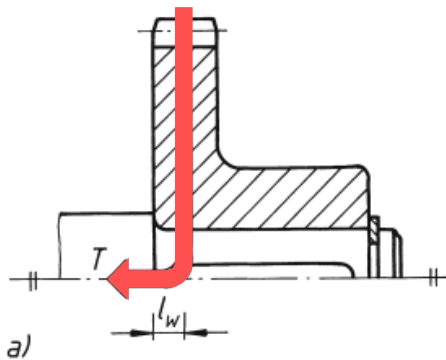
Quelle:  
Matek



## 11.2 Formschlüssige Verbindungen

### 11.2.3.2 Passfeder: Gestaltung

- Kraftverteilung in Abhängigkeit der **Nabenausführung**
- Günstig: Variante c) wegen größter wirkender Länge  $l_w$ .  
Achtung: Erhöhung des Biegemoments am Wellenabsatz  
Verdrehung der Passfeder  
→ Konstruktive Herausforderung: Kompromiss!

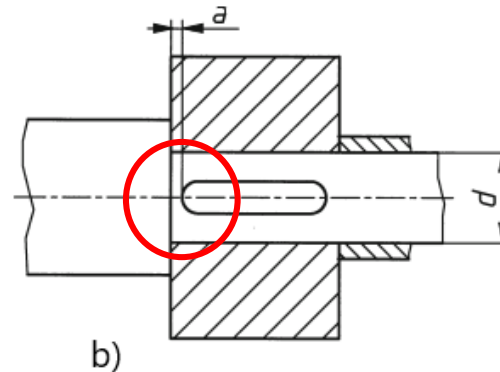
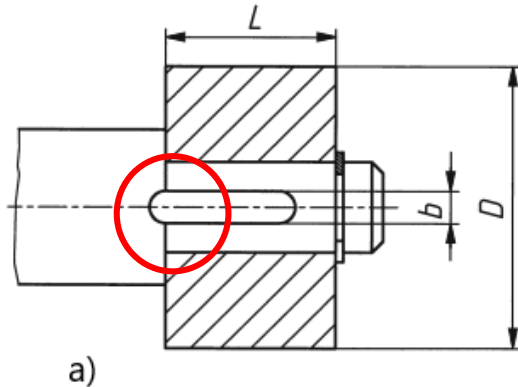


Quelle:  
Matek

## 11.2 Formschlüssige Verbindungen

### 11.2.3.2 Passfeder: Gestaltung

- Die Gestaltung der **Wellennut** ist in Abhängigkeit zur Belastungsform
- Beim Regelfall (statische Torsion und Umlaufbiegung) sollte die Verbindung entsprechend b) gestaltet werden. Variante a) ist sehr ungünstig!  
→ Maß  $a$  ist dabei so groß wie möglich vorzusehen

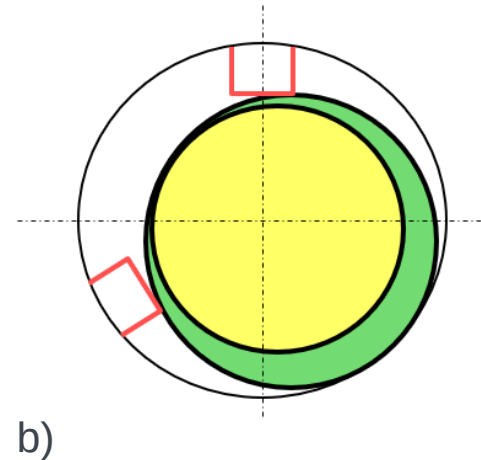
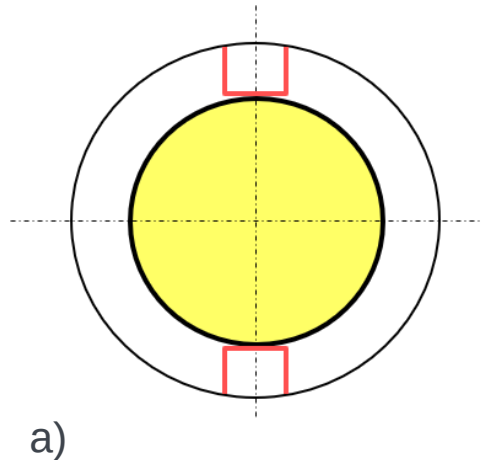


Quelle:  
Matek

## 11.2 Formschlüssige Verbindungen

### 11.2.3.2 Passfeder: Gestaltung

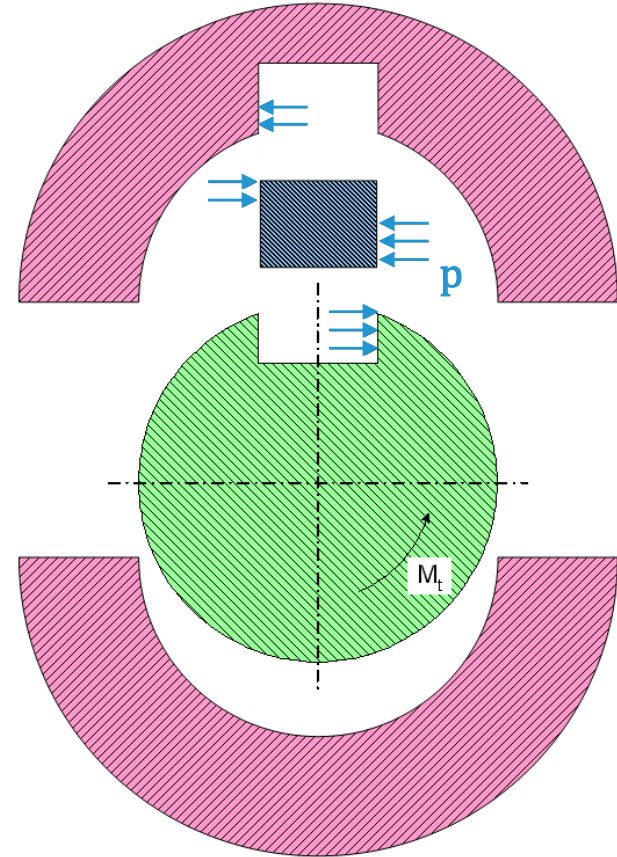
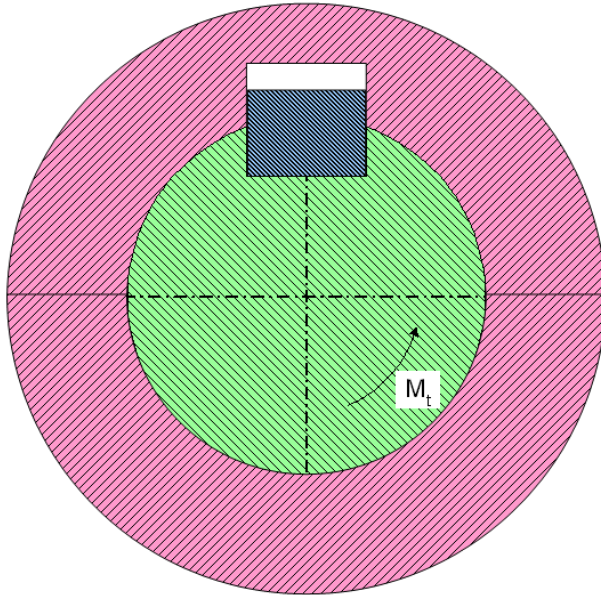
- Mehrere Passfedern
  - Maximal 2 Passfedern einsetzen
  - b) günstiger als a), da der die Torsion übertragende Querschnitt größer ist.



Quelle:  
Matek

## 11.2 Formschlüssige Verbindungen

### 11.2.3.2 Passfeder: Berechnung



Kraftübertragung durch Flächenpressung an  
der Passfederverbindung

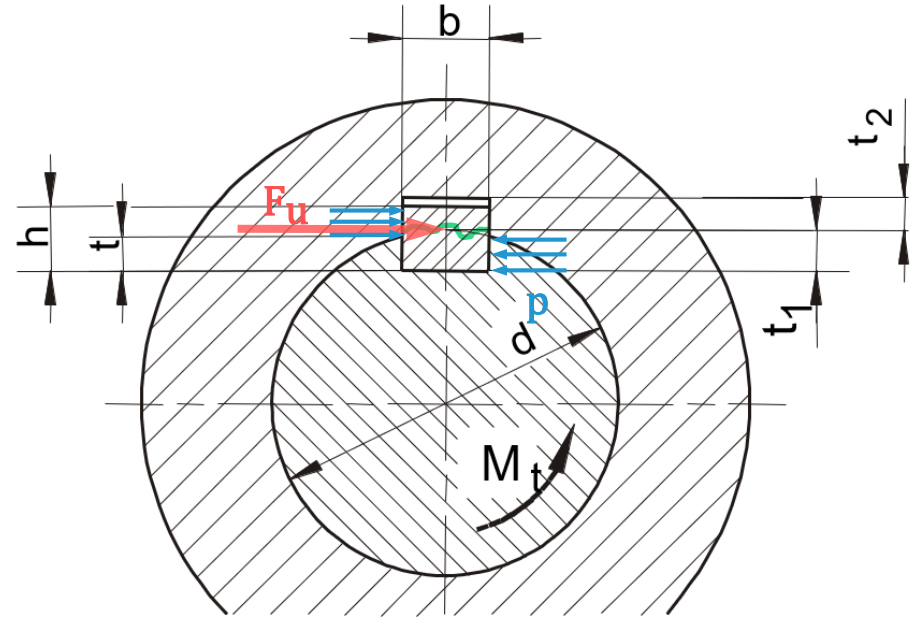
Quelle:  
Matek

## 11.2 Formschlüssige Verbindungen

### 11.2.3.3 Passfeder: Berechnung

- Kraftübertragung einer Passfederverbindung erfolgt durch **Flächenpressung** und **Scherbeanspruchung**.
- Die **Umfangskraft**  $F_u$  ergibt sich aus dem zu übertragenden Drehmoment  $M_t$ :

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



Quelle:  
IKTD

## 11.2 Formschlüssige Verbindungen

### 11.2.3.3 Passfeder: Berechnung

- Die mittlere **Flächenpressung** ergibt sich:

$$p \leq p_{zul} = \frac{F_u}{(h - t) \cdot l_w \cdot i \cdot \varphi} = \frac{2 \cdot M_t}{d \cdot (h - t) \cdot l_w \cdot i \cdot \varphi}$$

$p \left[ \frac{N}{mm^2} \right]$ : mittlere Flächenpressung

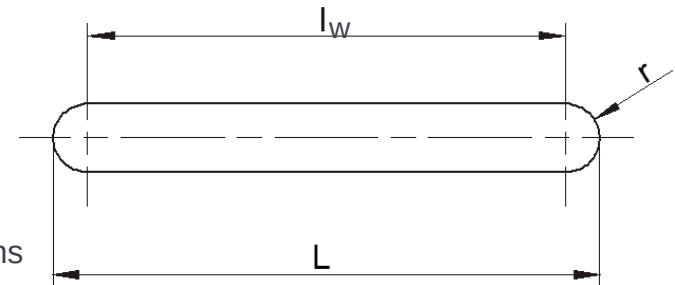
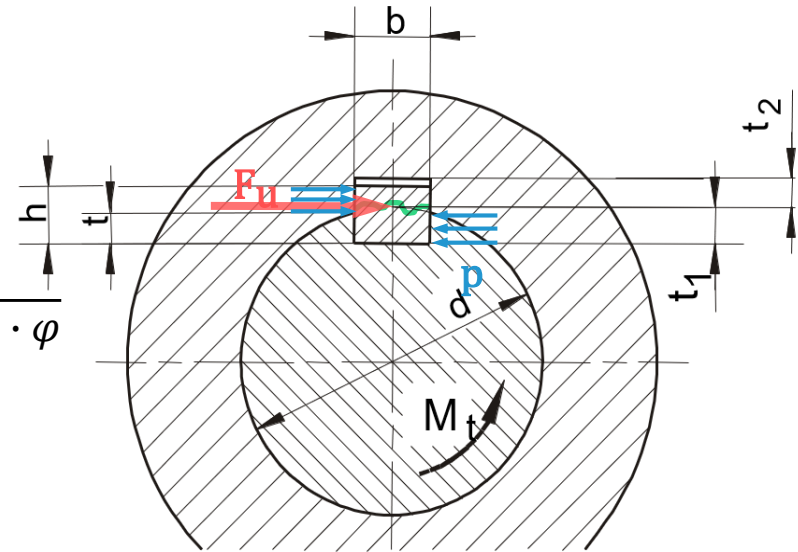
$l_w [mm]$ : wirkende Länge

$i [1]$ : Passfederanzahl ( $i \leq 2$ )

$\varphi [1]$ : Tragfaktor, zur Berücksichtigung des ungleichmäßigen Tragens beim Einsatz mehrerer Passfedern:

$i = 1 \rightarrow \varphi = 1$

$i = 2 \rightarrow \varphi = 0,75$



Quelle:  
IKTD

# Live-Voting

Wie viele operative Herzschrittmacher-Eingriffe gibt es in Deutschland in etwa pro Jahr?



- A etwa 10.000
- B etwa 50.000
- C etwa 100.000
- D etwa 1,5 Millionen



vote at [imt.participoll.com](https://imt.participoll.com/)

# 11.2 Formschlüssige Verbindungen

## 11.2.4 Keilwellenverbindung

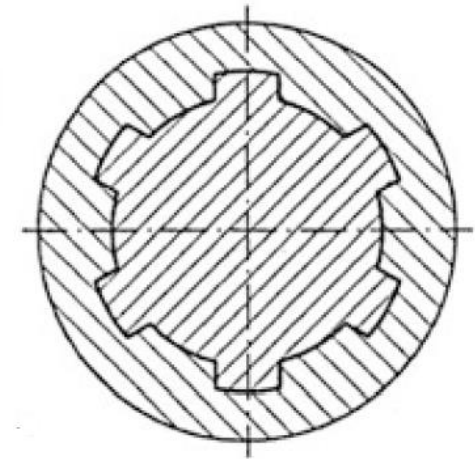
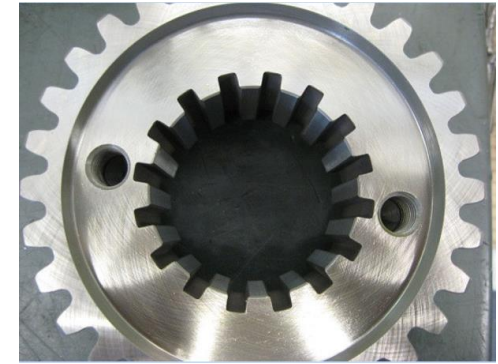
- Einsatz als
  - Drehstarre Verbindungen  
z. B. bei Antriebswellen von Kraftfahrzeugen
  - Längsbewegliche Verbindungen  
z. B. Verschieberädergetriebe von Werkzeugmaschinen

### Vorteile:

- Geeignet für große Drehmomente
- Geeignet für stoßartige und wechselnde Drehmomente
- Mäßige Kerbwirkung bezüglich Biegung
- Axiale Verschieblichkeit der Krafteinleitungsstelle

### Nachteile:

- Starke Kerbwirkung bezüglich Torsion
- Aufwendige Herstellung
- Axiale Sicherung notwendig



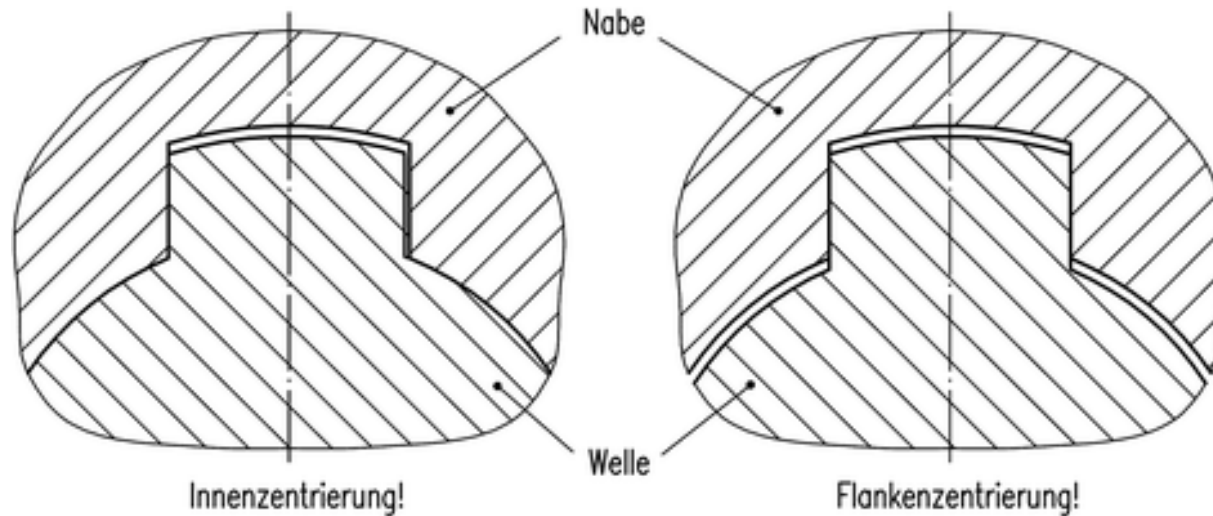
Quelle:  
[link.springer.com](http://link.springer.com), KISSsoft.ch



## 11.2 Formschlüssige Verbindungen

### 11.2.4.1 Keilwelle: Zentrierung

- Innenzentrierung
  - genauer Rundlauf
  - Einsatz im Werkzeugmaschinenbau
- Flankenzentrierung
  - Für stoßartige und wechselnde Drehmomente
  - Kleines Verdrehspiel

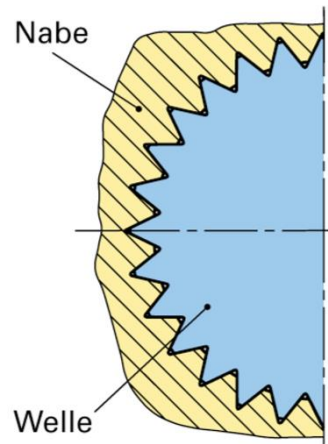


Quelle:  
[link.springer.com](http://link.springer.com)

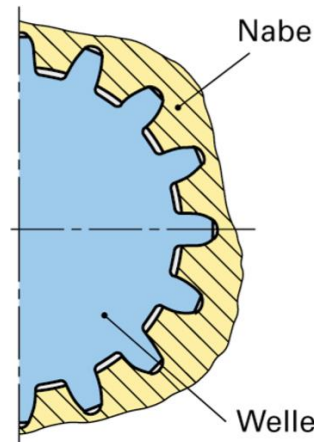
## 11.2 Formschlüssige Verbindungen

### 11.2.4.2 Keilwelle: Zahnwellenverbindung

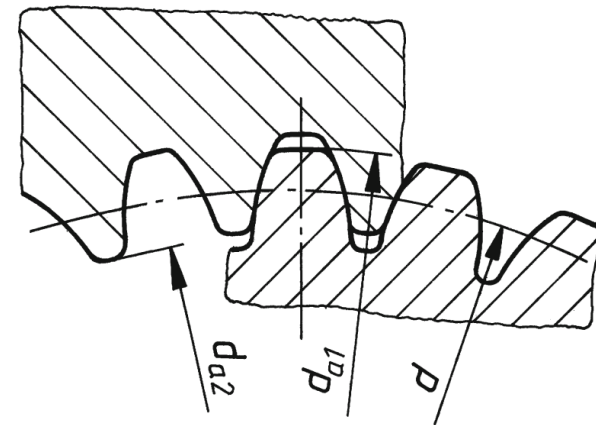
- Eine Keilwellenverbindung der besonderen Art stellen die Kerbzahnverbindungen und die Zahnwellenverbindungen mit Evolventenflanken dar
  - Hier: geringere Korbwirkung, da Welle und Nabe infolge der feineren Verzahnung weniger geschwächt werden.



Kerbzahnverbindung



Evolventenverzahnung



Quelle:  
Poly-mech.de, Matek

## 11.2 Formschlüssige Verbindungen

### 11.2.4.3 Keilwelle: Berechnung

- Die mittlere Flächenpressung ergibt sich:

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

$p \left[ \frac{N}{mm^2} \right]$ : 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  $f$

$$h' = \frac{d_2 - d_1}{2} - 2 \cdot f \approx 0,4 \cdot (d_2 - d_1)$$

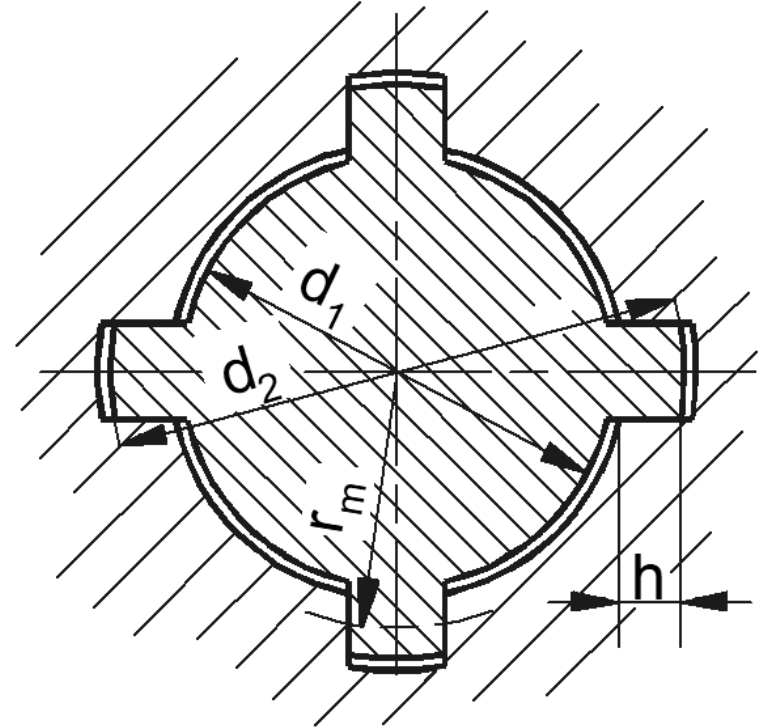
$l_w [mm]$ : wirkende Länge

$i [1]$ : Anzahl der Keile

$\varphi [1]$ : Tragfaktor:

Innenzentrierung:  $\varphi = 0,75$

Flankenzenrierung:  $\varphi = 0,9$



Quelle:  
IKTD

## 11.2 Formschlüssige Verbindungen

### 11.2.4.3 Keilwelle: Zahnwelle Berechnung

- Die mittlere Flächenpressung ergibt sich:

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

$p \left[ \frac{N}{mm^2} \right]$ : 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

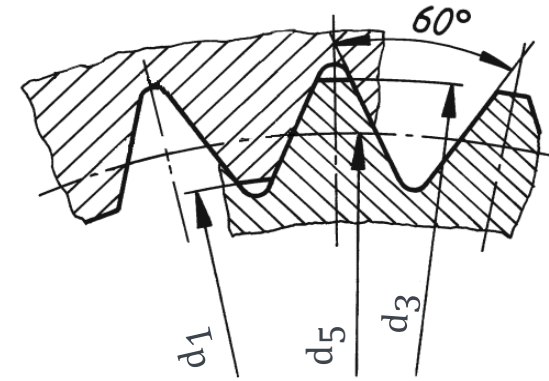
$l_w [mm]$ : wirkende Länge

$i [1]$ : Anzahl der Keile

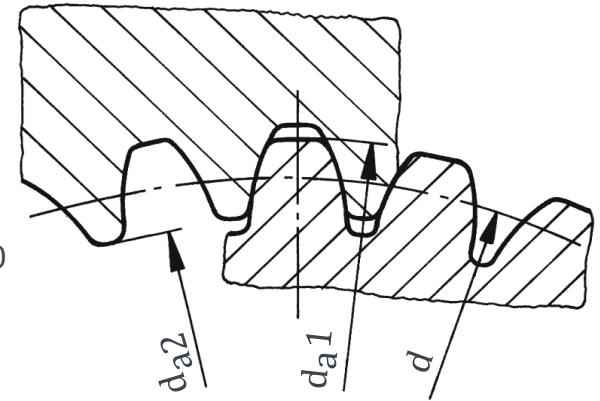
$\varphi [1]$ : Tragfaktor:

Kerbverzahnung:  $\varphi = 0,75$

Evolventenverzahnung:  $\varphi = 0,9$



Zahnwellenprofil mit Kerbverzahnung



Zahnwellenprofil mit Evolventenverzahnung

Quelle:  
Matek

## 11.2 Formschlüssige Verbindungen

Räumen und Stoßen.

Ein unprofessionelles Info-Video vom Lehrstuhl für Konstruktionslehre+CAD der Universität Bayreuth. Unter Mitarbeit der Zentralwerkstatt und M. Rupprecht. Von Prof. Rieg, 2/2016. Music from AudioNautics.com.



Quelle:  
Uni Bayreuth

## 11.2 Formschlüssige Verbindungen

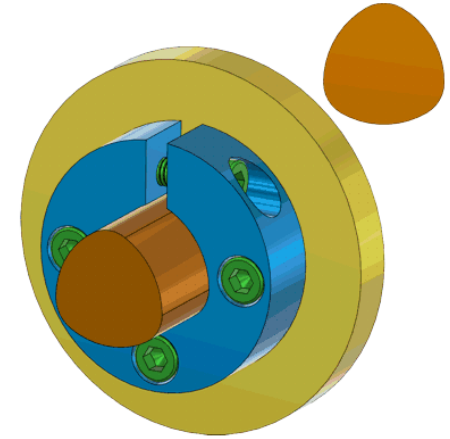


Quelle:  
[emea.depuysynthes.com](http://emea.depuysynthes.com)

## 11.2 Formschlüssige Verbindungen

### 11.2.5 Polygonprofil

- Die Flächenpressung steigt langsam bis zu einem Maximalwert und fällt anschließend wieder gleichmäßig ab.

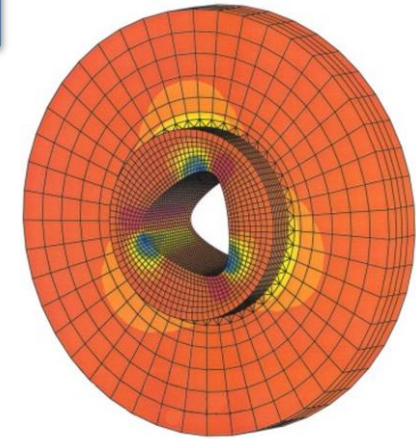


#### Vorteile:

- Passgenaue Formschlüssigkeit  
→ gute Übertragung stoßartiger Belastung
- Geringe Kerbwirkung
- Selbstständiges Zentrieren  
→ hohe Laufruhe

#### Nachteile:

- Aufwändige Herstellung



Quelle:  
konstruktionsatlas.de, RWTH Aachen

## Live-Voting

Wie viele Beschäftigte gab es in der Branche Medizintechnik in Deutschland im Jahr 2018.



- A 56.000
- B 143.200
- C 864.500
- D etwa 1,5 Millionen



[vote at imt.participoll.com](https://imt.participoll.com/)

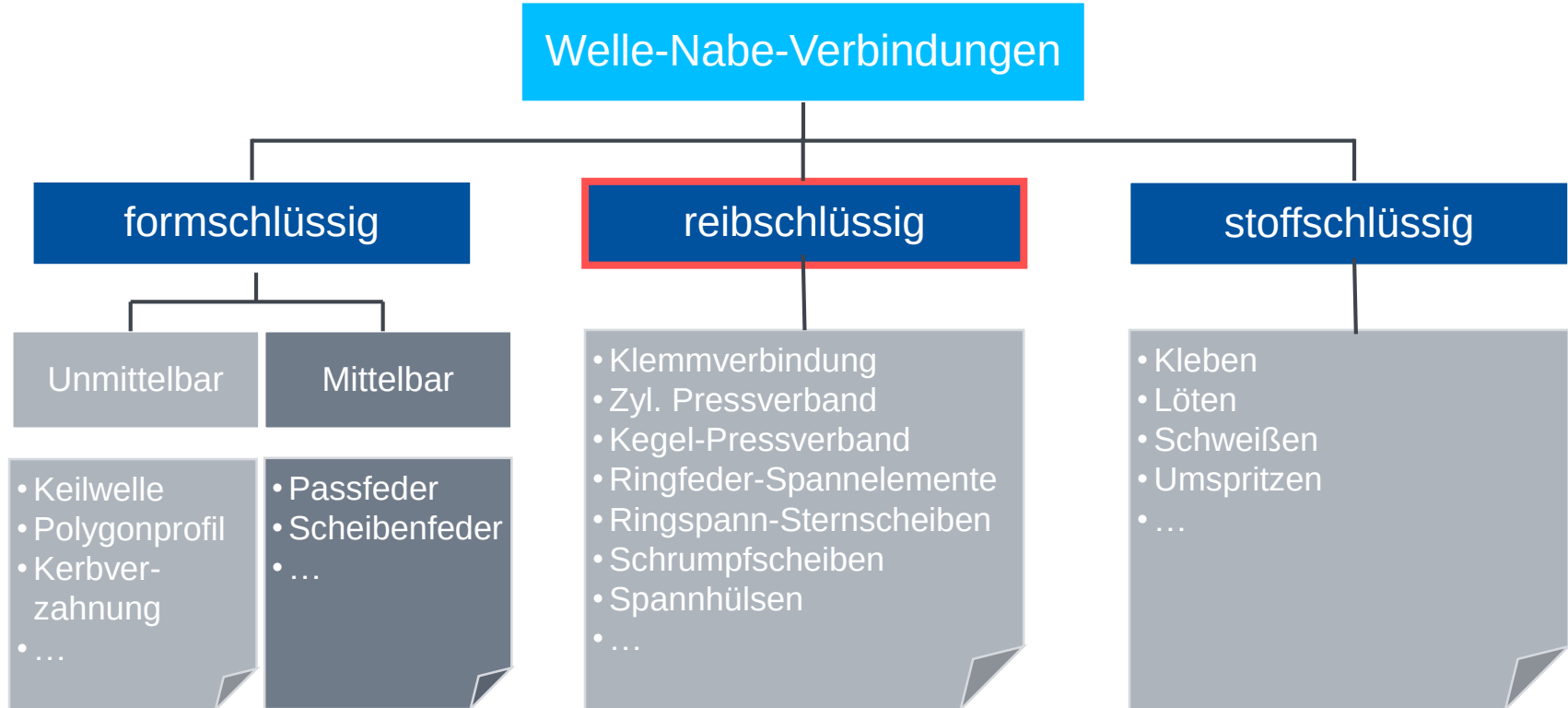


# Kontrollfragen



1. Wie können Welle-Nabe-Verbindungen bezüglich der Art der Kraftübertragung eingeteilt werden?
2. Welche formschlüssigen Welle-Nabe-Verbindungen gibt es?
3. Bei welchen Anforderungsmerkmalen sind Passfedern besonders geeignet?
4. Warum sind Passfederverbindungen für stoßartige Belastungen nicht geeignet?
5. Welche formschlüssigen Welle-Nabe-Verbindungen weisen keine Kerbwirkung auf und sind zudem selbstzentrierend?

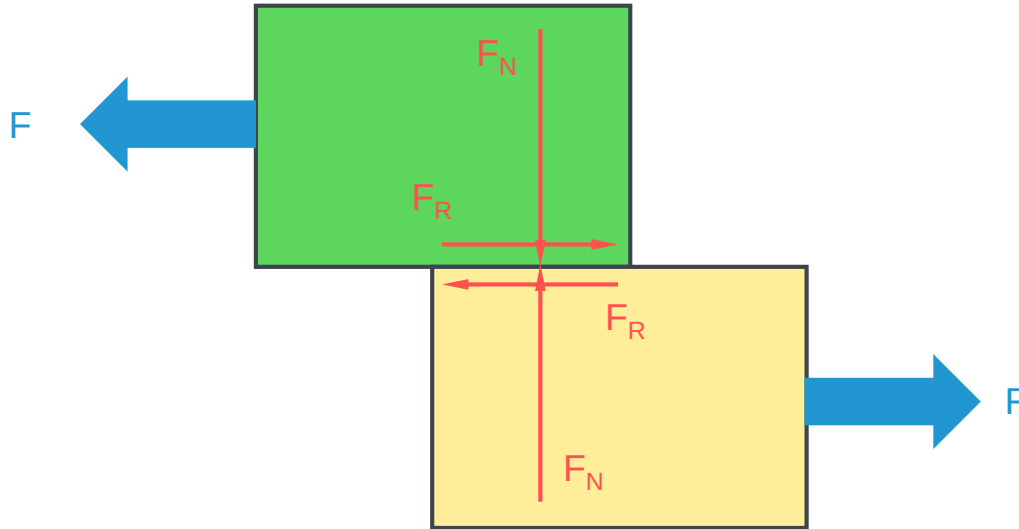
## 11.1 Einteilung



## 11.3 Reibschlüssige Verbindungen

### 11.3.1 Kraftübertragung

Reibungskraft zwischen zwei Bauteilen unter dem Einfluss der Normalkraft



## 11.3 Reibschlüssige Verbindungen

### 11.3.2 Vor- und Nachteile



#### Vorteile:

- In der Regel lösbar
- Einstellbar durch Variation der Vorspannung
- Dynamisch belastbar (kein Spiel in der Verbindung)



#### Nachteile:

- Übertragung durch Reibfaktor begrenzt
- Hohe Vorspannung  
→ hohe Eigenspannung

## 11.3 Reibschlüssige Verbindungen

### 11.3.3 Zylindrischer Pressverband

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

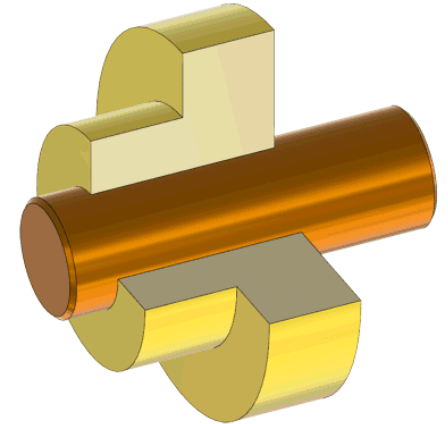
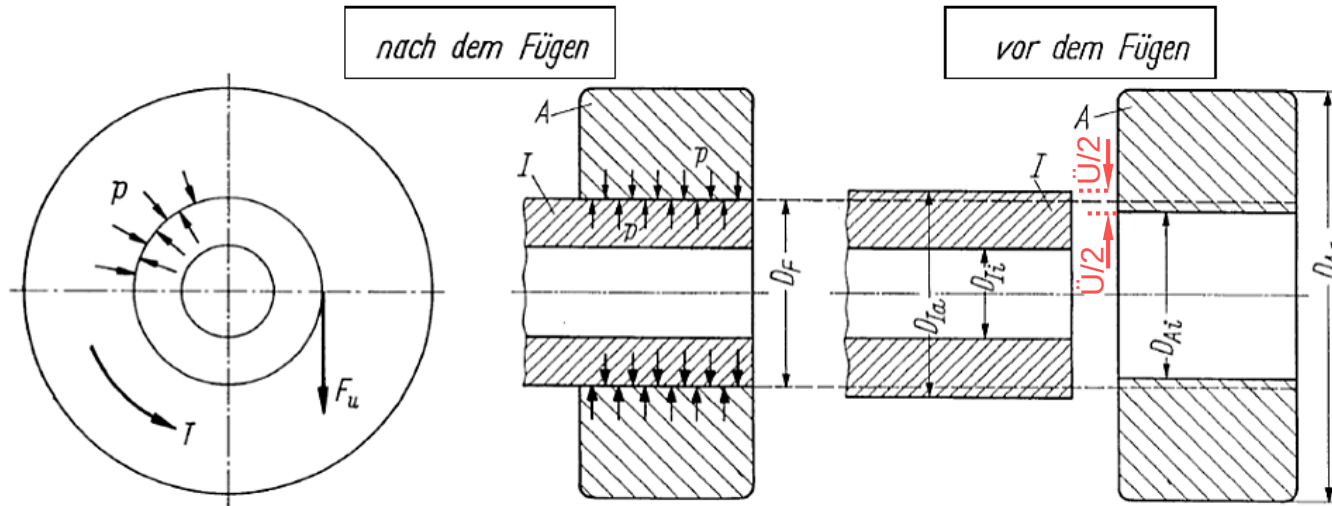


#### Vorteile:

- Kostengünstig
- Einfach Herstellbar

#### Nachteile:

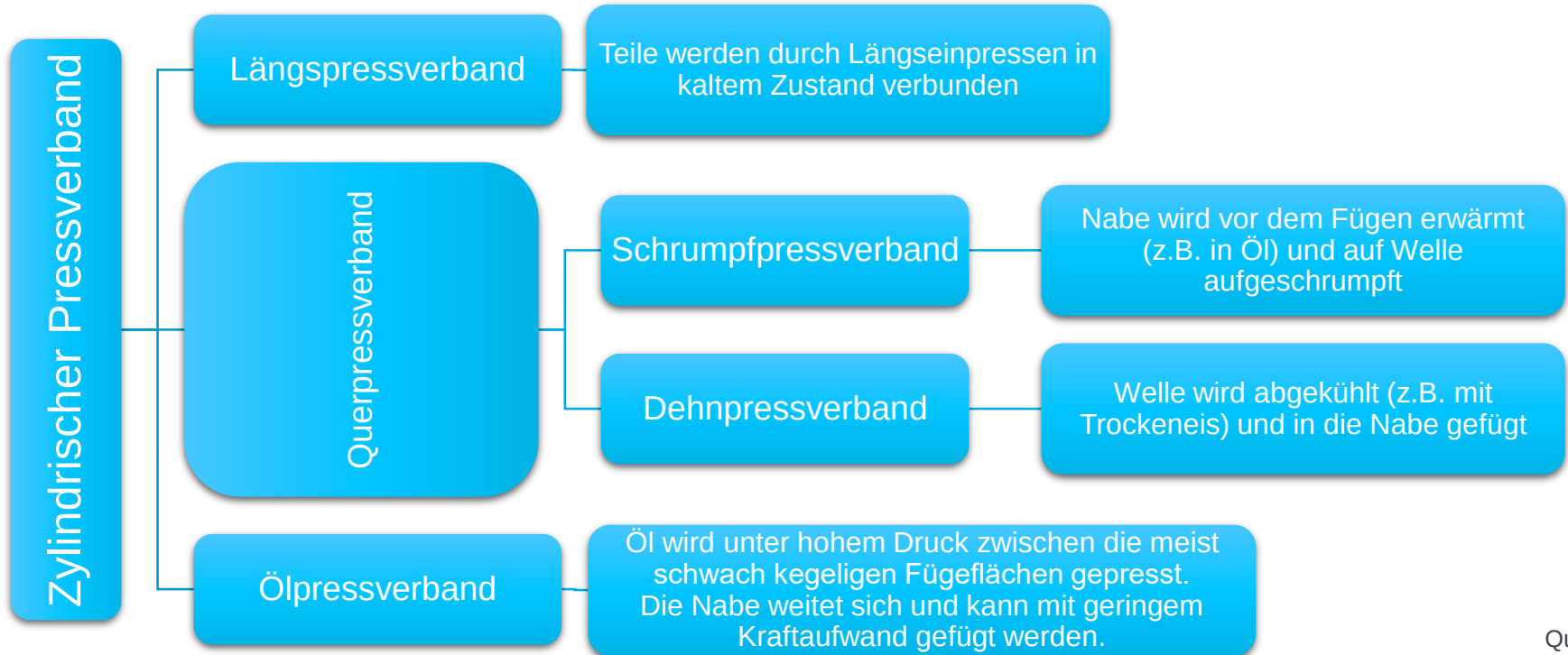
- Schlecht lösbar



Quelle:  
hs\_anhalt.de, konstruktionsatlas.de

## 11.3 Reibschlüssige Verbindungen

### 11.3.3.1 Zylindrischer Pressverband: Einteilung



Quelle:  
konstruktionsatlas.de

## 11.3 Reibschlüssige Verbindungen

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

- Als Grundlage der Berechnung:

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

Axialkraft  $F_a$

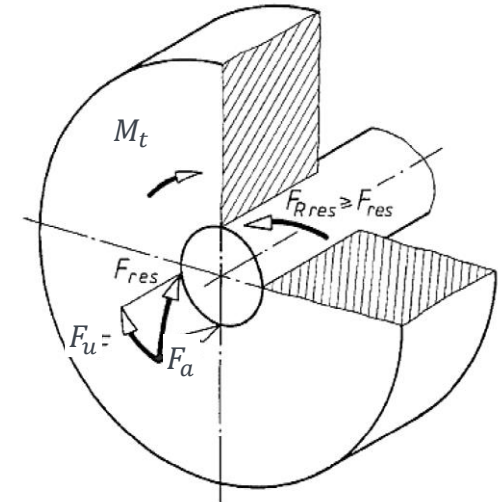
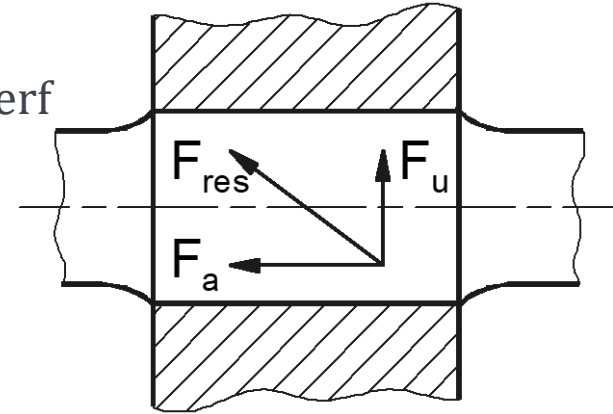
Resultierende Kraft  $F_{res}$

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

- Es muss gelten  $F_R \geq F_{res}$

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

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



Quelle:  
IKTD, hs\_anhalt.de

## 11.3 Reibschlüssige Verbindungen

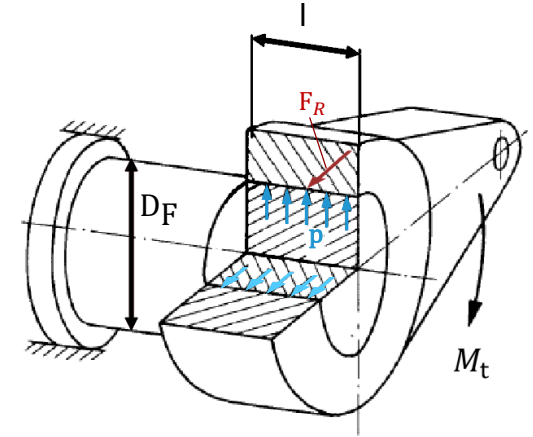
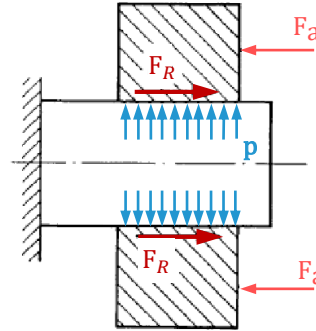
### 11.3.3.2 Zylindrischer Pressverband: Berechnung $p_{F,erf}$

- 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

$\mu$  [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)

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

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

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

## 11.3 Reibschlüssige Verbindungen

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

- Damit ergeben sich die maximalen Flächenpressungen

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

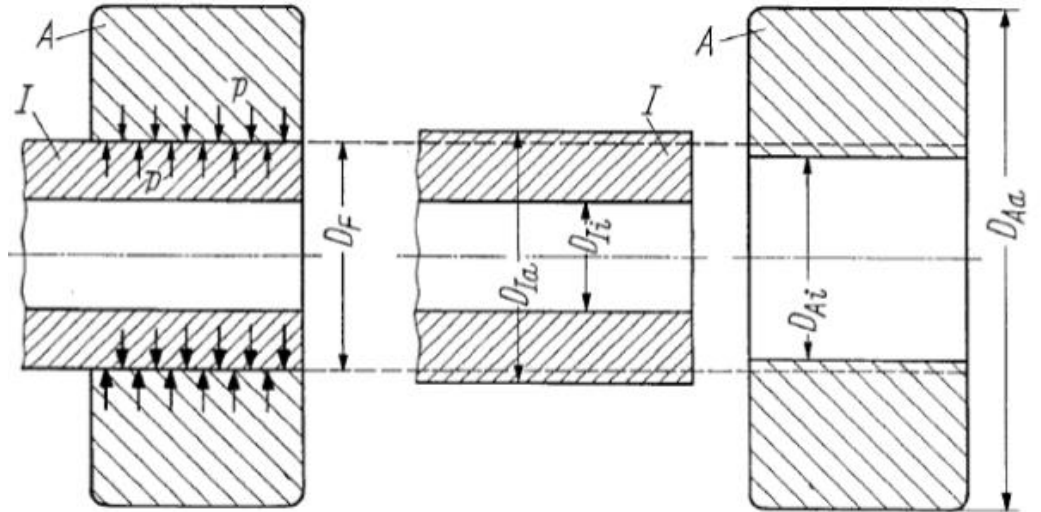
Hohlwelle:  $p_{F,zul} = \frac{1-Q_I^2}{\sqrt{3}} \cdot \sigma_{zul}$

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

$Q$  [1]: Durchmesserhältnisse:

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

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



Quelle:  
hs\_anhalt.de

## 11.3 Reibschlüssige Verbindungen

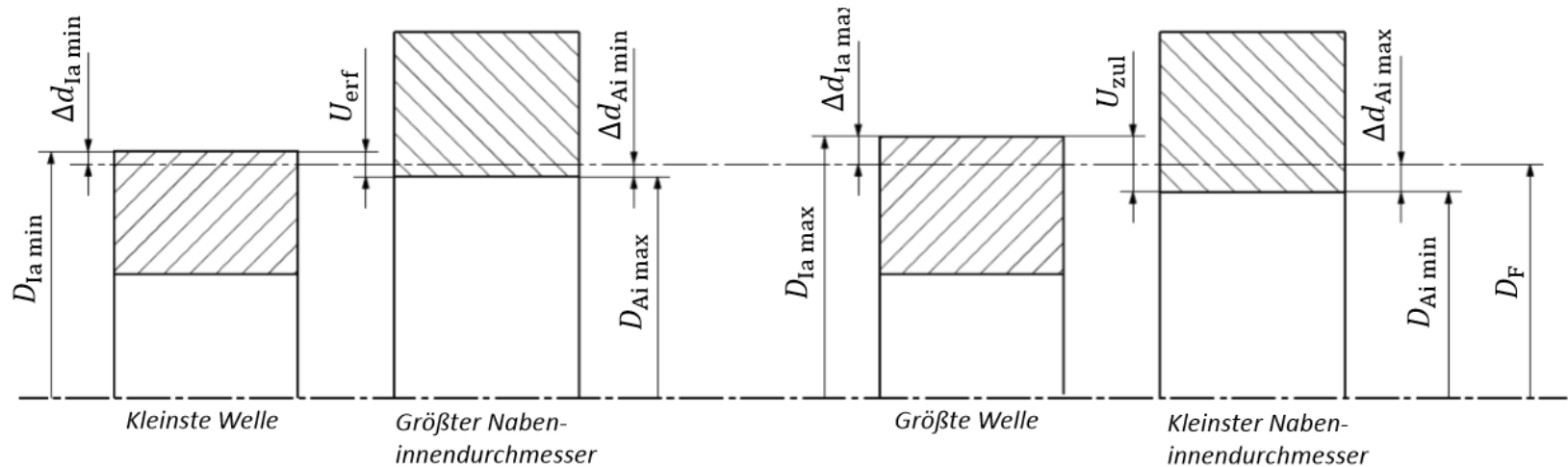
### 11.3.3.2 Zylindrischer Pressverband: Berechnung Übermaß

- 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 tangentielle 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

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

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

$\vartheta$  [1]: Querdehnzahl aus Tabelle

$E$  [ $\frac{N}{mm^2}$ ]: Elastizitätsmodul

## 11.3 Reibschlüssige Verbindungen

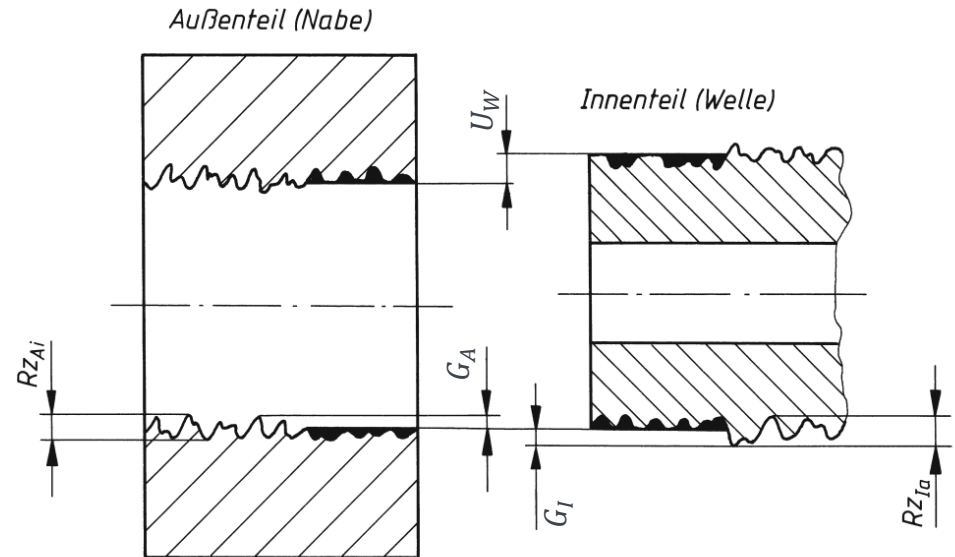
### 11.3.3.2 Zylindrischer Pressverband: Berechnung Übermaß

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

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

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

$$U_W = U - U_V$$



Quelle:  
Matek

## 11.3 Reibschlüssige Verbindungen

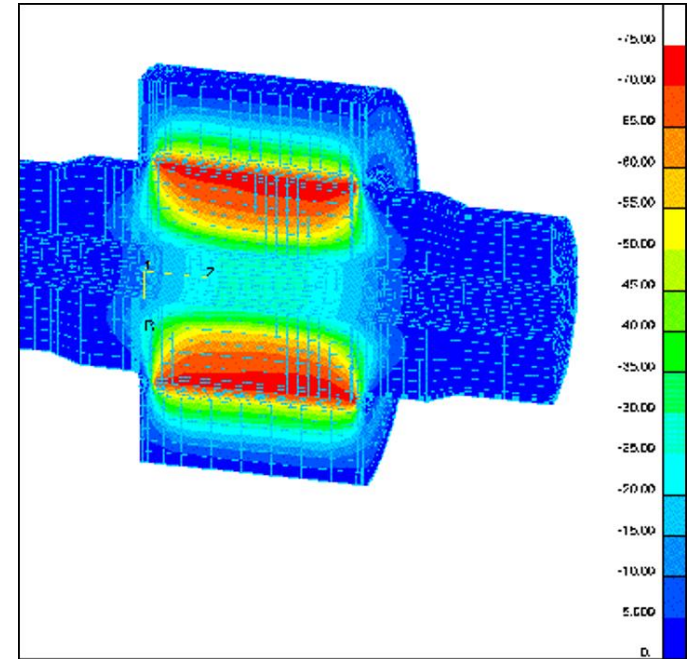
### 11.3.3.2 Zylindrischer Pressverband: Berechnung Übermaß

- 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  $U_{zul}$ :

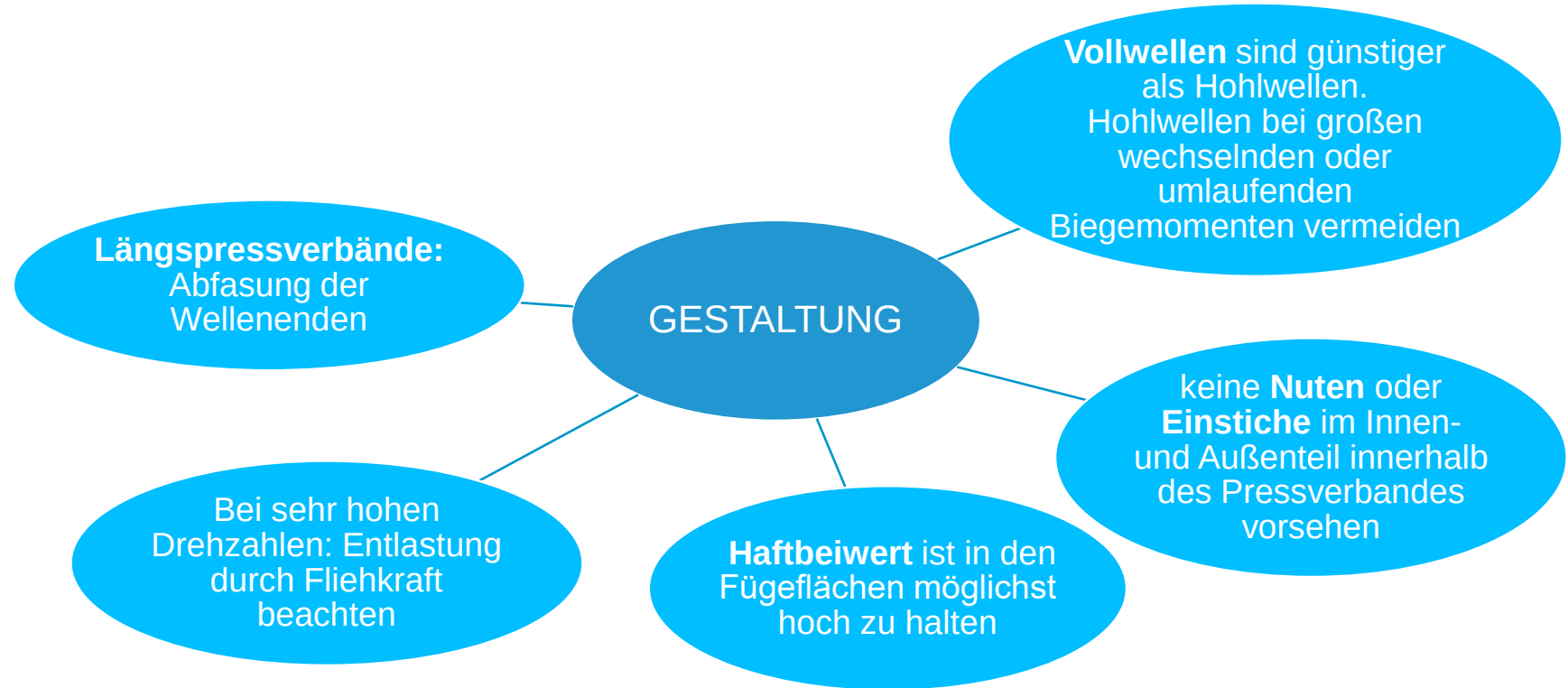
$$U_{zul} = \frac{p_{F,zul} \cdot D_F}{E_A} \cdot K + U_V$$



Quelle:  
IKTD

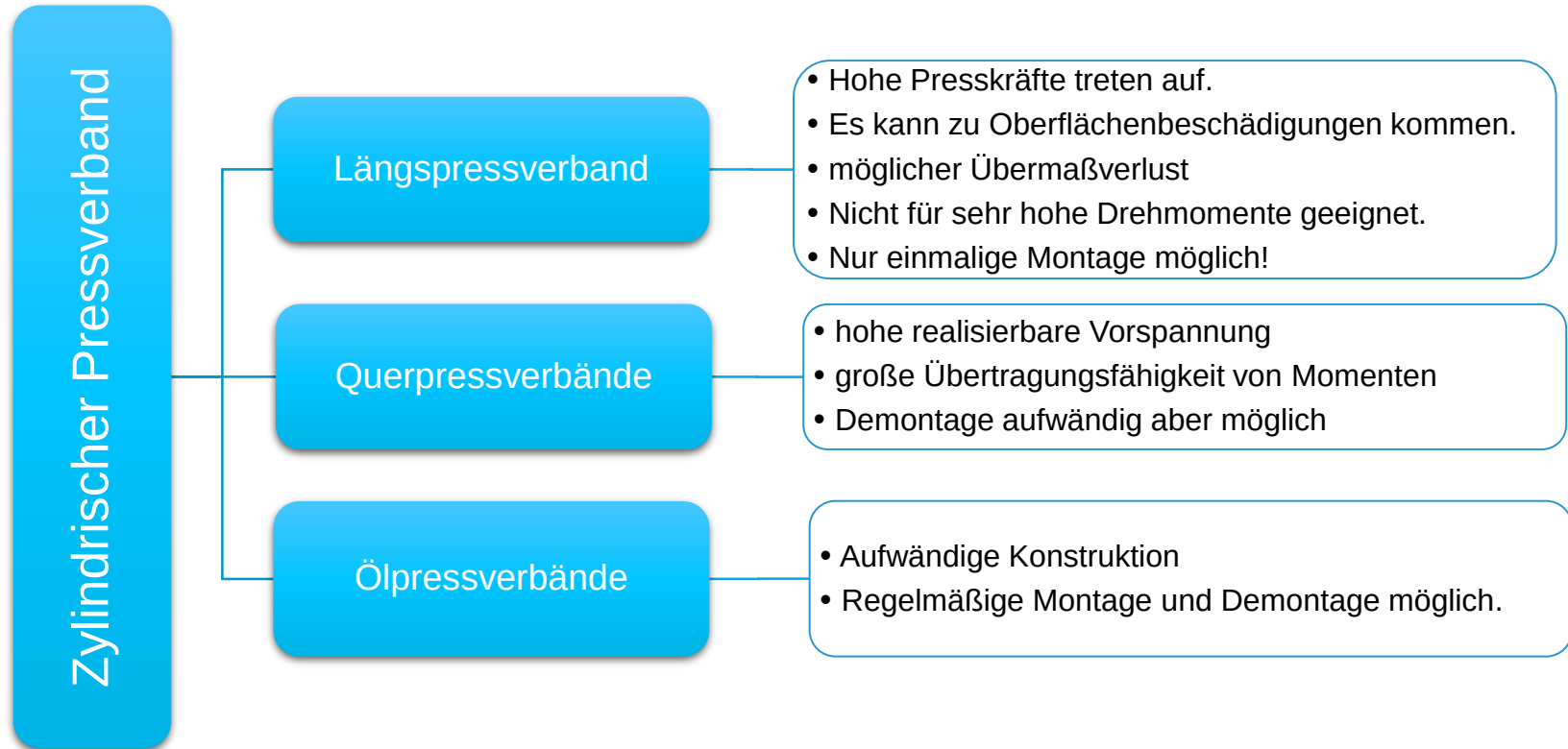
## 11.3 Reibschlüssige Verbindungen

### 11.3.3.3 Zylindrischer Pressverband: Gestaltung



## 11.3 Reibschlüssige Verbindungen

### 11.3.3.4 Zylindrischer Pressverband: Vergleich





# Kontrollfragen

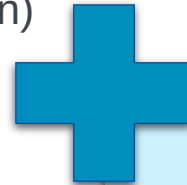
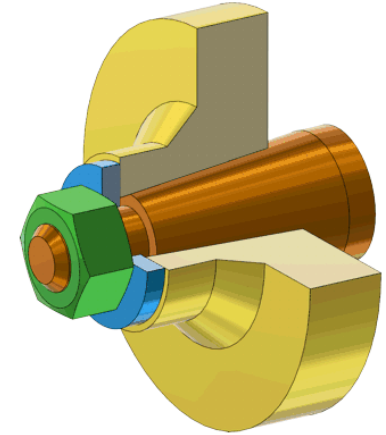


1. Welche Arten der Pressverbindungs-Herstellung gibt es?
2. Welchen Vorteil und Nachteil haben Druckhülse, Spannelement und Spannbuchse gemeinsam?
3. Der Unterschied zwischen einem Längspressverband und einem Querpressverband ist anzugeben? Es ist zu erklären, wann diese unterschiedlichen Pressverbände vorwiegend zur Anwendung kommen.
4. Durch welche Grenzen ist bei den Spannsätzen das Anziehmoment der Spannschrauben zum Aufbau des erforderlichen Fugendrucks festgelegt?

## 11.3 Reibschlüssige Verbindungen

### 11.3.4 Kegelpressverband

- Kegelerverbindungen (Kegelpressverbände) werden durch das axiale Verspannen von Außen- und Innenteil
  - a) Mittels Schraube, Mutter oder
  - b) durch kontrolliertes Aufschieben des erwärmten Außenteiles (thermischen Fügen) hergestellt.



#### Vorteile:

- Genauer zentrischer Sitz  
→ hohe Laufruhe und Laufgenauigkeit

#### Nachteile:

- Nachträgliches axiales Verschieben/ Nachstellen nicht möglich
- Aufwendigere Fertigung

Quelle:  
konstruktionsatlas.de

## 11.3 Reibschlüssige Verbindungen

### 11.3.4 Kegelpressverband: Neigungswinkel

- Kegelerhältnis  $C$

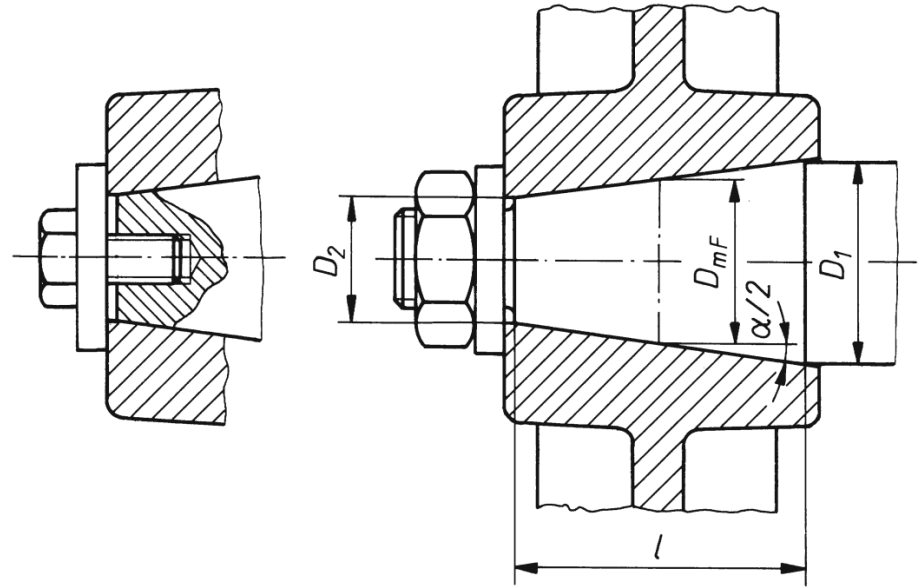
$$C = \frac{1}{x} = \frac{D_1 - D_2}{l}$$

- 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  $F_N$ :

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

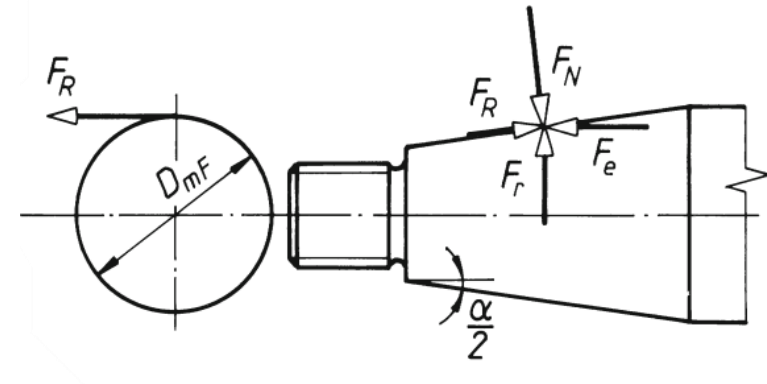
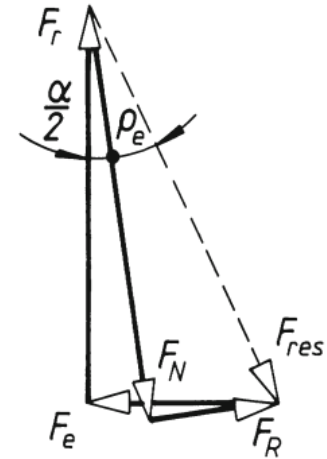
- Und daraus die erforderliche Einpresskraft  $F_e$ :

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

$S_R$  [1]: Sicherheitsbeiwert gegen Rutschen,  $S_R = 1,2 \dots 1,5$

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

$\rho_e$  [°]: 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

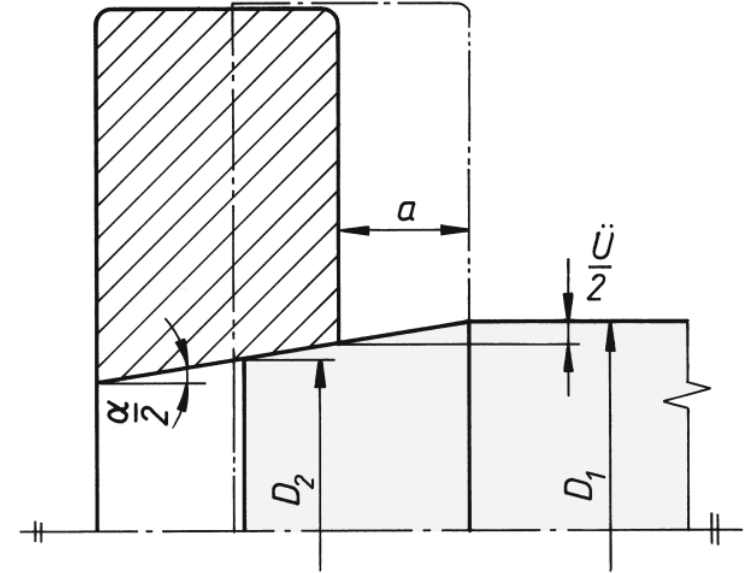
### 11.3.4 Kegelpressverband: Berechnung Aufschubweg $a$

- 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  $D_F = D_{mF}$



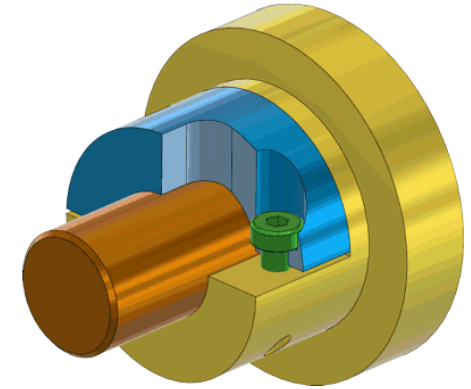
Quelle:  
Matek

## 11.3 Reibschlüssige Verbindungen

### 11.3.5 Klemmverbindungen

- Klemmverbindungen werden vorwiegend bei Riemen-, Gurtscheiben und Hebeln angewendet, die auf

- a) **zylindrische, längere** Wellen aufzubringen oder
  - b) bei **geteilter** Ausführung **nachträglich** zwischen Lager zu setzen sind oder
  - c) in **Längs- und Drehrichtung einstellbar** sein sollen.
- Aufzuklemmende Scheiben sind geteilt, Naben von Hebeln einseitig geschlitzt.



#### Vorteile:

- Nachträglich montierbar

#### Nachteile:

- Übertragung kleiner bis mittlerer nur gering schwankender Drehmomente

Quelle:  
konstruktionsatlas.de

## 11.3 Reibschlüssige Verbindungen

### 11.3.5.1 Klemmverbindungen: Berechnung

#### a) Geteilte Scheibennabe

Analog zu dem Pressverband gilt:

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

$\mu$  [1]: Haftbeiwert aus Tabelle

$l_F$  [mm]: Fugenlänge

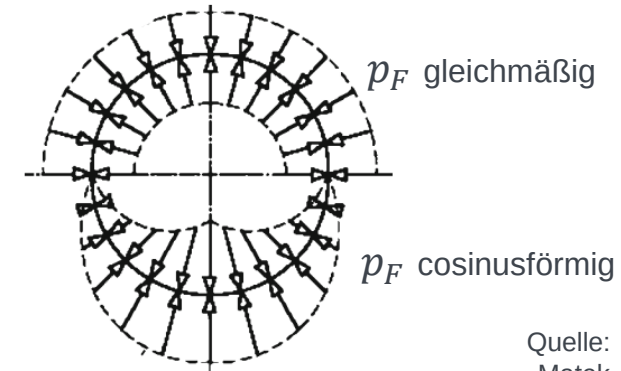
$S_H$  [1]: Haftsicherheit  $1,5 \leq S_H \leq 2$

$K_A$  [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

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

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

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

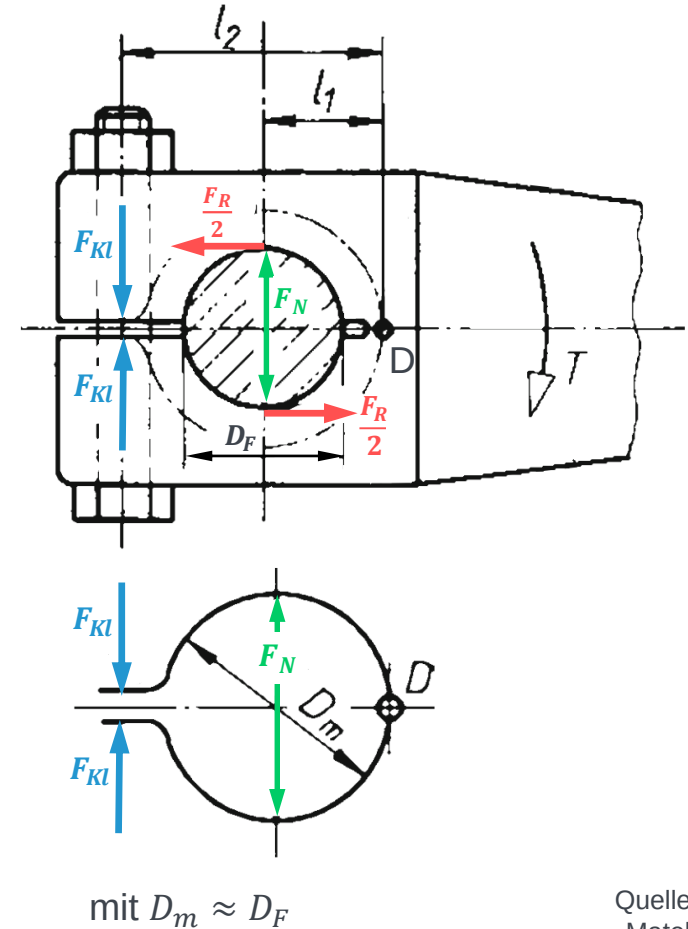
die erforderliche Anpresskraft je Nabenhälfte  $F_N = \frac{K_A \cdot M_t}{D_F \cdot \mu}$

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

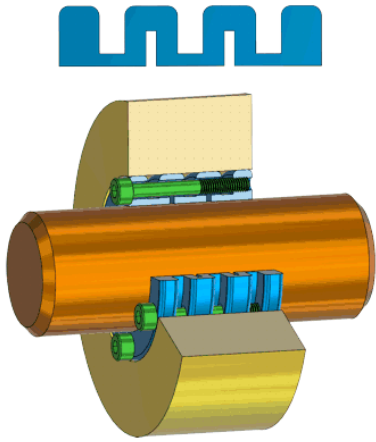
$$p_F \geq \frac{n \cdot F_{VM}}{D_F \cdot l_F} \cdot \frac{l_2}{l_1} \leq p_{F,zul}$$



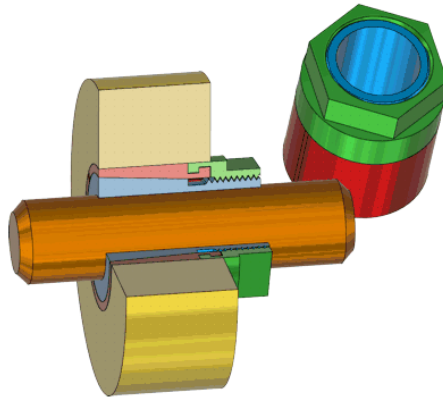
Quelle:  
Matek

## 11.3 Reibschlüssige Verbindungen

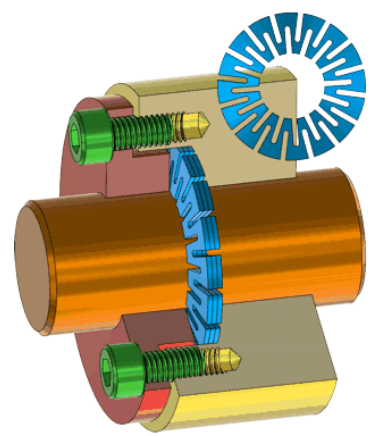
### 11.3.6 Spann-Element-Verbindungen



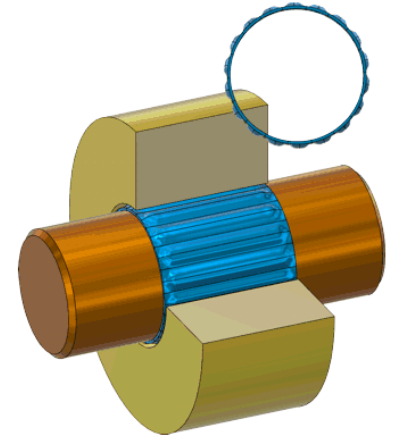
Druckhülse



Konus-Spannelement



Sternscheibe



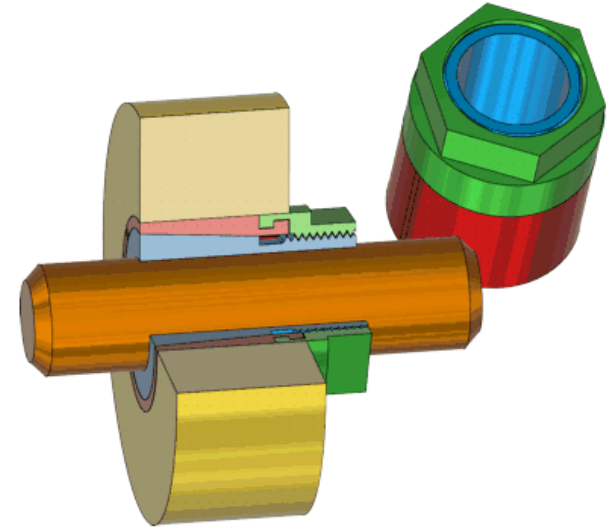
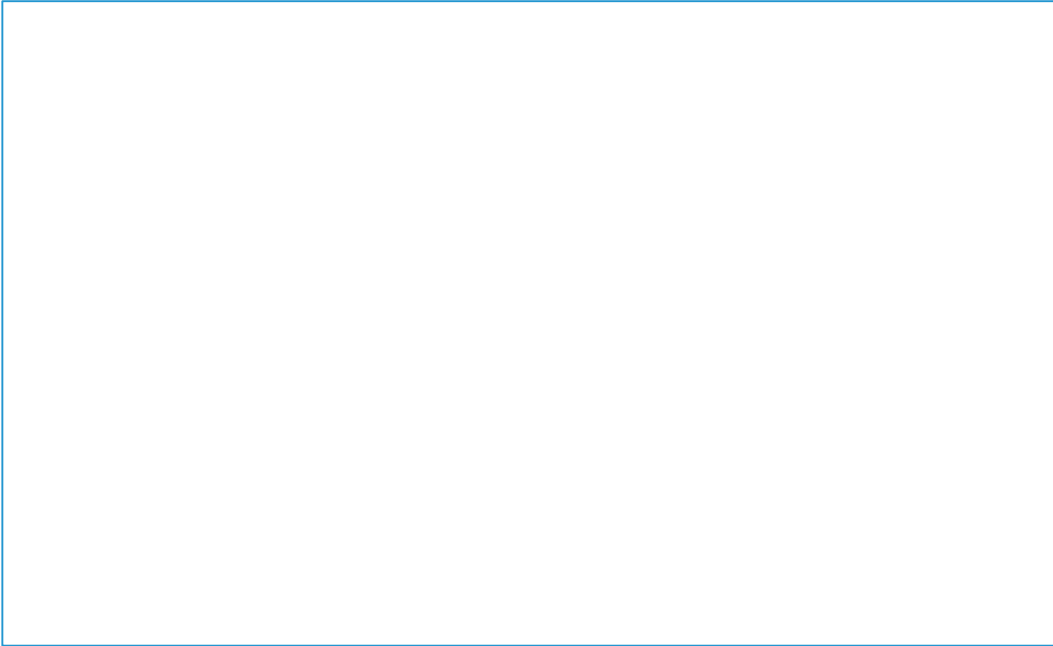
Toleranzring

Quelle:  
konstruktionsatlas.de

## 11.3 Reibschlüssige Verbindungen

### 11.3.6 Spann-Element-Verbindungen

- Konus-Spannelement

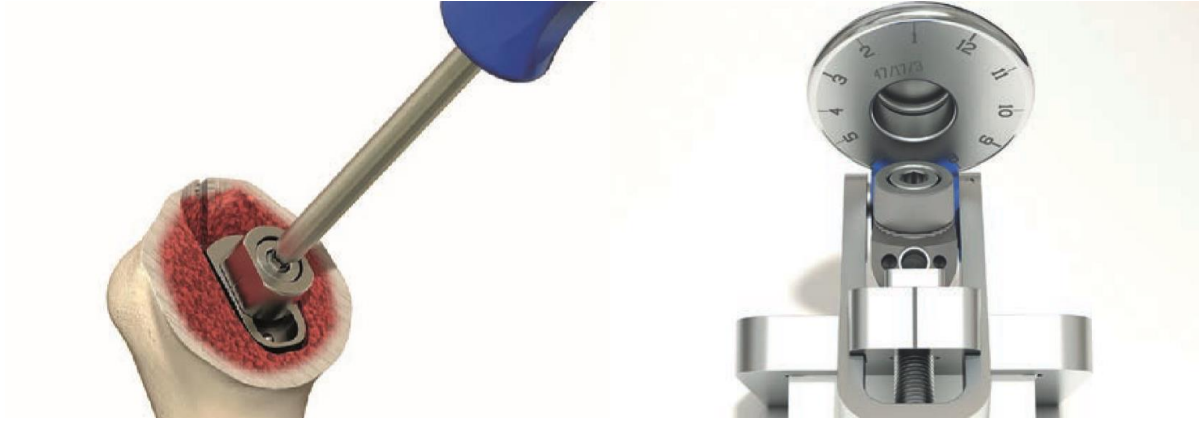


Quelle:  
norelem.de, konstruktionsatlas.de

## 11.3 Reibschlüssige Verbindungen

### 11.3.6 Spann-Element-Verbindungen

- Konus-Spannelement - Medizintechnik



Quelle:  
mathysmedical.com

## 11.3 Reibschlüssige Verbindungen

### 11.3.6 Spann-Element-Verbindungen

- Konus-Spannelement - Medizintechnik

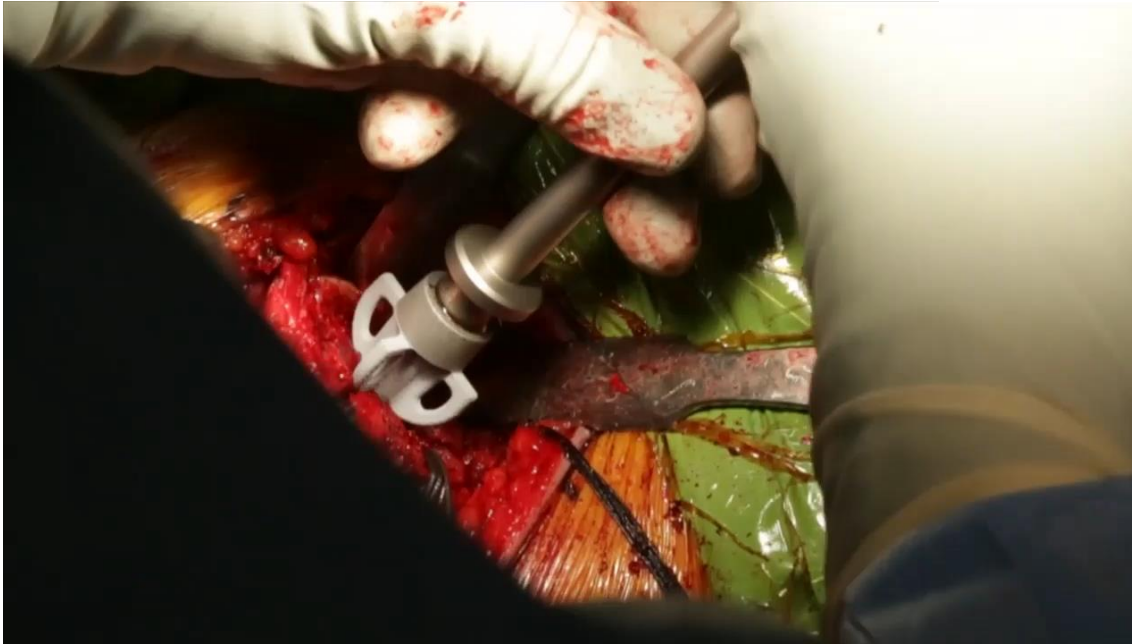
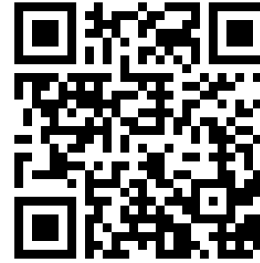


Quelle:  
youtube: sports-clinic-west, mathysmedical.com

## 11.3 Reibschlüssige Verbindungen

### 11.3.6 Spann-Element-Verbindungen

- Konus-Spannelement - Medizintechnik



Quelle:  
youtube: meta-surgical, mathysmedical.com

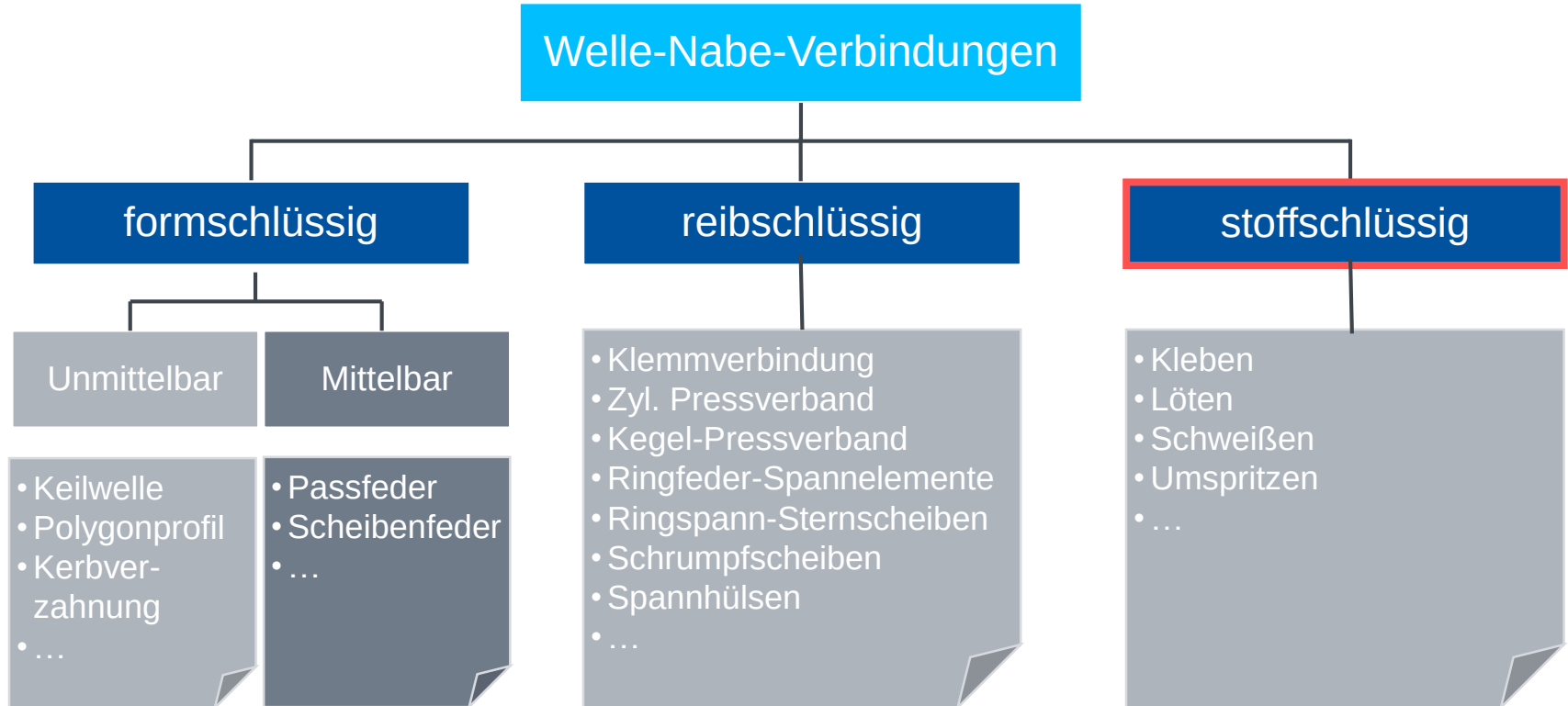
# Kontrollfragen



1. Welche Arten der Pressverbindungs-Herstellung gibt es?
2. Welchen Vorteil und Nachteil haben Druckhülse, Spannelement und Spannbuchse gemeinsam?
3. Der Unterschied zwischen einem Längspressverband und einem Querpressverband ist anzugeben? Es ist zu erklären, wann diese unterschiedlichen Pressverbände vorwiegend zur Anwendung kommen.
4. Durch welche Grenzen ist bei den Spannsätzen das Anziehmoment der Spannschrauben zum Aufbau des erforderlichen Fugendrucks festgelegt?



## 11.4 Einteilung



## 11.4 Stoffschlüssige Verbindungen

- Anwendung nur bei großen Stückzahlen. Einzelanfertigung ist eher unüblich.



### Vorteile:

- Kleine Nabenbreite möglich
- Schnell
- Vielseitig

### Nachteile:

- Schlechte/ Unmögliche Lösbarkeit (zu Reperatur- und Wartungszwecken)



Geschweißte Verbindung

Quelle:  
fahrzeug-instandhaltung.ch

## 11.4 Stoffschlüssige Verbindungen

### 11.4.1 Spritzguss



Quelle:  
rehau.de

# 11.5 Vergleich einzelner Welle-Nabe-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 <sup>1)</sup>                    | 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 <sup>1)</sup>         | 0                                   | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 2 | 4 | 2 | 2 | 0 | 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 | 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 | 3 | 2 | 3 | 3 | 4 | 1 | 1 | 3 | 3 | 3 | 3 |
| geringe Kerbwirkung auf Welle <sup>2)</sup>                | 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 |                                     |   |   |   |   |   |   |   |   |   |   |   |   |   |   |   |   |   |   |   |   |   |
| <b>Reibschlüssige Verbindungen</b>                         | <b>Formschlüssige Verbindungen</b>  |   |   |   |   |   |   |   |   |   |   |   |   |   |   |   |   |   |   |   |   |   |
| a Querpressverband                                         | n Pass- und Gleitfeder              |   |   |   |   |   |   |   |   |   |   |   |   |   |   |   |   |   |   |   |   |   |
| b Längspressverband                                        | o Keilwelle                         |   |   |   |   |   |   |   |   |   |   |   |   |   |   |   |   |   |   |   |   |   |
| c Kegelpressverband                                        | p Zahnwelle                         |   |   |   |   |   |   |   |   |   |   |   |   |   |   |   |   |   |   |   |   |   |
| d Kegelspannring                                           | q Polygonprofil                     |   |   |   |   |   |   |   |   |   |   |   |   |   |   |   |   |   |   |   |   |   |
| e Kegelspannsatz                                           | r Längsstift                        |   |   |   |   |   |   |   |   |   |   |   |   |   |   |   |   |   |   |   |   |   |
| f Schrumpfscheibe                                          | s Querstift                         |   |   |   |   |   |   |   |   |   |   |   |   |   |   |   |   |   |   |   |   |   |
| g Sternscheibe                                             |                                     |   |   |   |   |   |   |   |   |   |   |   |   |   |   |   |   |   |   |   |   |   |
| h Druckhülse                                               |                                     |   |   |   |   |   |   |   |   |   |   |   |   |   |   |   |   |   |   |   |   |   |
| i hydraulische Spannbuchse                                 |                                     |   |   |   |   |   |   |   |   |   |   |   |   |   |   |   |   |   |   |   |   |   |
| j Toleranzring                                             | <b>Stoffschlüssige Verbindungen</b> |   |   |   |   |   |   |   |   |   |   |   |   |   |   |   |   |   |   |   |   |   |
| k Klemmverbindung                                          | t Klebverbindung                    |   |   |   |   |   |   |   |   |   |   |   |   |   |   |   |   |   |   |   |   |   |
| l Keilverbindung                                           | u Lötverbindung                     |   |   |   |   |   |   |   |   |   |   |   |   |   |   |   |   |   |   |   |   |   |
| m Kreiskeilverbindung                                      | v Schweißverbindung                 |   |   |   |   |   |   |   |   |   |   |   |   |   |   |   |   |   |   |   |   |   |

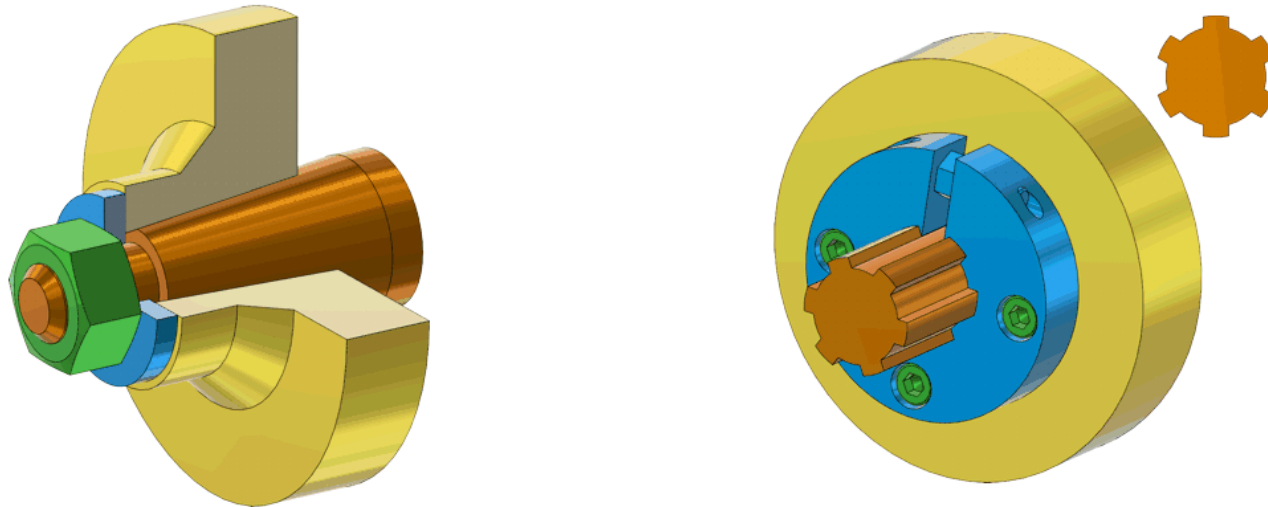
<sup>1)</sup>bei Spielpassung  
<sup>2)</sup>die Kerbwirkung kann durch günstigere Gestaltung z.T. reduziert werden

Quelle:  
Matek

## 11.6 Elemente zur axialen Fixierung

### 11.6.1 Elemente zur axialen formschlüssigen Lagesicherung

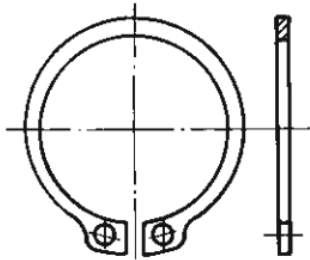
- Formschlüssige Welle-Nabe-Verbindungen müssen meist axial fixiert werden
- Sicherungselemente werden oft auch nur als Führungselemente zur Begrenzung oder zum Ausgleich axialen Spiels verwendet.



Quelle:  
konstruktionsatlas.de

## 11.6 Elemente zur axialen Fixierung

### 11.6.1 Elemente zur axialen formschlüssigen Lagesicherung

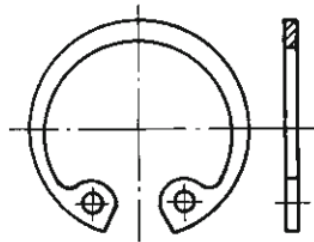


DIN 471

Sicherungsring  
für Welle



Quelle:  
de.rs-online.com

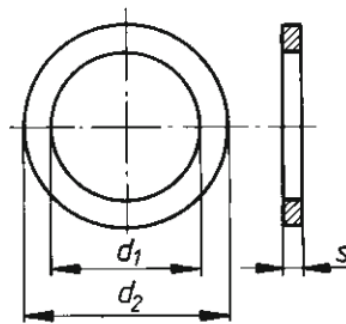


DIN 472

Sicherungsring  
für Bohrung



Quelle:  
eshop.wuerth.de

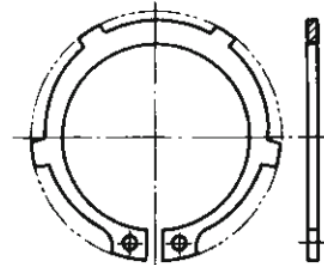


DIN 988

Pass bzw.  
Stützscheibe



Quelle:  
mtz-cichy.de

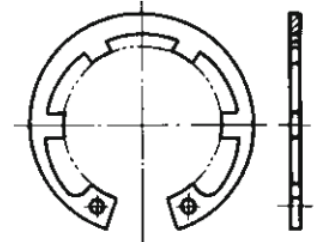


DIN 983

Sicherungsring mit  
Lappen für Welle



Quelle:  
theo-schrauben.de.de



DIN 984

Sicherungsring mit  
Lappen für Bohrung

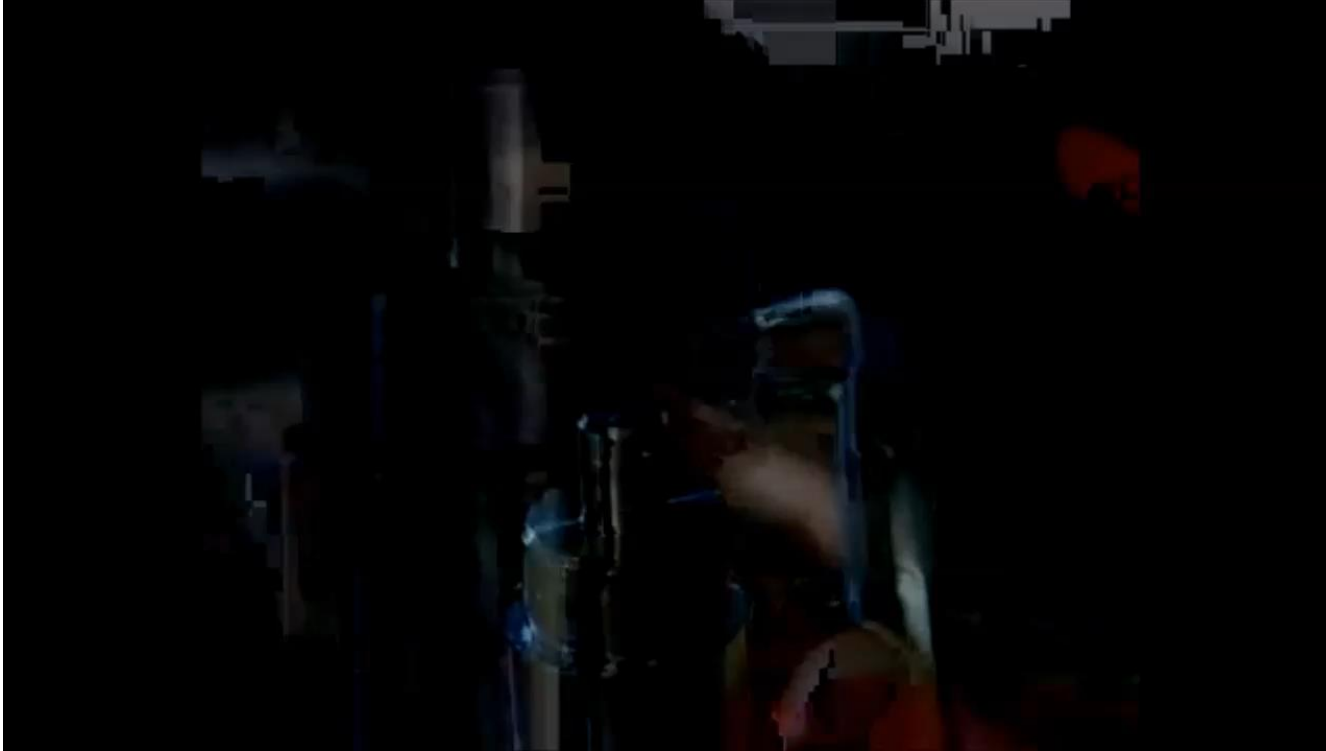


Quelle:  
eshop.wuerth.de

Quelle:  
Matek

## 11.6 Elemente zur axialen Fixierung

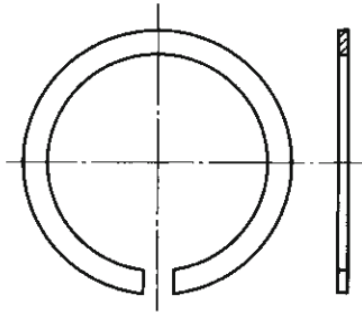
### 11.6.1 Elemente zur axialen formschlüssigen Lagesicherung



Ein- und Ausbau von Sicherungsringen

## 11.6 Elemente zur axialen Fixierung

### 11.6.1 Elemente zur axialen formschlüssigen Lagesicherung

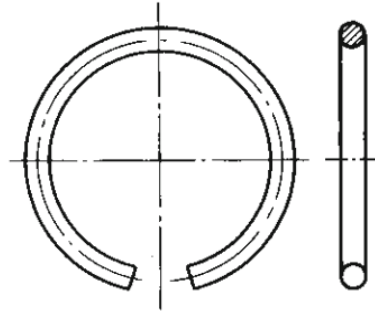


DIN 5417

Sprengring für  
Wälzlager mit Ringnut



Quelle:  
hug-technik.com

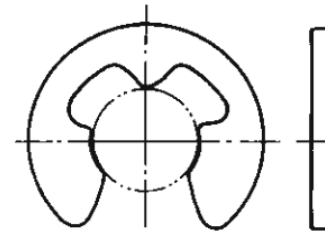


DIN 7993

Runddraht-  
Sprengring



Quelle:  
gutekunst-federn.de

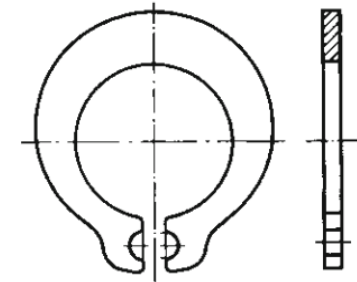


DIN 6799

Sicherungsscheibe für  
Welle



Quelle:  
norelem.de



Greifring (selbstsperrend)  
für Wellen ohne Nut



Quelle:  
wuerth.de

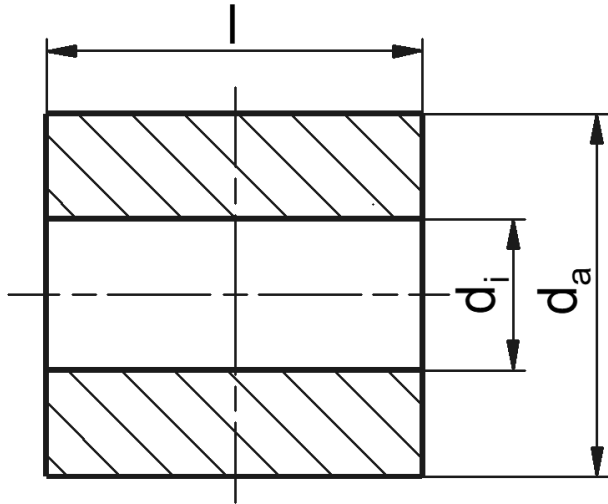
Quelle:  
Matek



## 11.7 Gestaltung von Naben

### 11.7.1 Grundkonzept

- Dickwandiger Hohlzylinder
  - Verhältnis  $l/d$  und Wandstärke  $0,5 \cdot (d_a - d_i)$  aus den Erfordernissen der Drehmoment- oder Kraftübertragung

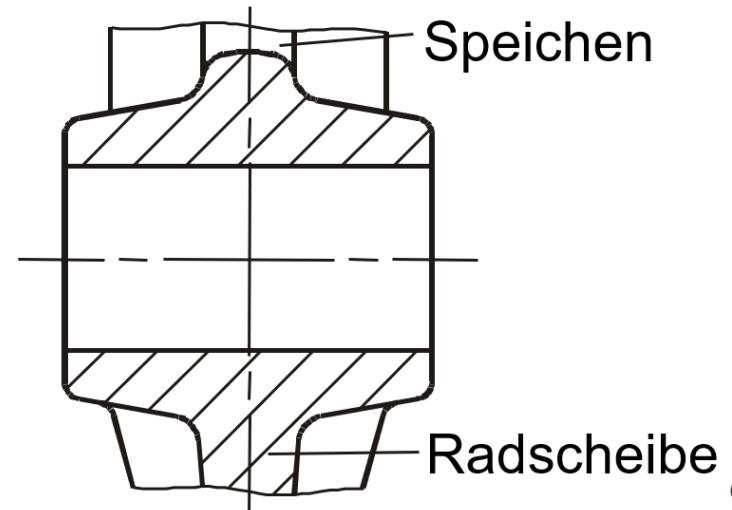
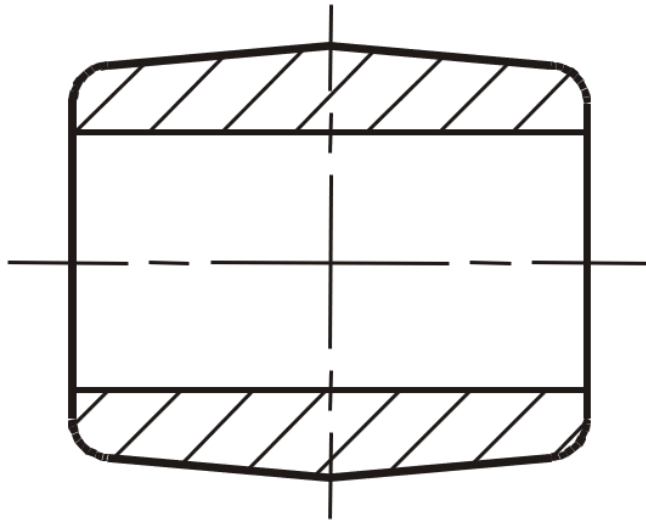


Quelle:  
picclick.de

# 11.7 Gestaltung von Naben

## 11.7.2 Varianten

- **Formschrägen**
  - für Gießen oder Schmieden
  - für gebrochene oder gerundete Kanten
- **Verstärkung**
  - im Bereich der Drehmomentzu- oder -ableitung

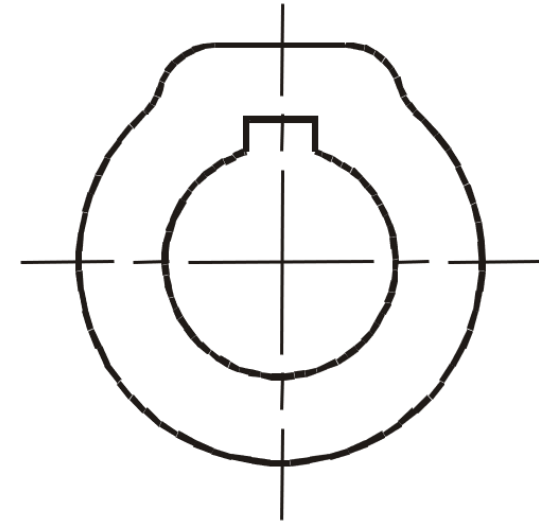
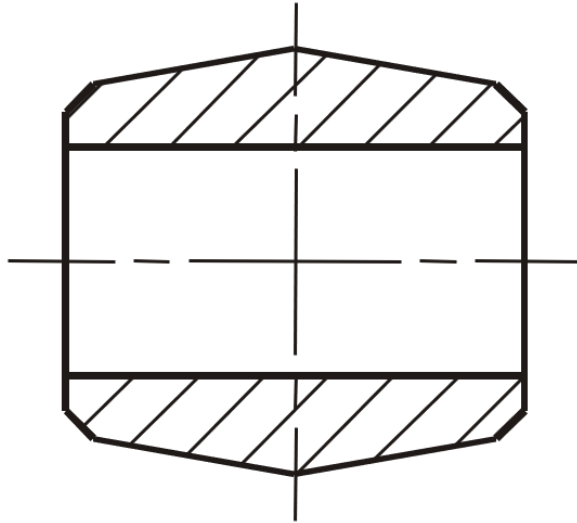


Quelle:  
IKTD

# 11.7 Gestaltung von Naben

## 11.7.2 Varianten

- Kegelform
  - zur Minderung der Kerbwirkung am Nabenende
- Verstärkung
  - mit Rücksicht auf Kontur der Bohrung
  - Unwucht beachten



Quelle:  
IKTD

# Kontrollfragen



1. Welche stoffschlüssigen Welle-Naben-Verbindungen gibt es?
2. Warum können Polygonwellen-Verbindungen größere Drehmomente übertragen als Keilwellen-Verbindungen?
3. Welche Eigenschaft haben alle formschlüssigen Welle-Nabe-Verbindungen gemeinsam?
4. Auf welche Weise können Naben gegen axiales Verschieben gesichert werden?

## 11.8 Literaturverzeichnis

- Berthold Schlecht: Maschinenelemente 1, Pearson, 2015
- Matek, W.: u.a.: Roloff / Matek Maschinenelemente, Vieweg Verlag, Wiesbaden, 2017
- Horst Haberhauer: Maschinenelemente, Springer Vieweg, 2018



## 12. Lager

Diese Vorlesung basiert auf Vorarbeiten von Prof. T. Maier  
Institut für Konstruktionstechnik und Technisches Design  
Forschungs- und Lehrgebiet Technisches Design

# Konstruktion in der Medizingeräte- technik 2

SoSe 2020

**Prof. Dr.  
Peter P. Pott  
und  
Mitarbeiter**

# 12. Lager

## Inhalt

### 12.1 Einteilung

### 12.2 Wälzlager

#### 12.2.1 Aufbau

#### 12.2.2 Druck- und Lastwinkel

#### 12.2.3 Hertzsche Flächenpressung

#### 12.2.4 Arten und Bauformen

##### 12.2.4.1 Radialkugellager

##### 12.2.4.2 Axialkugellager

##### 12.2.4.3 Radialrollenlager

##### 12.2.4.4 Axialrollenlager

#### 12.2.5 Gestaltung

##### 12.2.5.1 Anordnung, Kombination & Freistich

##### 12.2.5.2 Radiale Festlegung

##### 12.2.5.3 Schmierung

##### 12.2.5.4 Abdichtung

# 12. Lager

## Inhalt

12.2.6 Berechnung

### 12.3 Gleitlager

12.3.1 Aufbau

12.3.2 Druck- und Lastwinkel

12.3.3 Festkörperlager

12.3.4 Hydrodynamische Gleitlager

12.3.5 Hydrostatische Gleitlager

### 12.4 Lineare Lagerung

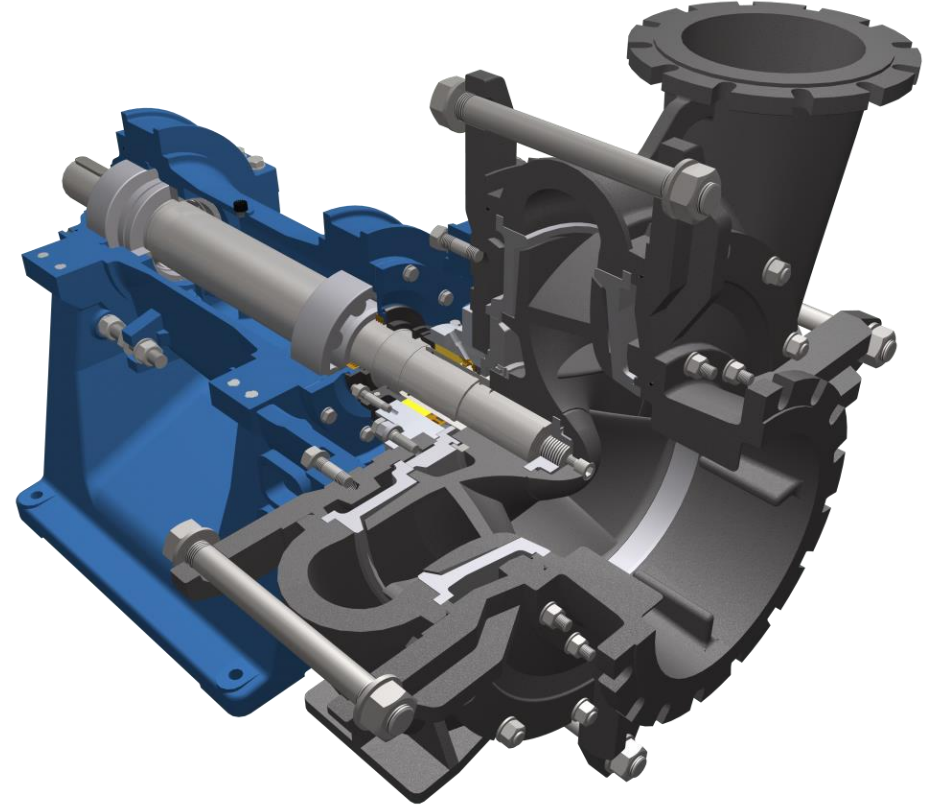
### 12.5 Literaturverzeichnis



# 12.1 Funktion und Einteilung

## 12.1.1 Funktion

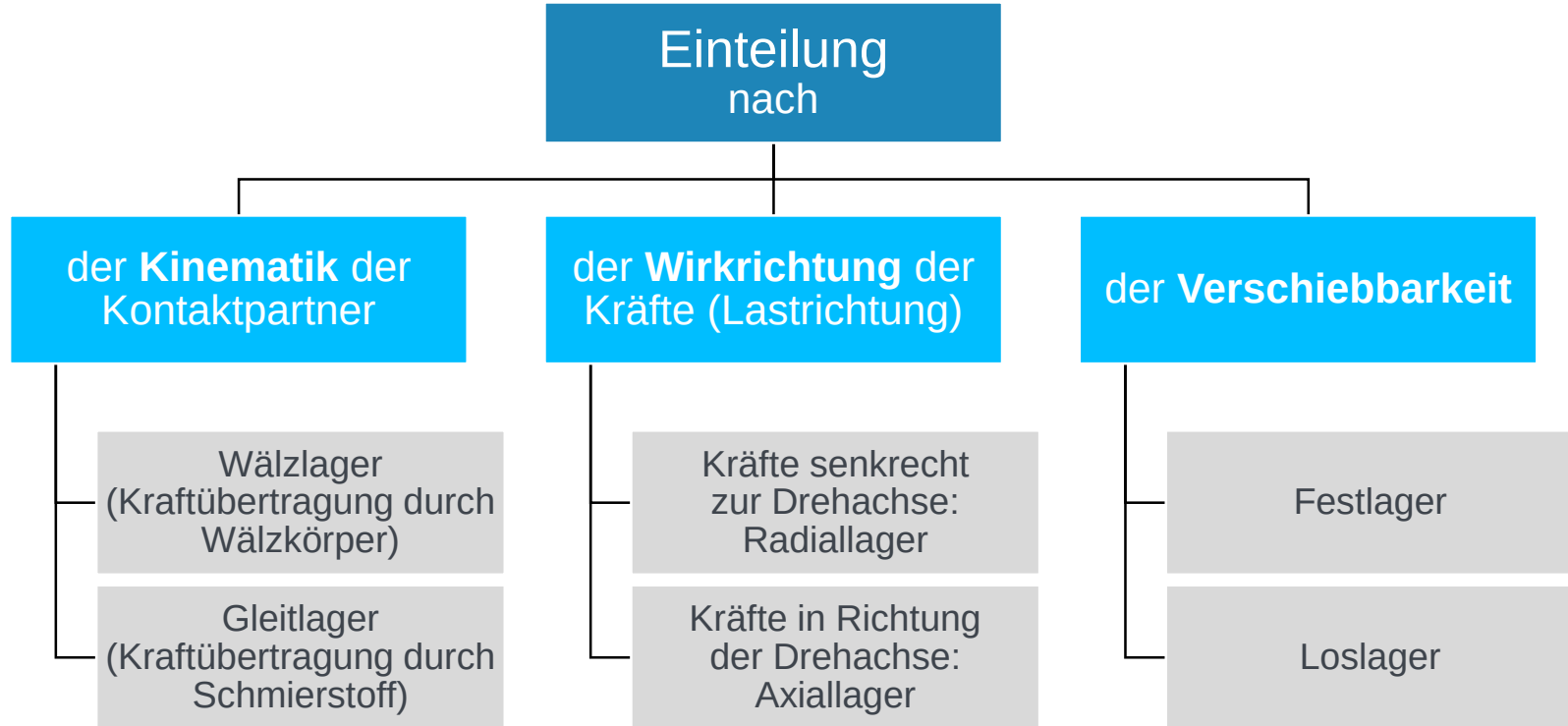
- Führung drehender Maschinenelemente
- Kraftübertragung zwischen drehenden und ruhenden Bauteilen



Quelle:  
duechting.com

# 12.1 Funktion und Einteilung

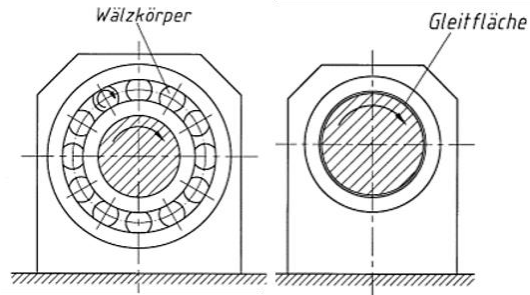
## 12.1.2 Einteilung



# 12.1 Funktion und Einteilung

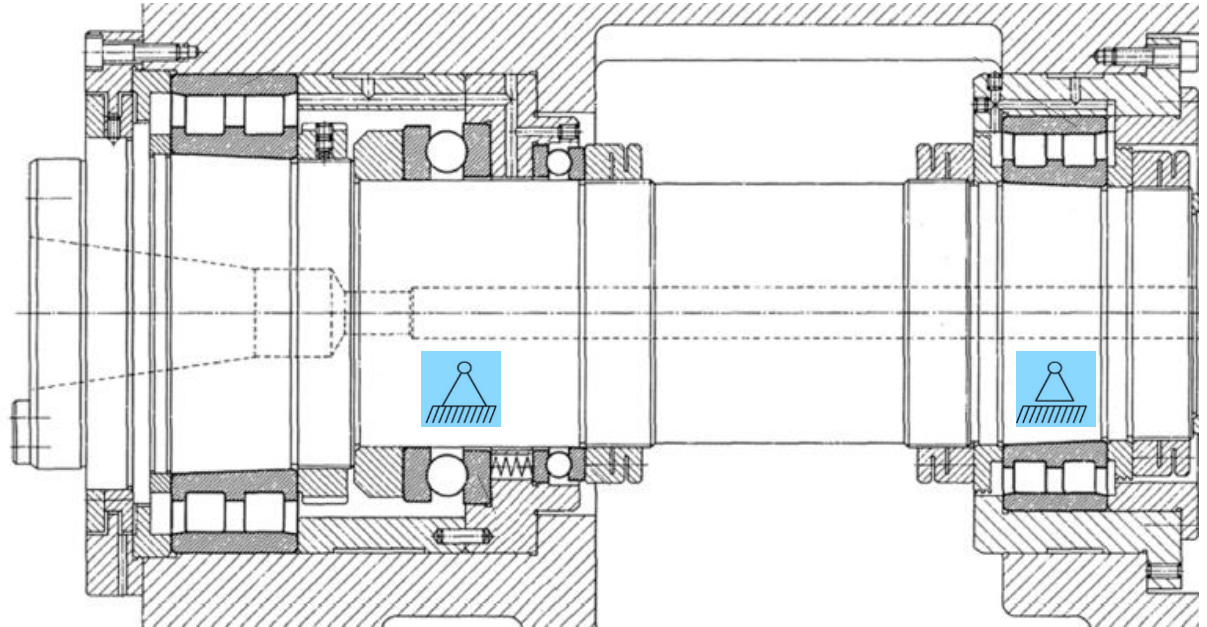
## 12.1.2 Einteilung

Nach **Kinematik** der  
Kontaktpartner  
(Wirkprinzip)



Nach **Wirkrichtung** der  
Kräfte  
(Lastrichtung)

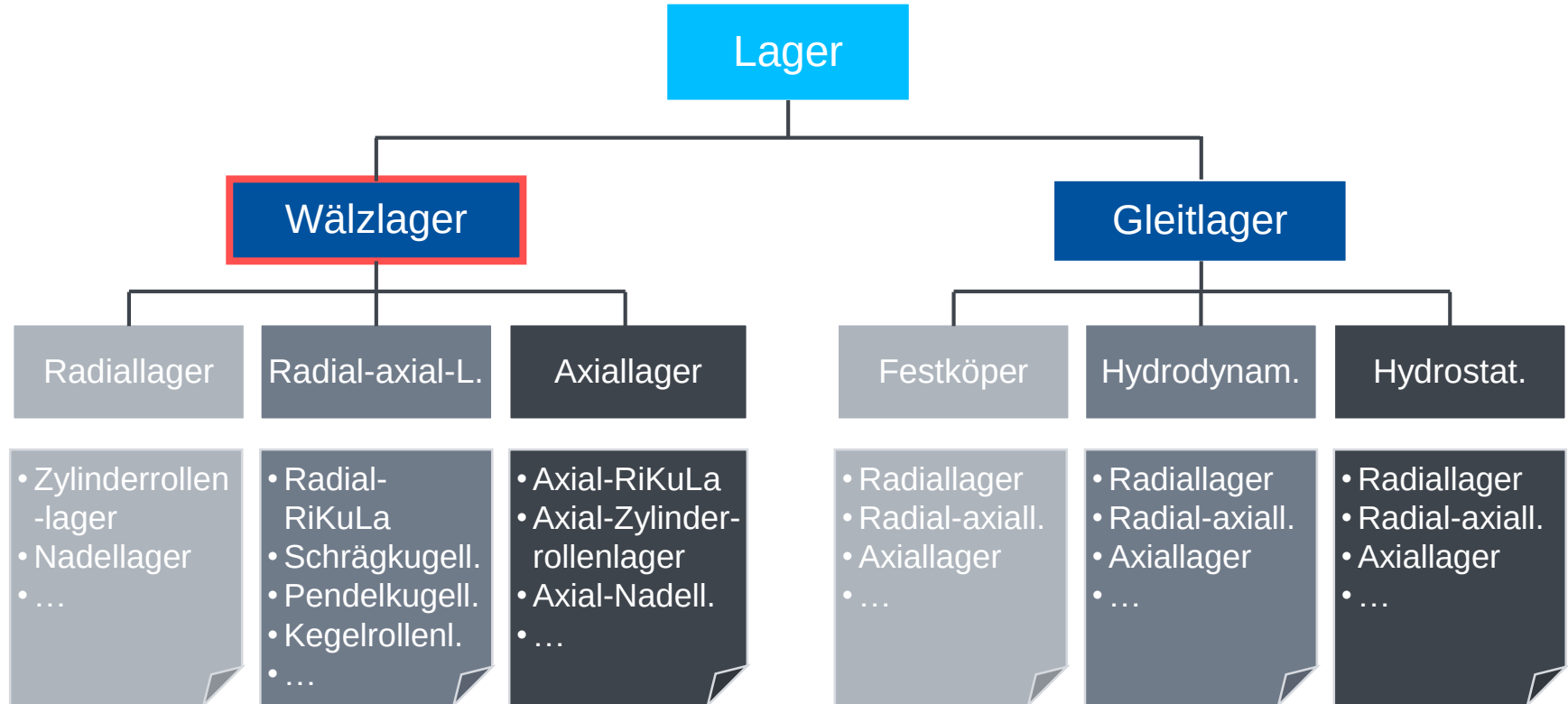
Nach **Verschiebbarkeit**



Quelle:  
Matek, repetico.de

# 12.1 Funktion und Einteilung

## 12.1.2 Einteilung

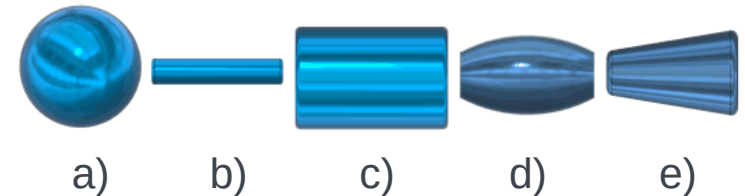
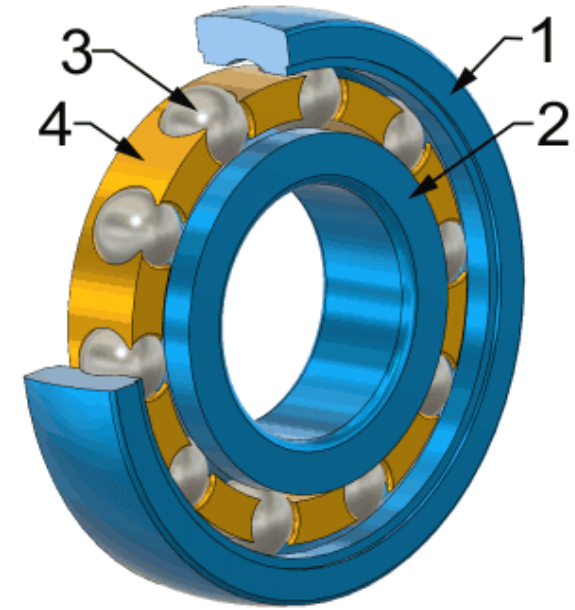


## 12.2 Wälzlager

### 12.2.1 Aufbau

Die Hauptbestandteile eines Wälzlagers sind

1. Außenring (Axiallager: Außenscheibe)
2. Innenring (Axiallager: Innenscheibe)
3. Wälzkörper
  - a) Kugel
  - b) Nadel
  - c) Zylinder
  - d) Tonne
  - e) Kegel
4. Wälzkäfig

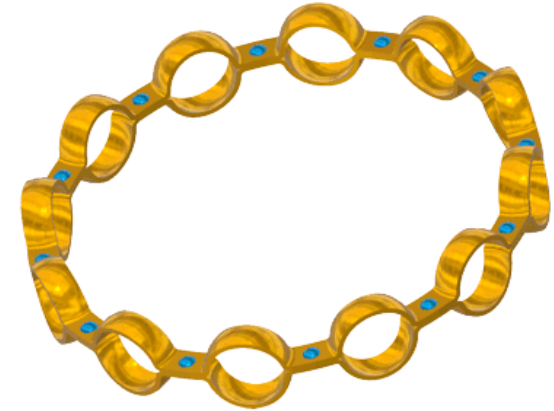


Quelle:  
konstruktionsatlas.de

## 12.2 Wälzlager

### 12.2.1 Aufbau - Käfig

- Aufgabe:
  - Führung der Wälzkörper
    - gleichmäßige Verteilung über den Umfang
    - Verhinderung der Berührung
- Werkstoff:  
Stahlblech, Messing oder Kunststoff
  - Vorteil der Kunststoff-Käfige: Kosten und die Dehnbarkeit des Materials erlaubt eine einteilige Gestaltung: Wälzkörper können in Taschen einschnappen
  - Vorteil Metallkäfige:  
Lebensdauer, Temperaturfestigkeit



Quelle:  
konstruktionsatlas.de

## 12.2 Wälzlager

### 12.2.1 Aufbau

Bis auf die Wälzkörper können bei einer Wälzlagerung alle Bestandteile entfallen, z. B.

- bei **geringem radialem Bauraum**
  - Verzicht auf einen oder beide Lagerringe
  - Laufbahnen und Borde müssen dann in die Welle bzw. das angrenzende Außenteil mit entsprechender Genauigkeit und Oberflächengüte integriert werden
- Für **hohe radiale Tragkraft**
  - vollrolliges Zylinderrollenlager ohne Käfig  
→mehr Rollen im Lager möglich. **Achtung:** Schlupfgefahr



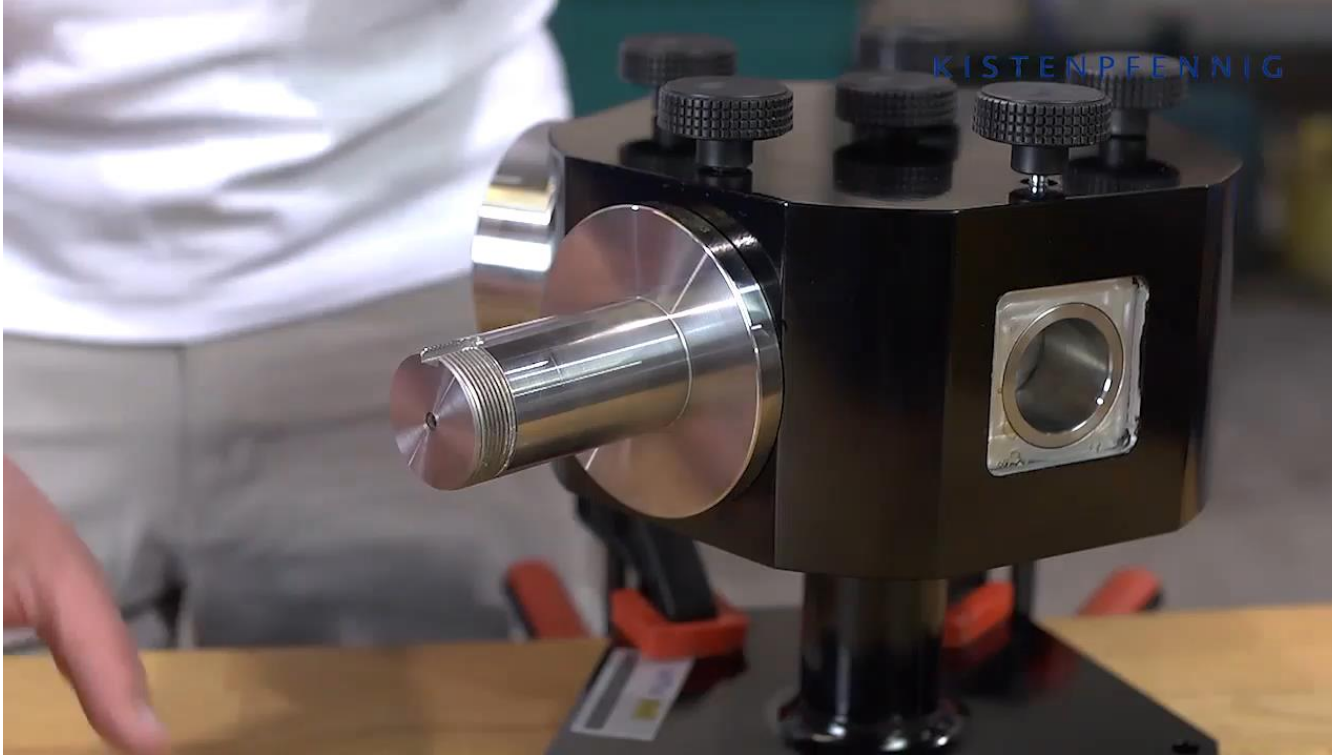
Quelle:  
ludwigmeister.de



Quelle:  
konstruktionspraxis.vogel.de

## 12.2 Wälzlager

### 12.2.1 Aufbau - Montage



Quelle:  
[youtube.de/Kistenpfennig](https://youtube.de/Kistenpfennig) AG



## 12.2 Wälzlager

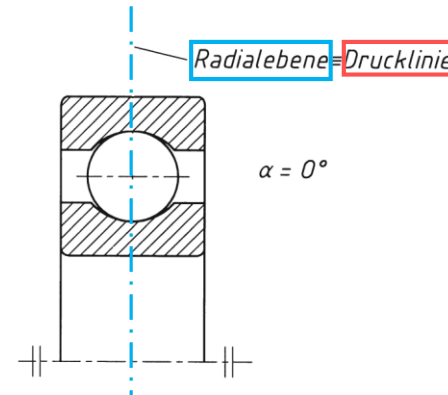
### 12.2.2 Druck- und Lastwinkel

In den meisten Fällen liegt keine reine Axial- oder Radialbelastung vor.

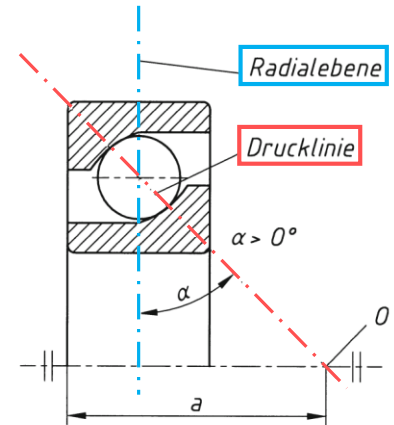
Zur Beurteilung der anteilig wirkenden Radial- und Axialkräfte werden der **Druckwinkel  $\alpha$**  und der **Lastwinkel  $\beta$**  genutzt.

#### a) Druckwinkel $\alpha$

- Kleinsten Winkel der Drucklinie gegenüber der Radialebene.
- Die Drucklinie entsteht aus theoretischer Betrachtung, dass der einzelne Wälzkörper die Laufbahn am Innen- und Außenring an je genau einem Punkt berührt. Verbindet man diese Punkte erhält man die Drucklinie.
- Radiallager:  $0^\circ \leq \alpha \leq 45^\circ$
- Axiallager:  $45^\circ \leq \alpha \leq 90^\circ$



Radial-Rillenkugellager unter reiner Radialbelastung



Schrägkugellager unter kombinierter radialer und axialer Kraft

Quelle:  
Matek

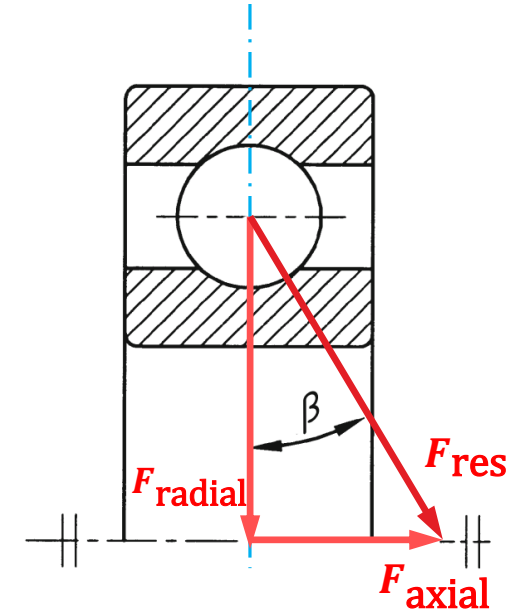
## 12.2 Wälzlager

### 12.2.2 Druck- und Lastwinkel

#### b) Lastwinkel $\beta$

- Winkel zwischen Radialebene und Wirkungslinie der resultierenden Kraft der einwirkenden Lasten.

$$F_{res} = \sqrt{F_{radial}^2 + F_{axial}^2}$$



- Druckwinkel und Lastwinkel sind im Rahmen der Lebensdauerberechnung von besonderer Bedeutung.

Für maximale Lebensdauer und Ausnutzung der vollen Tragfähigkeit sollte eine Lagerbauform gewählt werden, bei der gilt:

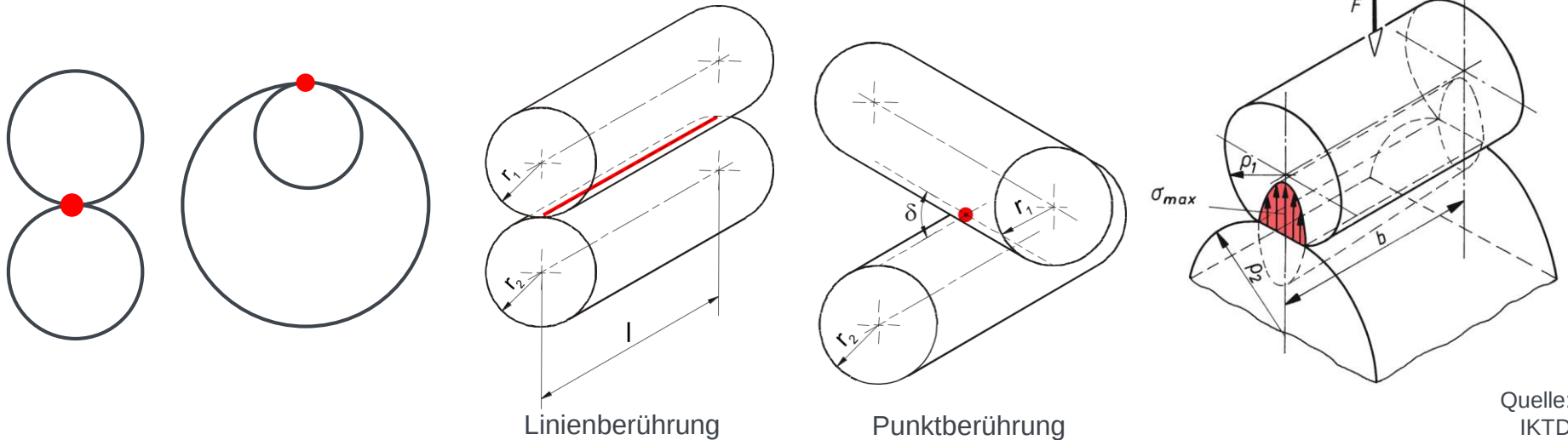
$$\text{Druckwinkel } \alpha \approx \text{Lastwinkel } \beta$$

Quelle:  
Matek

## 12.2 Wälzlager

### 12.2.3 Hertz'sche Flächenpressung

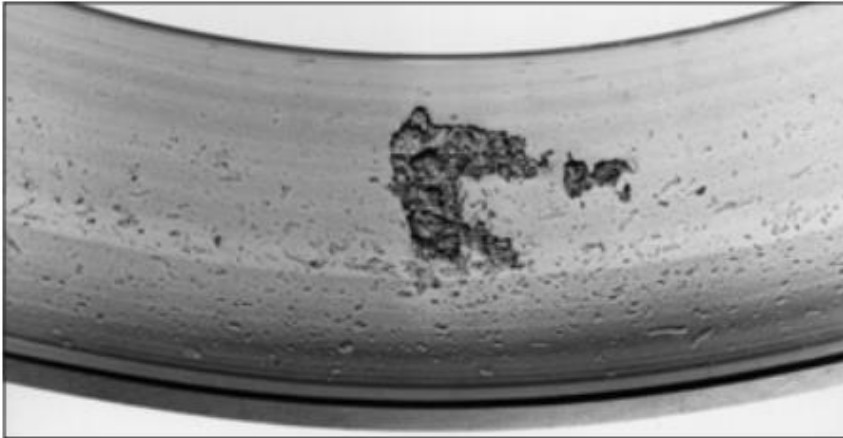
- Drücken zwei konvexe Flächen aufeinander, entsteht Punkt- oder Linienberührung  
→ Theoretisch  $p = \frac{F}{A} = \frac{F}{0} = \infty$  Flächenpressung
- Die Flächen verformen sich jedoch elastisch und es entsteht eine parabelförmige Spannungsverteilung unter der Oberfläche



## 12.2 Wälzlager

### 12.2.3 Hertzsche Flächenpressung

Schadensfall „Grübchen“ oder „Pitting“: die hohe Flächenpressung führt zu Materialermüdung und dem Ausbrechen von Partikeln aus der Oberfläche.

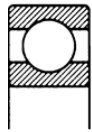


Quelle: FAG Wälzlagerschäden

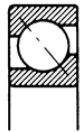
## 12.2 Wälzlager

### 12.2.4 Arten und Bauformen

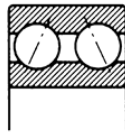
- Wälzlager lassen sich entsprechend bevorzugten **Lastrichtungen** in Axial- und Radiallager einteilen.
  - Die meisten Arten der Radiallager können zusätzlich geringe Axialkräfte aufnehmen, während nur manche Bauformen der Axiallager auch für die Aufnahme von Radialkräften geeignet sind.
- Baubedingt lässt sich noch zwischen **Kugel- und Rollenlagern** unterscheiden.



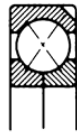
Rillen-  
kugellager



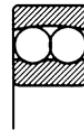
Schräggugellager  
einreihig



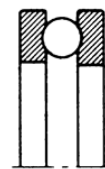
Schräggugellager  
zweireihig



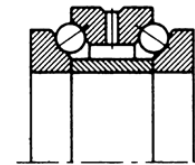
Vierpunkt-  
lager



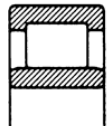
Pendel-  
kugellager



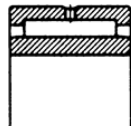
Axial-Rillenkugellager



Axial-Schräggugellager  
zweiseitig wirkend



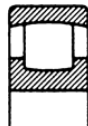
Zylinder-  
rollenlager



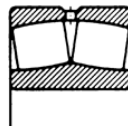
Nadellager



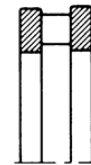
Kegel-  
rollenlager



Tonnen-  
lager



Pendel-  
rollenlager



Axial-Zylinderrollenlager



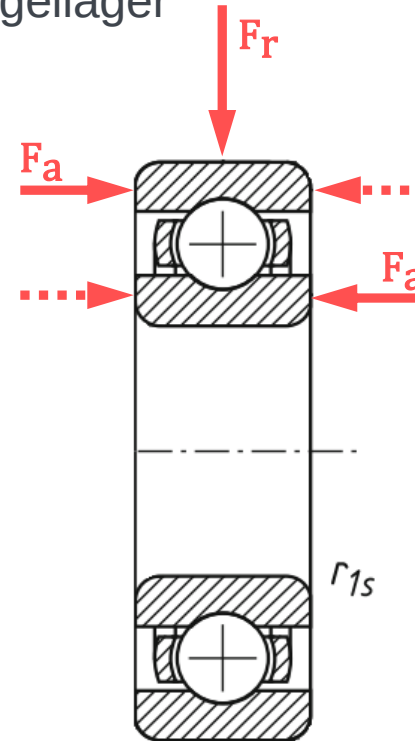
Axial-Pendelrollenlager

Quelle:  
fag

## 12.2 Wälzlager

### 12.2.4.1 Arten und Bauformen: Radialkugellager

#### a) Rillenkugellager

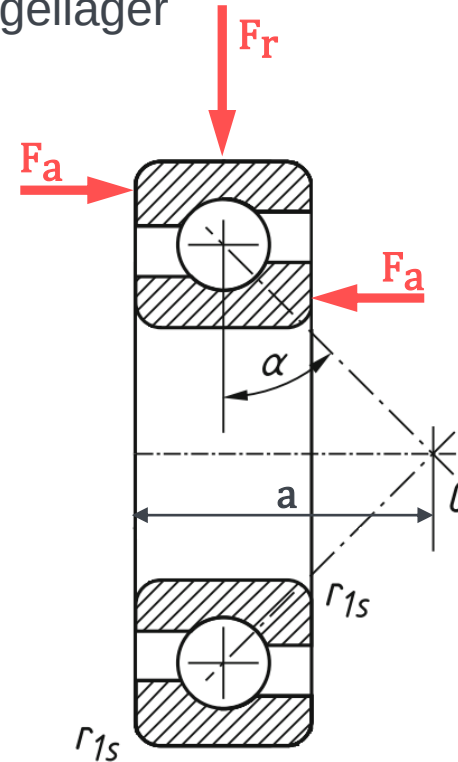
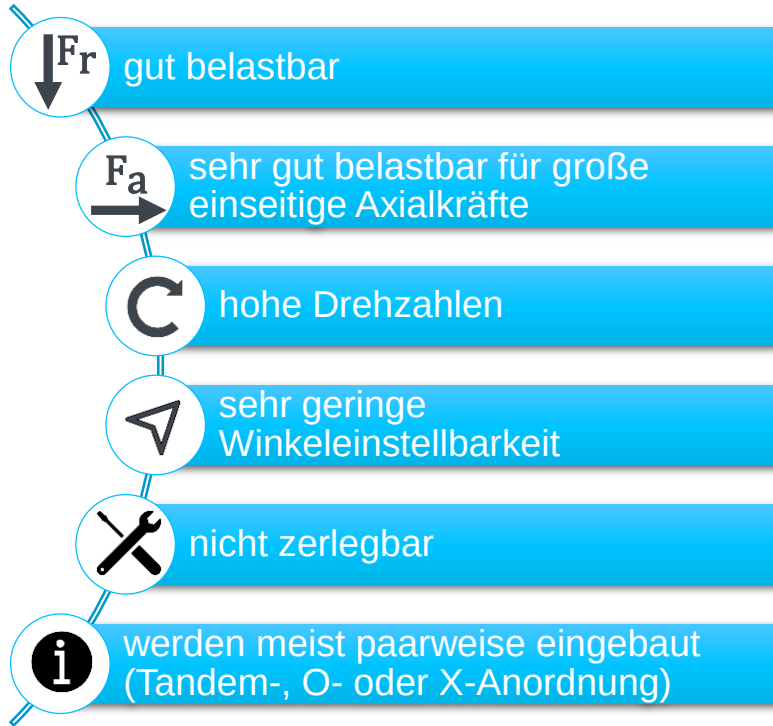


Quelle:  
Matek, schaeffler.de

## 12.2 Wälzlager

### 12.2.4.1 Arten und Bauformen: Radialkugellager

#### b) Schrägkugellager-einreihig



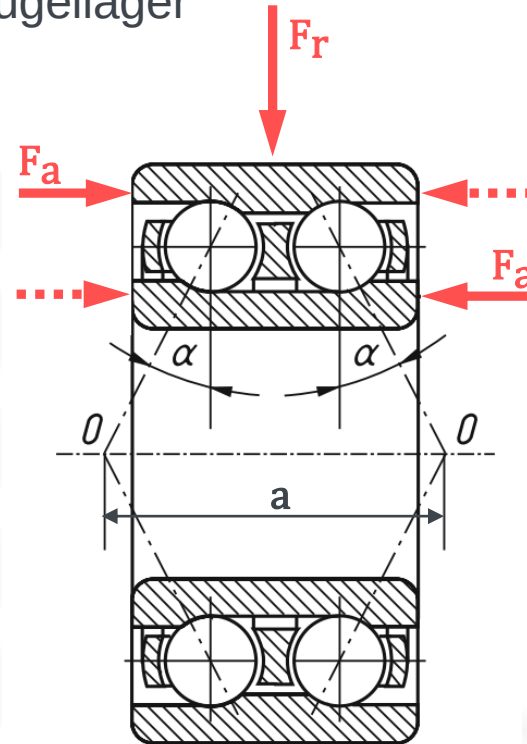
Quelle:  
Matek, schaeffler.de

## 12.2 Wälzlager

### 12.2.4.1 Arten und Bauformen: Radialkugellager

#### c) Schrägkugellager-zweireihig

-   $F_r$  gut belastbar
-   $F_a$  sehr gut belastbar für große Axialkräfte in beide Richtungen
-  hohe Drehzahlen
-  sehr geringe Winkeleinstellbarkeit
-  zerlegbar falls Innenring geteilt
-  Entspricht einem Paar einreihiger Schrägkugellager in O-Anordnung



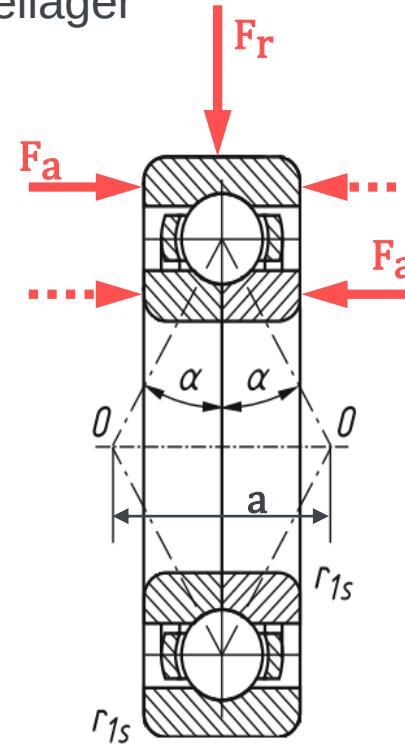
Quelle:  
Matek, schaeffler.de



## 12.2 Wälzlager

### 12.2.4.1 Arten und Bauformen: Radialkugellager

#### d) Vierpunktlager

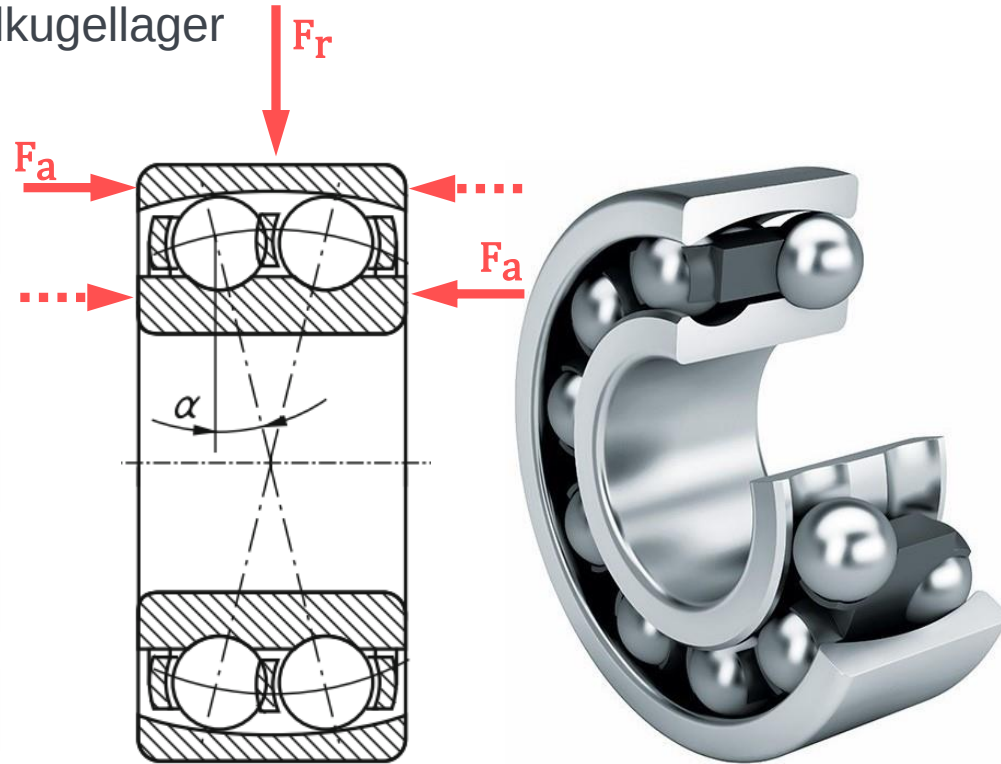
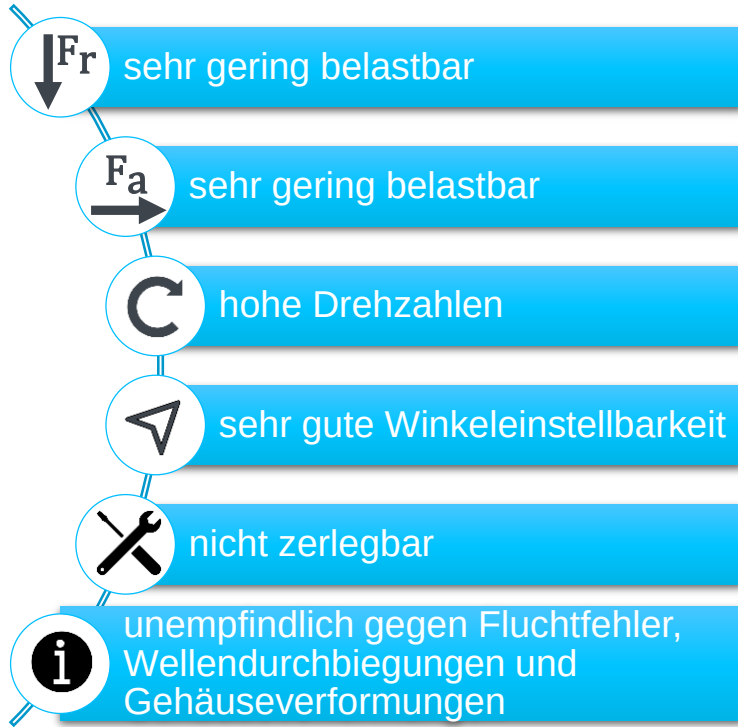


Quelle:  
Matek, schaeffler.de

## 12.2 Wälzlager

### 12.2.4.1 Arten und Bauformen: Radialkugellager

#### e) Pendelkugellager

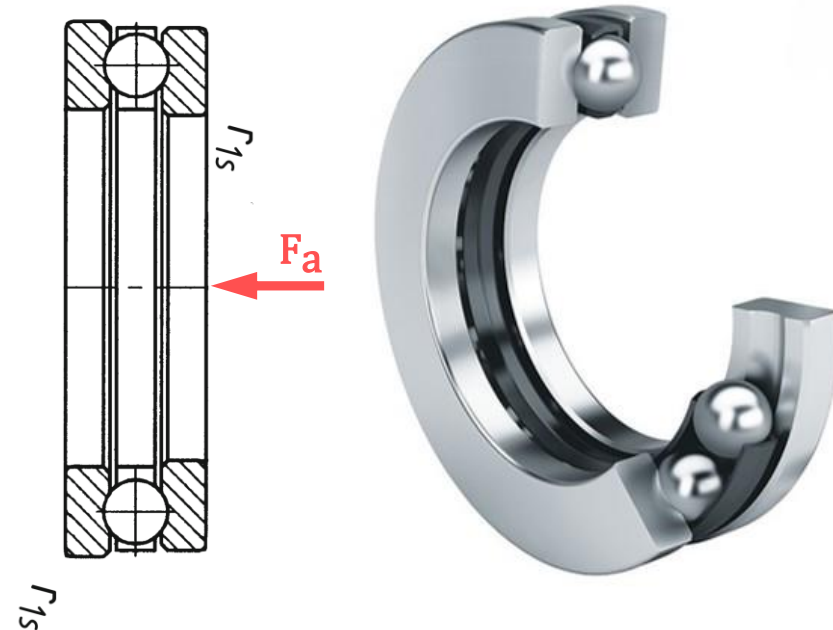


Quelle:  
Matek, schaeffler.de

## 12.2 Wälzlager

### 12.2.4.2 Arten und Bauformen: Axialkugellager

#### a) Axial-Rillenkugellager



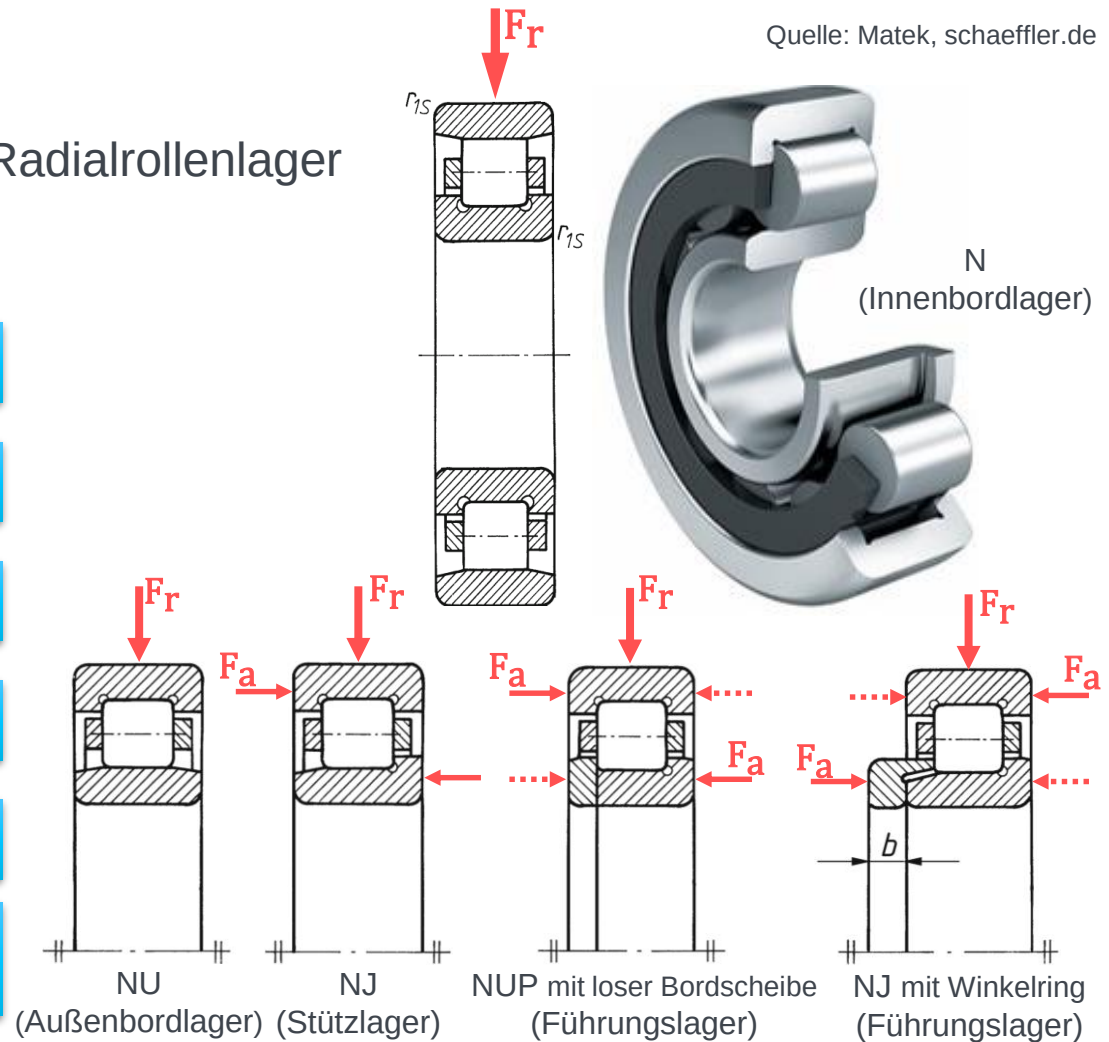
Quelle:  
Matek, schaeffler.de

## 12.2 Wälzlager

### 12.2.4.3 Arten und Bauformen: Radialrollenlager

#### a) Zylinderrollenlager

-  sehr gut belastbar  
(wegen Linienförmiger Berührung)
-  nicht bis sehr gering belastbar
-  mittel hohe Drehzahlen
-  keine Winkeleinstellbarkeit
-  zerlegbar
-  vollrollige Zylinderrollenlager eignen sich für besonders hoch beanspruchte Lagerstellen und niedrige Drehzahlen

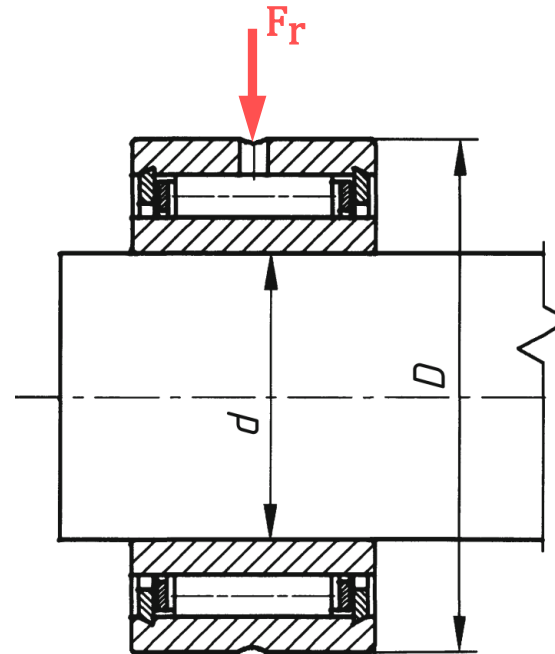


## 12.2 Wälzlager

### 12.2.4.3 Arten und Bauformen: Radialrollenlager

#### b) Nadelrollenlager

-   $F_r$  gut belastbar
-   $F_a$  nicht belastbar
-  C mittel hohe Drehzahlen
-  keine Winkeleinstellbarkeit
-  zerlegbar
-  hohe Tragfähigkeit bei geringer Bauhöhe  
geeignet für stoßartige Belastungen



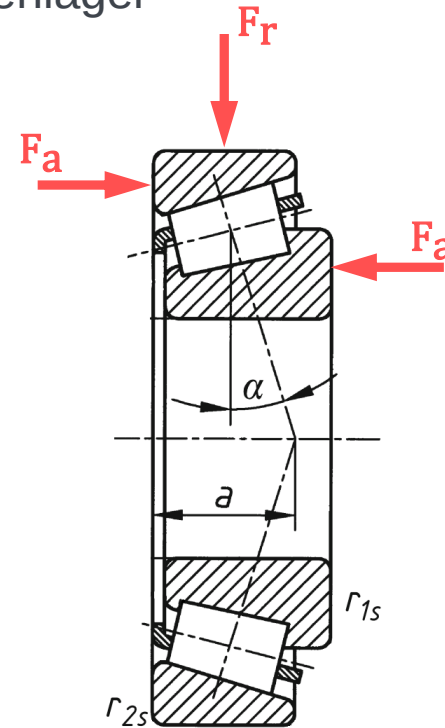
Quelle:  
Matek, schaeffler.de

## 12.2 Wälzlager

### 12.2.4.3 Arten und Bauformen: Radialrollenlager

#### c) Kegelrollenlager

-  sehr gut belastbar
-  sehr gut belastbar für große einseitige Axialkräfte
-  mittel hohe Drehzahlen
-  sehr geringe Winkeleinstellbarkeit
-  zerlegbar.  
Innenring und Außenring können getrennt eingebaut werden.
-  Normal: zweites, spiegelbildlich angeordnetes Kegelrollenlager (zur Gegenführung)

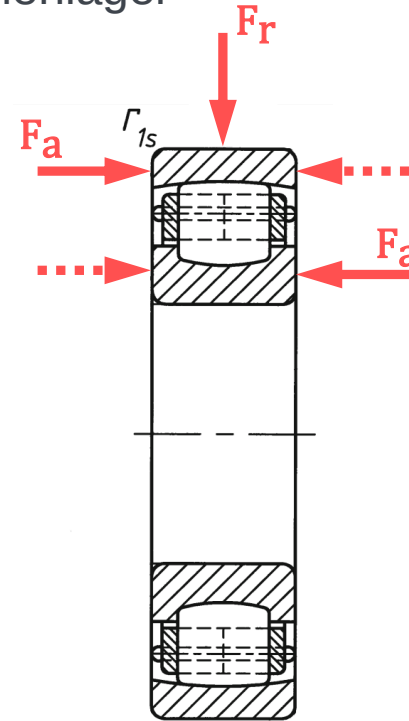
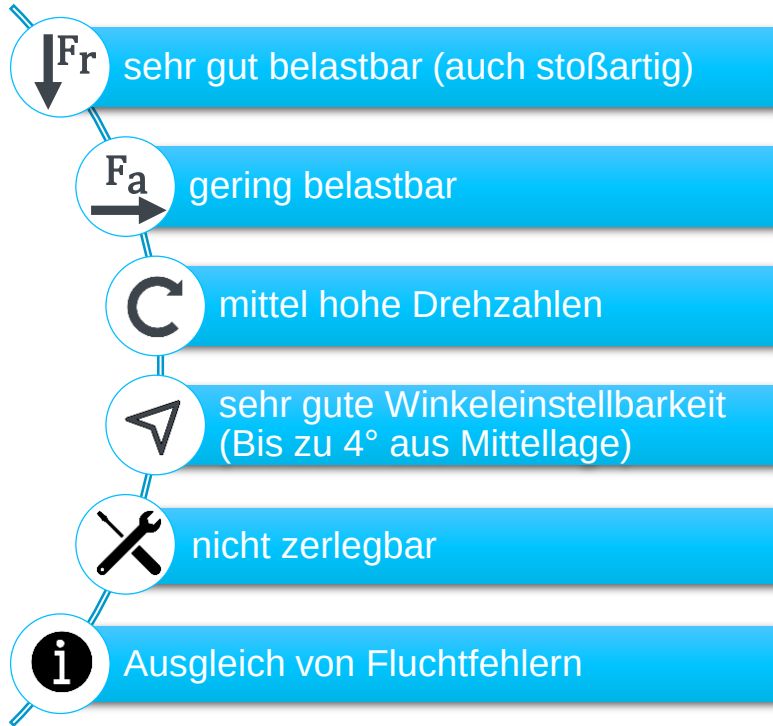


Quelle:  
Matek, schaeffler.de

## 12.2 Wälzlager

### 12.2.4.3 Arten und Bauformen: Radialrollenlager

#### d) Tonnenrollenlager



Quelle:  
Matek, schaeffler.de

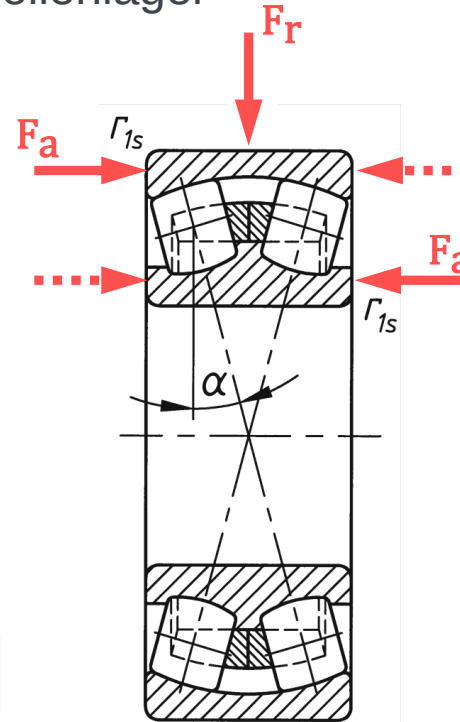


## 12.2 Wälzlager

### 12.2.4.3 Arten und Bauformen: Radialrollenlager

#### e) Pendelrollenlager

-  sehr gut belastbar (auch stoßartig)
-  gut belastbar
-  mittel hohe Drehzahlen
-  sehr gute Winkeleinstellbarkeit (0,5°-2° aus Mittellage)
-  nicht zerlegbar
-  2 Reihen symmetrischer Tonnenrollen  
Ausgleich von Fluchfehlern und Wellendurchbiegung



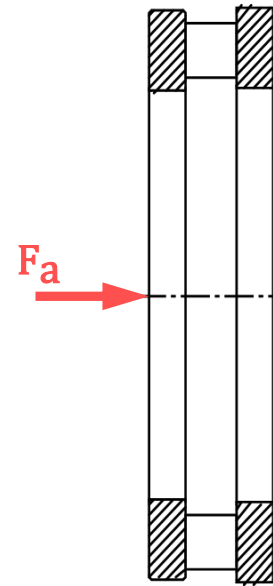
Quelle:  
Matek, schaeffler.de



## 12.2 Wälzlager

### 12.2.4.4 Arten und Bauformen: Axialrollenlager

#### a) Axial-Zylinderrollenlager

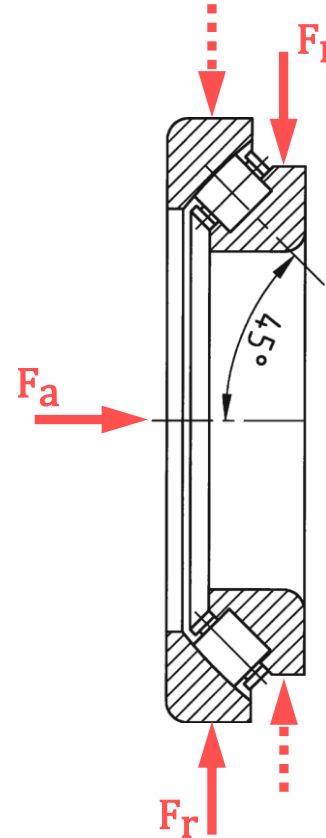


Quelle:  
IKTD, schaeffler.de

## 12.2 Wälzlager

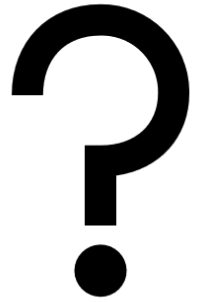
### 12.2.4.4 Arten und Bauformen: Axialrollenlager

#### b) Axial-Pendelrollenlager



Quelle:  
IKTD, schaeffler.de

# Kontrollfragen



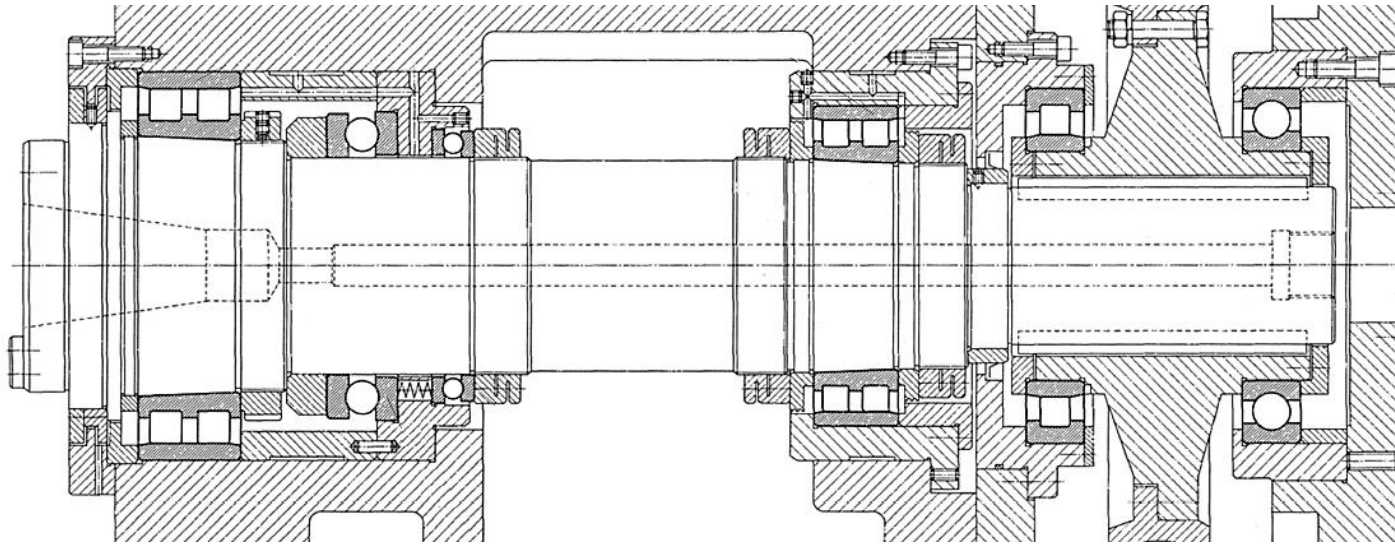
1. Wie lassen sich Wälzlager bezüglich der Bauform der Wälzkörper einteilen?
2. Wie lassen sich Wälzlager nach Funktion (Kräfteaufnahme) einteilen?
3. Nenne Eigenschaften des Radial-Rillenkugellagers.
4. Nenne Eigenschaften des Zylinderrollenlagers.
5. Nenne Eigenschaften des **Schräggugellagers**.

## 12.2 Wälzlager

### 12.2.5 Gestaltung von Wälzlagerungen

Konstruktive Ausführung einer statisch bestimmten Lagerung besteht aus zwei Lagerstellen, an denen ein oder mehrere Lager verbaut sein können.

Zur Vermeidung großer Verformungen (z.B. Durchbiegung bei langen Wellen) kann auch eine statisch überbestimmte Lagerung mit mehr als zwei Lagerstellen erforderlich sein.



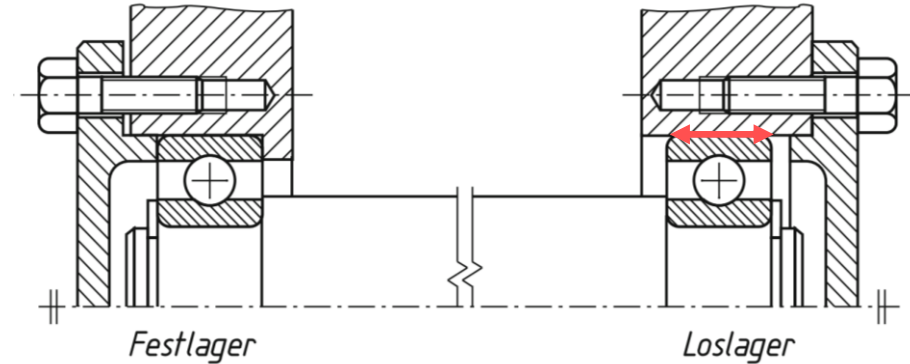
Quelle:  
repetico.de

## 12.2 Wälzlager

### 12.2.5.1 Gestaltung von Wälzlagerungen – Anordnung und Kombination

#### (1) Fest-Los-Lagerung

- Festlager:
  - führt die Welle axial in beide Richtungen
  - nimmt Radial- und Axialkräfte auf
- Loslager:
  - Keine Führungsaufgabe in axiale Richtung
  - ermöglicht axiale Bewegung durch Gleitbewegung der Lagerringe oder durch axiale Relativbewegung innerhalb der Zylinderrollenlager bzw. Nadellager
  - nimmt Radialkräfte auf



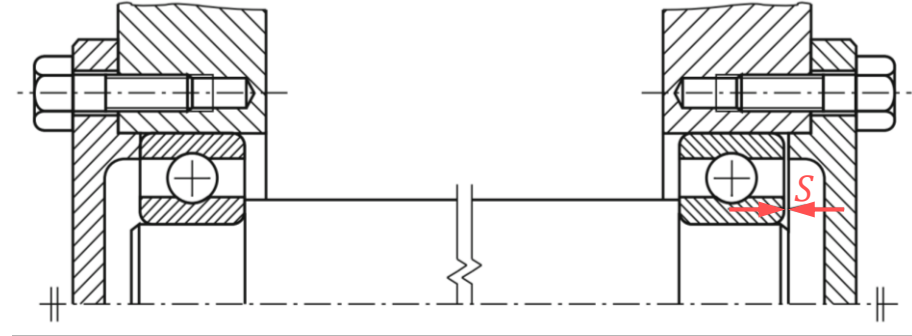
Quelle:  
Matek

## 12.2 Wälzlager

### 12.2.5.1 Gestaltung von Wälzlagerungen – Anordnung und Kombination

#### (2) Stützlagerung – schwimmende Lagerung

- Fertigungsgünstig
- Falls keine enge axiale Führung der Welle erforderlich
- Einfache Montage
- Welle kann sich um Axialspiel  $S$  verschieben



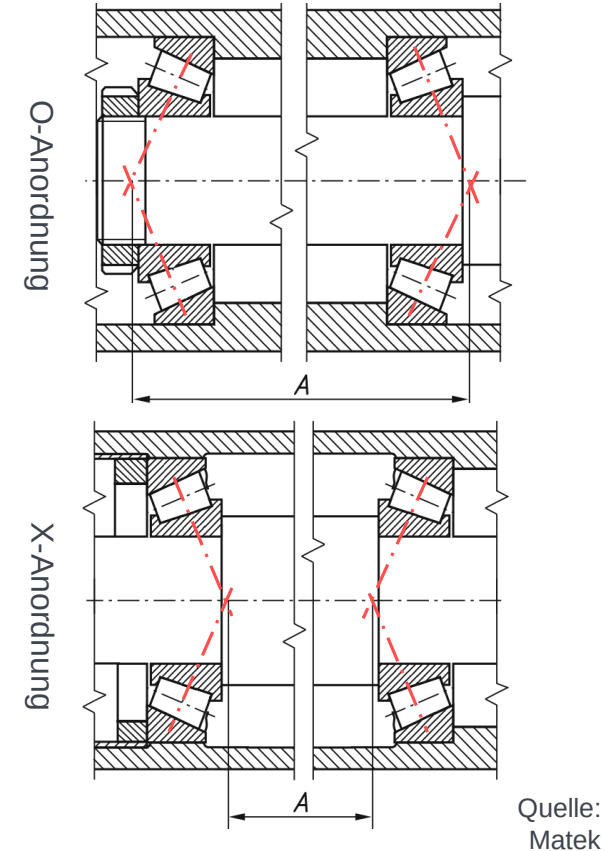
Quelle:  
Matek

## 12.2 Wälzlager

### 12.2.5.1 Gestaltung von Wälzlagerungen – Anordnung und Kombination

#### (2) Stützlagerung – Angestellte Lagerung

- Stützlager:
  - Führt die Welle axial in eine Richtung
  - Nimmt gegebenenfalls Kräfte auf
  - Bei angestellter Lagerung sind stets zwei Stützlager mit entgegengesetzter Stützrichtung und Stützabstand  $A$  vorgesehen.
  - Achtung: axiale Verschiebung bei z.B. Erwärmung oder Abkühlung ist nicht möglich



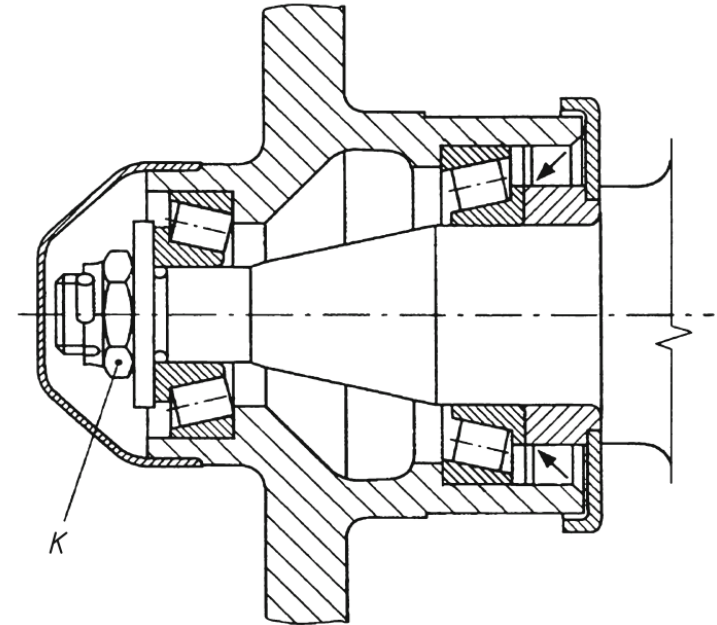
## 12.2 Wälzlager

### 12.2.5.1 Gestaltung von Wälzlagerungen – Anordnung, Kombination & Freistich

#### (2) Stützlagerung – Angestellte Lagerung

Anwendungsbeispiel: Radnabenlagerung

- zwei zueinander spiegelbildlich eingebaute Kegelrollenlager, die mittels Kronenmutter K an- bzw. nachgestellt werden.



Radlagerung einer Baumaschine

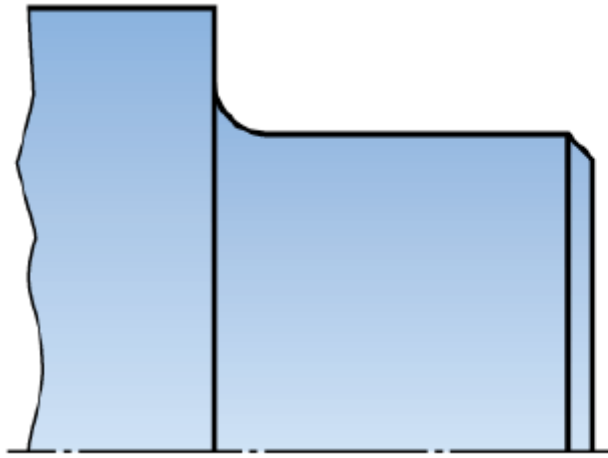
Quelle:  
Matek



## 12.2 Wälzlager

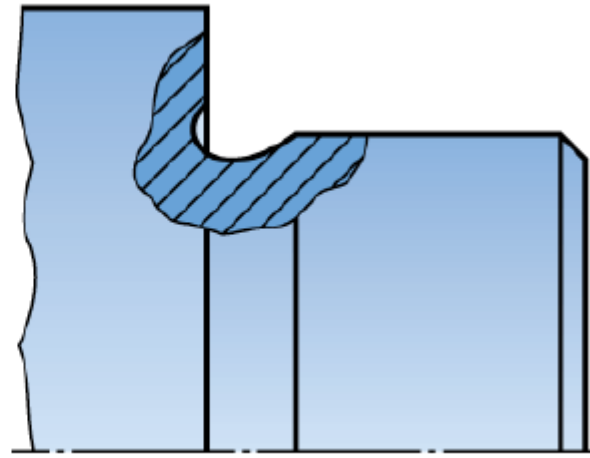
### 12.2.5.2 Gestaltung von Wälzlagerungen – Anordnung, Kombination & Freistich

Wann wird ein Freistich benötigt?



Ausrundung

Aufgestecktes Teil hat größeren  
Radius → OK



Freistich

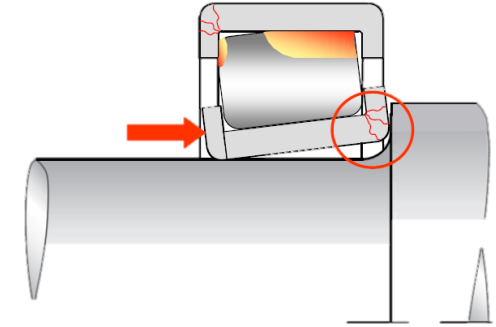
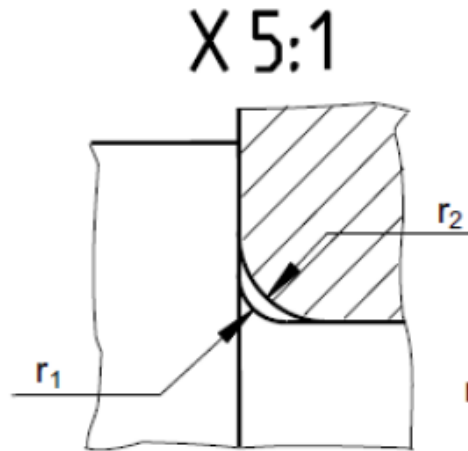
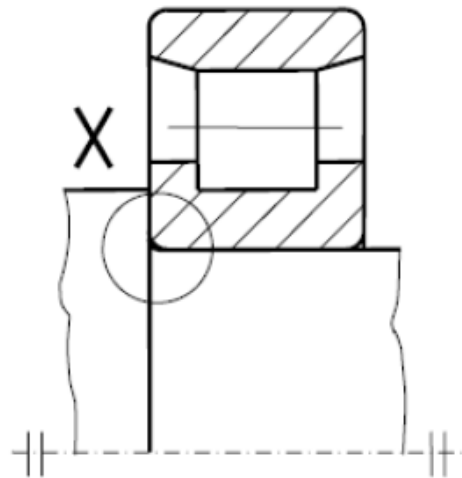
Aufgestecktes Teil ist scharfkantig  
→ Freistich notwendig

Quelle:  
Europaverlag Fachkunde Metall

## 12.2 Wälzlager

### 12.2.5.2 Gestaltung von Wälzlagerungen – Anordnung, Kombination & Freistich

Wellenabsatz zur Aufnahme eines Wälzlagers



$$r_1 < r_2$$

*Andernfalls keine definierte  
Anlage gegeben*

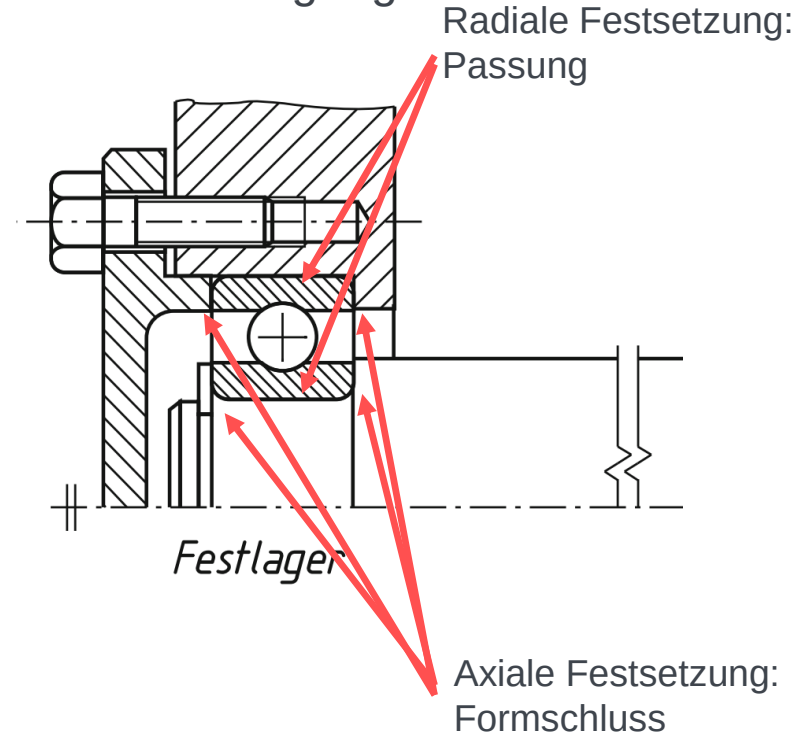
$r_1$  möglichst groß  
*Wegen Kerbwirkung*

Quelle: Europaverlag Fachkunde  
Metal

## 12.2 Wälzlager

### 12.2.5.2 Gestaltung von Wälzlagerungen – Radiale Festlegung

- Festsetzung der Lagerringe:
  - Radial und tangential durch Passung
  - Axial durch Formschluss
- Kriterien zur Passungswahl:
  - Größe und Art der Wälzlager
  - Belastung
  - Axiale Verschiebbarkeit von Loslagern
  - Umlaufverhältnisse



Quelle: M

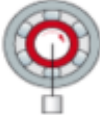
atek

## 12.2 Wälzlager

### 12.2.5.2 Gestaltung von Wälzlagerungen – Radiale Festlegung

#### Umlaufverhältnisse

- **Umfangslast:**  
bei einer Umdrehung des Lagers wird jeder Punkt der Laufringbahn einmal belastet.
- **Punktlast:**  
Belastung der ist immer auf die gleiche Stelle der Laufringbahn gerichtet.

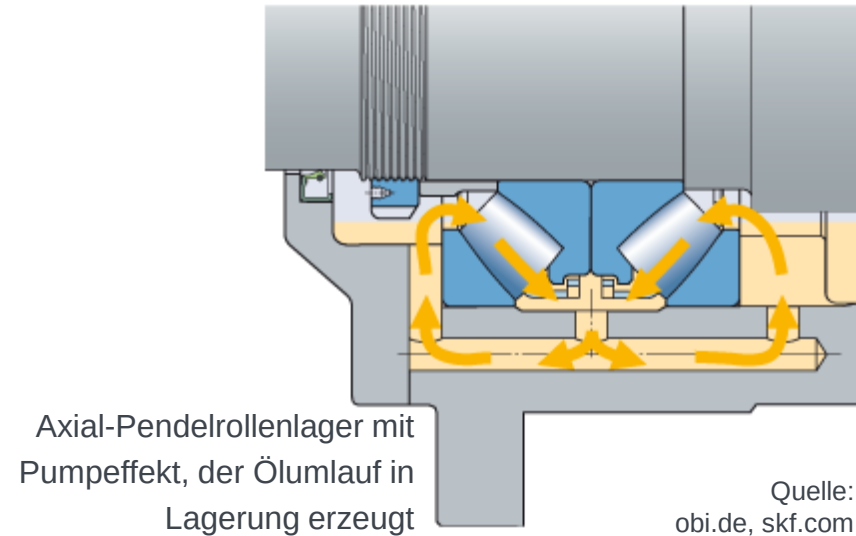
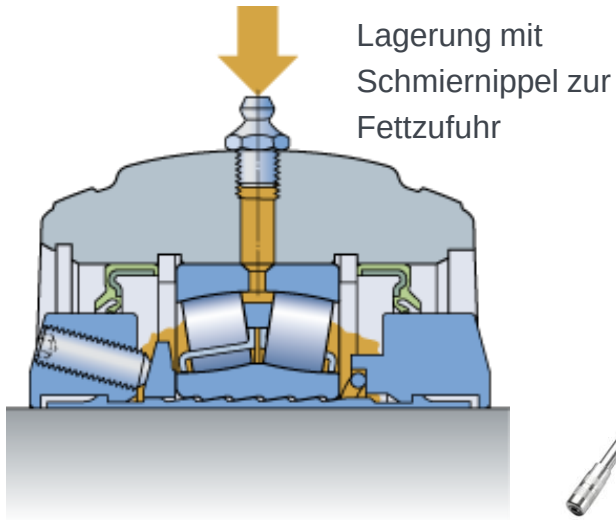
| Belastungsart                                                                                                  | Erforderlicher Sitz                                                                        | Bewegungsverhältnis                                                                    |
|----------------------------------------------------------------------------------------------------------------|--------------------------------------------------------------------------------------------|----------------------------------------------------------------------------------------|
| <br>Umfangslast am Innenring | <b>Innenring:</b><br>Feste Passung notwendig<br><b>Außenring:</b><br>Lose Passung zulässig | Innenring rotiert,<br>Außenring steht still,<br>Lastrichtung unveränderlich            |
| <br>Punktlast am Außenring   |                                                                                            | Innenring steht still,<br>Außenring rotiert,<br>Lastrichtung rotiert mit dem Außenring |
| <br>Punktlast am Innenring   | <b>Innenring:</b><br>Lose Passung zulässig<br><b>Außenring:</b><br>Feste Passung notwendig | Innenring steht still,<br>Außenring rotiert,<br>Lastrichtung unveränderlich            |
| <br>Umfangslast am Außenring |                                                                                            | Innenring rotiert,<br>Außenring steht still,<br>Lastrichtung rotiert mit dem Innenring |

Quelle:  
ubs-online.de

## 12.2 Wälzlager

### 12.2.5.3 Gestaltung von Wälzlagerungen - Schmierung

- Die Schmierung soll eine unmittelbare metallische Berührung zwischen Wälzkörpern, Lagerringen und Käfig verhindern und deren Oberflächen vor Verschleiß und Korrosion schützen.
- Als Schmierstoff werden Fett, Öl und Festschmierstoff (in Sonderfällen) verwendet.



Quelle:  
obi.de, skf.com

## 12.2 Wälzlager

### 12.2.5.3 Gestaltung von Wälzlagerungen - Abdichtung

#### Funktion

- Schutz vor dem Eindringen von Schmutz und Feuchtigkeit
- Schutz vor Verlust des Schmiermittels
- Aber Achtung: Dicht- und Deckscheiben dichten nicht gegen Druck ab!

Kugellager mit  
Dichtscheibe am  
Rollstuhl



Kugellager mit  
Dichtscheibe

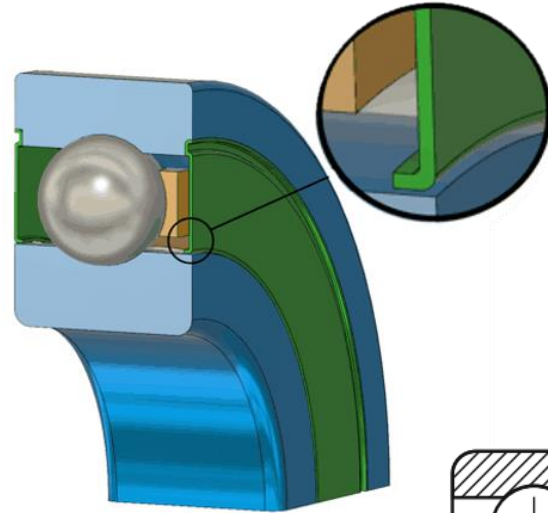


Quelle:  
Matek, kugellager-express.de

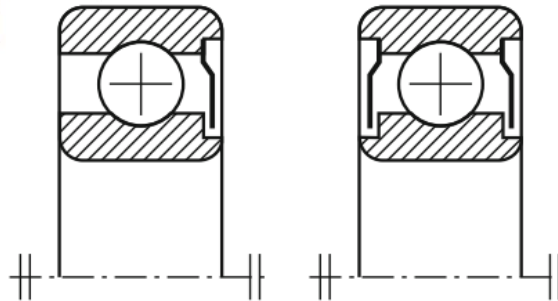
## 12.2 Wälzlager

### 12.2.5.3 Gestaltung von Wälzlagerungen - Abdichtung

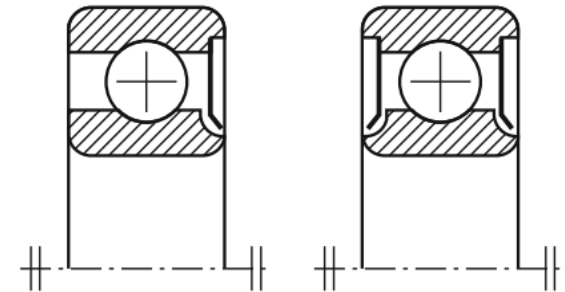
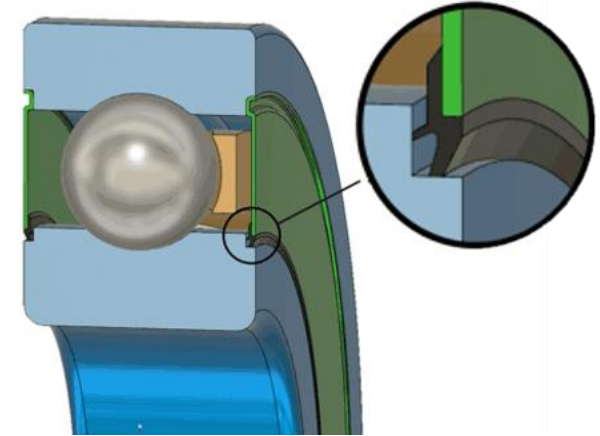
#### Varianten



Abdeckscheiben  
(nicht berührende  
Dichtung)



Dichtscheiben  
(berührende  
Dichtung)



Quelle:  
Matek, konstruktionsatlas.de

## 12.2 Wälzlager

### 12.2.6 Lebensdauerberechnung

- Die erforderliche **Wälzlagerart** und **-größe** wird von den Anforderungen an die
  - Tragfähigkeit
  - Lebensdauer und
  - Betriebssicherheit bestimmt.
- Nach dem **Betriebsverhalten**, nicht nach der Wirkungsweise der Belastung, wird zwischen der
  - statischen und der
  - dynamischen Tragfähigkeit unterschieden.



## 12.2 Wälzlager

### 12.2.6 Lebensdauerberechnung

#### Vorgehensweise



# 12.2 Wälzlager

## 12.2.6 Lebensdauerberechnung

### (1) Belastungsfall

- Dynamisch oder Statisch

### (2) Vorauswahl der Lagergröße

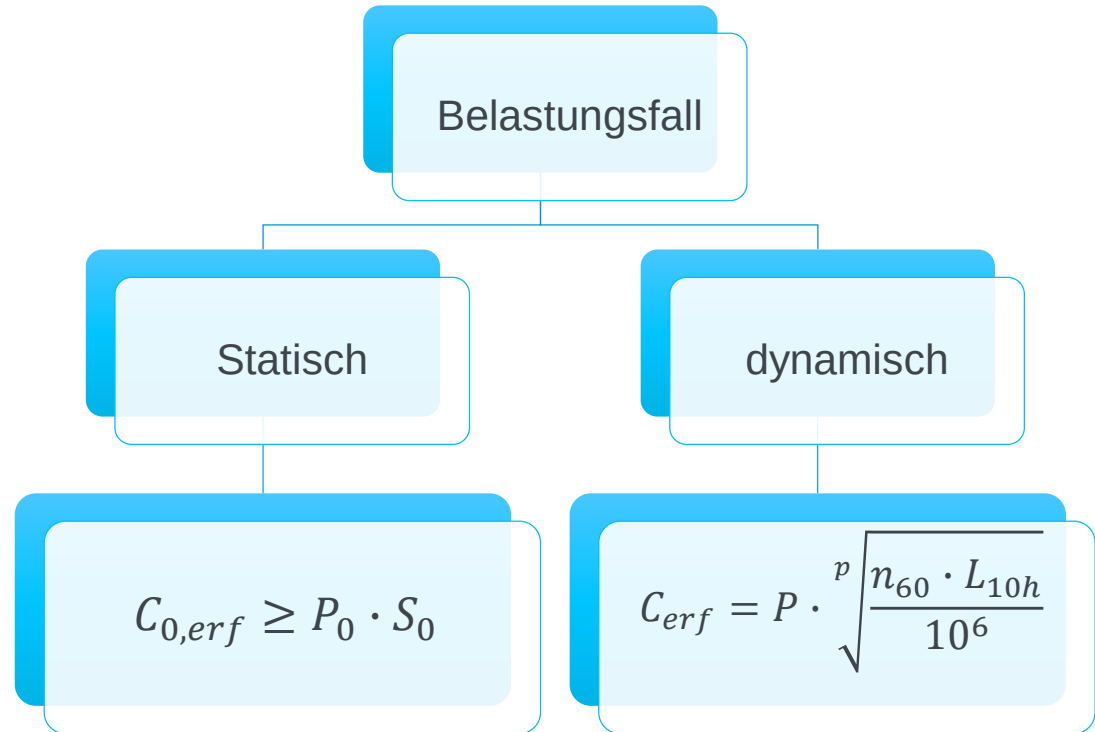
$L_{10h}$  [h]: angestrebte nominelle Lebensdauer

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

$P$  [ $\frac{N}{mm^2}$ ]: Lagerbelastung  $P$  kann überschlägig gewählt werden.

$p$  [1]: Kugellager  $p = 3$   
Rollenlager  $p = 10/3$

$S_0$  [1]: statische Tragsicherheit



## 12.2 Wälzlager

### 12.2.6.1 Lebensdauerberechnung – statische Tragfähigkeit

- Ein Wälzlager gilt als statisch beansprucht bei
  - Stillstand
  - Kleine Pendelbewegungen
  - Drehzahl  $n_{60} \leq 10$
- Statische Tragsicherheit:  $S_0 = \frac{C_0}{P_0}$

$S_0$  [1]: statische Tragsicherheit (je nach Lagerart  $0,4 \leq S_0$ )

$C_0$  [ $\frac{N}{mm^2}$ ]: statische Tragzahl (aus Katalog)

$P_0$  [ $\frac{N}{mm^2}$ ]: statisch äquivalente Lagerbelastung mit  $P_0 = X_0 \cdot F_{r0} + Y_0 \cdot F_{a0}$

$F_{r0}, F_{a0}$  [N]: statische radial/axial Lagerkräfte

$X_0, Y_0$  [1]: statische radial/axial Faktoren

## 12.2 Wälzlager

### 12.2.6.2 Lebensdauerberechnung – dynamische Tragfähigkeit

#### (3) Äußere Kräfte

$$F_a = 0 \rightarrow P = F_r$$

$$F_r = 0 \rightarrow P = F_a$$

#### (4) Dynamische äquivalente Lagerbelastung

P wird in folgenden Fällen beeinflusst:

- Bei einreihigen Radiallagern falls  $\frac{F_a}{F_r} \geq e$   
(mit Faktor e aus Katalog)
- Bei zweireihigen Radiallagern falls  $\frac{F_a}{F_r} \leq e$

Berechnung von P

$$P = X \cdot F_r + Y \cdot F_a$$

$F_r, F_a$  [N]: dynamische radiale/axiale Lagerkräfte

X, Y [1]: radial/axial Faktoren (aus Katalog)

## 12.2 Wälzlager

### 12.2.6.2 Lebensdauerberechnung – dynamische Tragfähigkeit

*Live-Inhalt*

- Aufgabe: Berechnung der dynamisch äquivalenten Lagerbelastung  $P$  eines Festlagers A:
  - Rillenkugellager 6200-C
  - radiale Lagerbelastung  $F_{Ar} = 700 \text{ N}$  (dynamisch)
  - axiale Lagerbelastung  $F_{Aa} = 650 \text{ N}$  (dynamisch)

(Mit Werten aus dem Schaeffler-Wälzlagerkatalog - Download:

[https://www.schaeffler.de/content.schaeffler.de/de/news\\_medien/mediathek](https://www.schaeffler.de/content.schaeffler.de/de/news_medien/mediathek))



## 12.2 Wälzlager

### 12.2.6.2 Lebensdauerberechnung – dynamische Tragfähigkeit

*Live-Inhalt*

## 12.2 Wälzlager

### 12.2.6.3 Lebensdauerberechnung

#### (5) Nominelle Lebensdauer in Stunden:

$$L_h = \frac{10^6 \cdot L_{10}}{60 \cdot n_{60}} \quad \text{mit} \quad L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^p$$

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 \cdot n_{60}} \cdot \left(\frac{C}{P}\right)^p$$

|                                  |                                                                                |
|----------------------------------|--------------------------------------------------------------------------------|
| $L_h, L_{10h} [h]:$              | nominelle Lebensdauer                                                          |
| $L_{10} [10^6 \text{ Umdr.}]:$   | nominelle Lebensdauer                                                          |
| $n_{60} [\frac{1}{\text{min}}]:$ | Drehzahl                                                                       |
| $C [\frac{N}{\text{mm}^2}]:$     | dynamische Tragzahl (aus Katalog)<br>mithilfe errechnetem $C_{erf}$ auswählbar |
| $P [\frac{N}{\text{mm}^2}]:$     | dynamische äquivalente Lagerbelastung                                          |
| $p [1]:$                         | Kugellager $p = 3$<br>Rollenlager $p = 10/3$                                   |

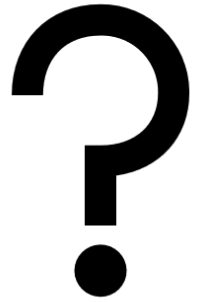
#### • Nice-to-know

- Der Quotient  $\frac{C}{P}$  wird als *dynamische Tragfähigkeit* bezeichnet

- Drehzahlfaktor  $f_n = \sqrt[p]{\frac{33\frac{1}{3}}{n_{60}}}$

- Lebensdauerfaktor  $f_L = \sqrt[p]{\frac{L_{10h}}{500}}$

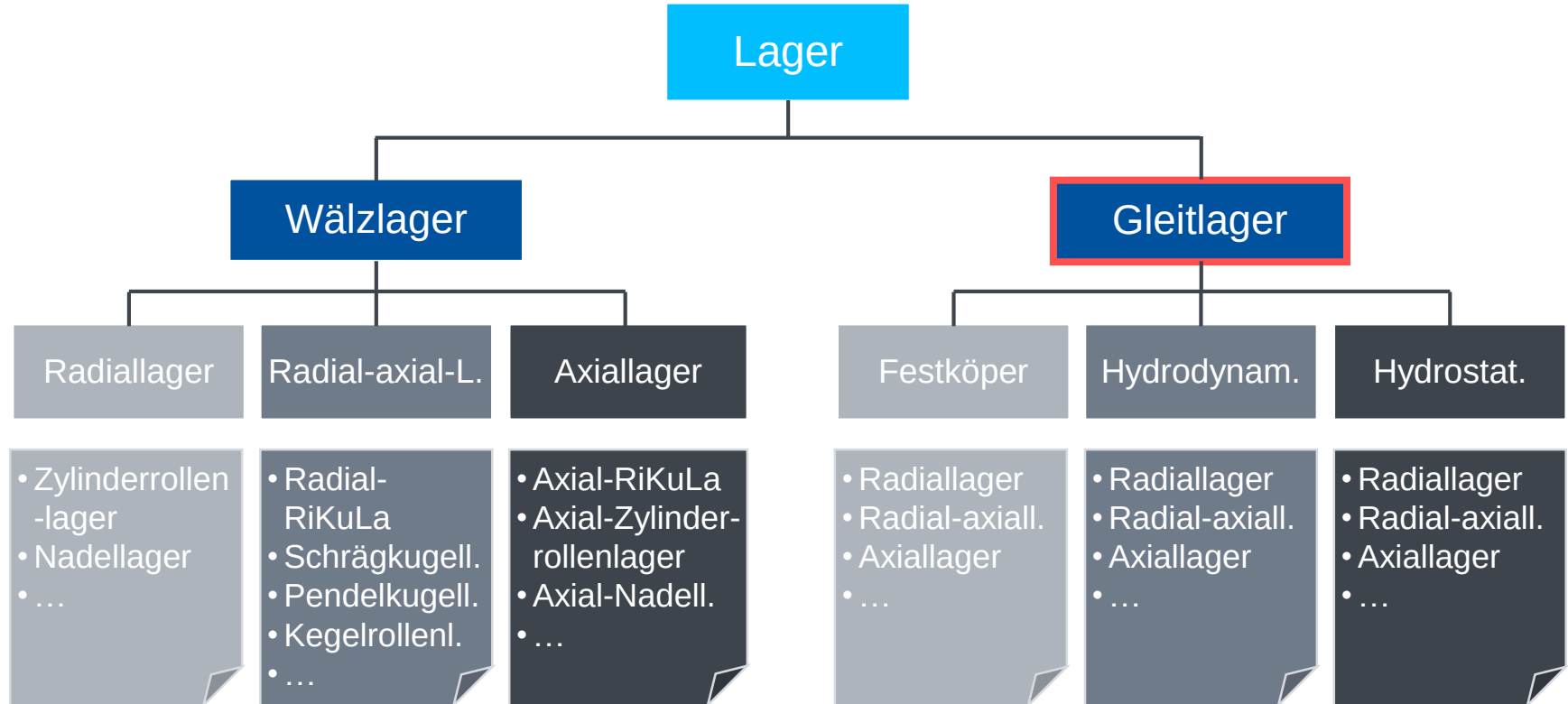
# Kontrollfragen



1. Nennen Sie die Aufgaben, die ein Festlager bzw. ein Loslager zu erfüllen haben.
2. Der Begriff äquivalente Lagerbeanspruchung ist zu erläutern.
3. Was wird unter den Begriffen Punktbelastung und Umfangsbelastung verstanden? Wann treten diese Belastungen bei Wälzlagern auf?
4. Was versteht man unter statischer und was unter dynamischer Tragzahl eines Wälzlagers?
5. Nenne die Formel zur Ermittlung der nominellen Lebensdauer in Stunden für Lager.

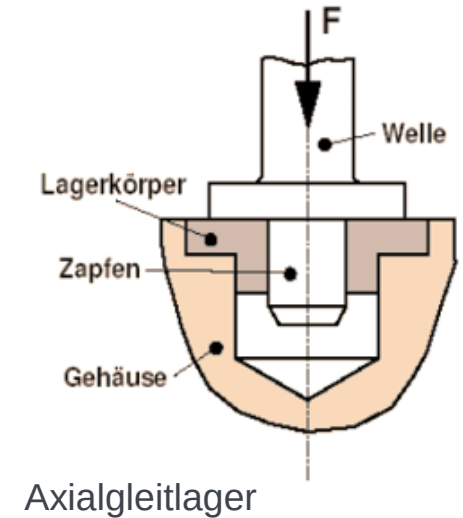
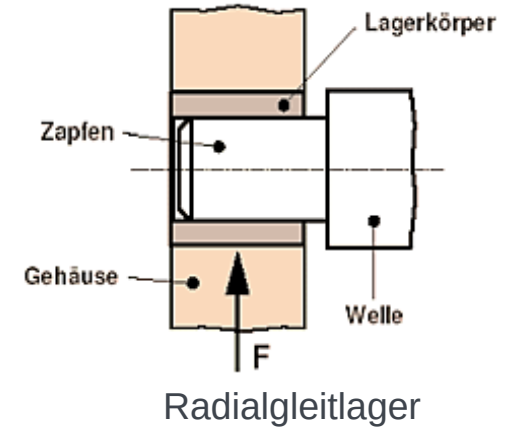
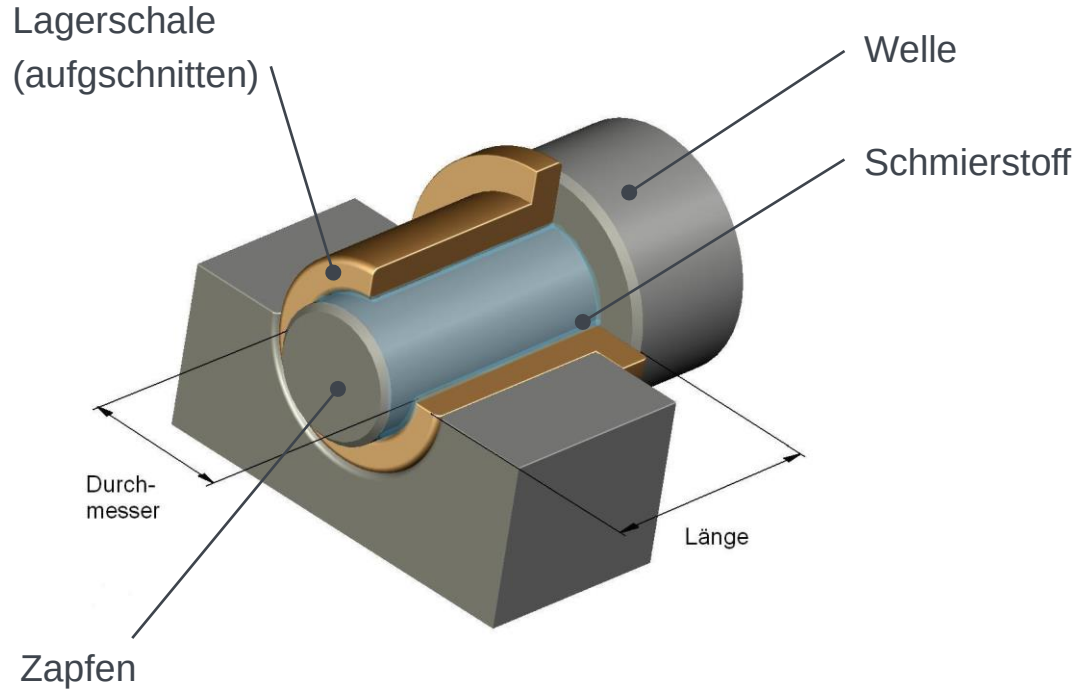


# Einteilung



## 12.3 Gleitlager

### 12.3.1 Aufbau



Quelle:  
Günther, htw-saarland.de

## 12.3 Gleitlager

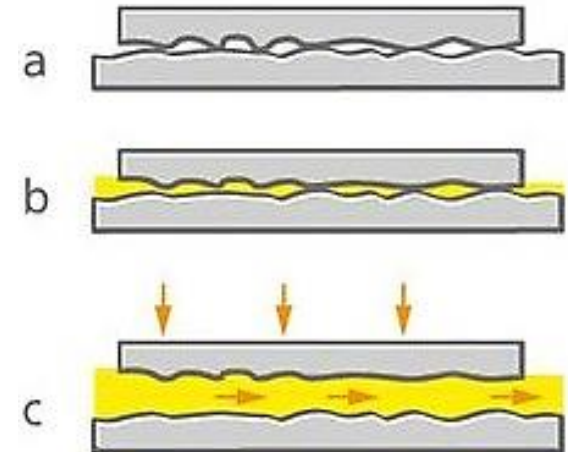
### 12.3.2 Reibungszustände

Lagerkraft  $F$  soll möglichst gleichmäßig über die gesamte Gleitfläche verteilt sein. Reibungskraft  $F_R$  wirkt entgegen.

- Reibungskoeffizient:  $\mu = \frac{F_R}{F}$
- Festkörperreibung:  
 $\mu > 0,3$  abhängig von Rauigkeit der Oberfläche, neigt zum Fressen (Abbildung a) → ohne Schmierfilm (z.B. Stahl auf Stahl  $\mu=0,18$ )
- Flüssigkeitsreibung:  
die Reibung findet im Flüssigkeitsspalt statt. An den Grenzflächen ist die Relativbewegung zum jeweiligen Partner 0.  $\mu = \text{typ. } 0,005 \dots 0,01$  (Abbildung c)

Lagerkraft  $F$  soll möglichst gleichmäßig über die gesamte Gleitfläche verteilt sein. Reibungskraft  $F_R$  wirkt entgegen.

- Reibungskoeffizient:  $\mu = \frac{F_R}{F}$
- Festkörperreibung:  
 $\mu > 0,3$  abhängig von Rauigkeit der Oberfläche, neigt zum Fressen (Abbildung a) → ohne Schmierfilm (z.B. Stahl auf Stahl  $\mu=0,18$ )
- Flüssigkeitsreibung:  
die Reibung findet im Flüssigkeitsspalt statt. An den Grenzflächen ist die Relativbewegung zum jeweiligen Partner 0.  $\mu = \text{typ. } 0,005 \dots 0,01$  (Abbildung c)



Quelle:  
Günther, ksb.com

## 12.3 Gleitlager

### 12.3.3 Festkörperlager

- Trocken laufende Lager werden bei niedrigen Lasten und Geschwindigkeiten eingesetzt
- Im Betrieb: Festkörperreibung
- Herstellung aus Metall, Kunststoff, Keramik

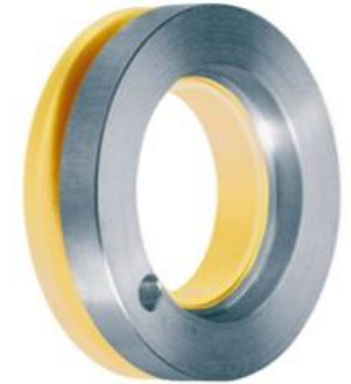


#### Vorteile:

- Geringe Kosten
- Wartungsfreiheit

#### Nachteile:

- Nur bei niedrigen Lasten und Geschwindigkeiten einsetzbar

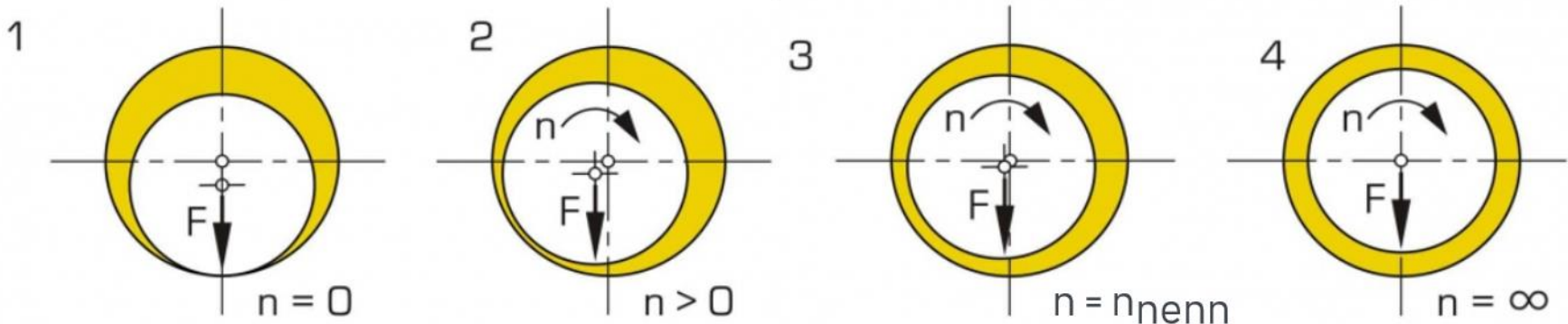
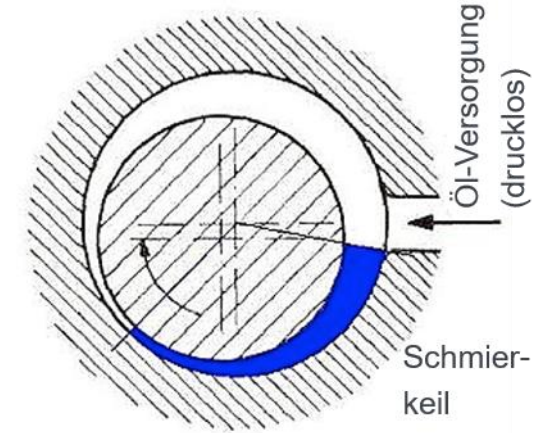


Quelle:  
igus.de

## 12.3 Gleitlager

### 12.3.4 Hydrodynamisches Gleitlager

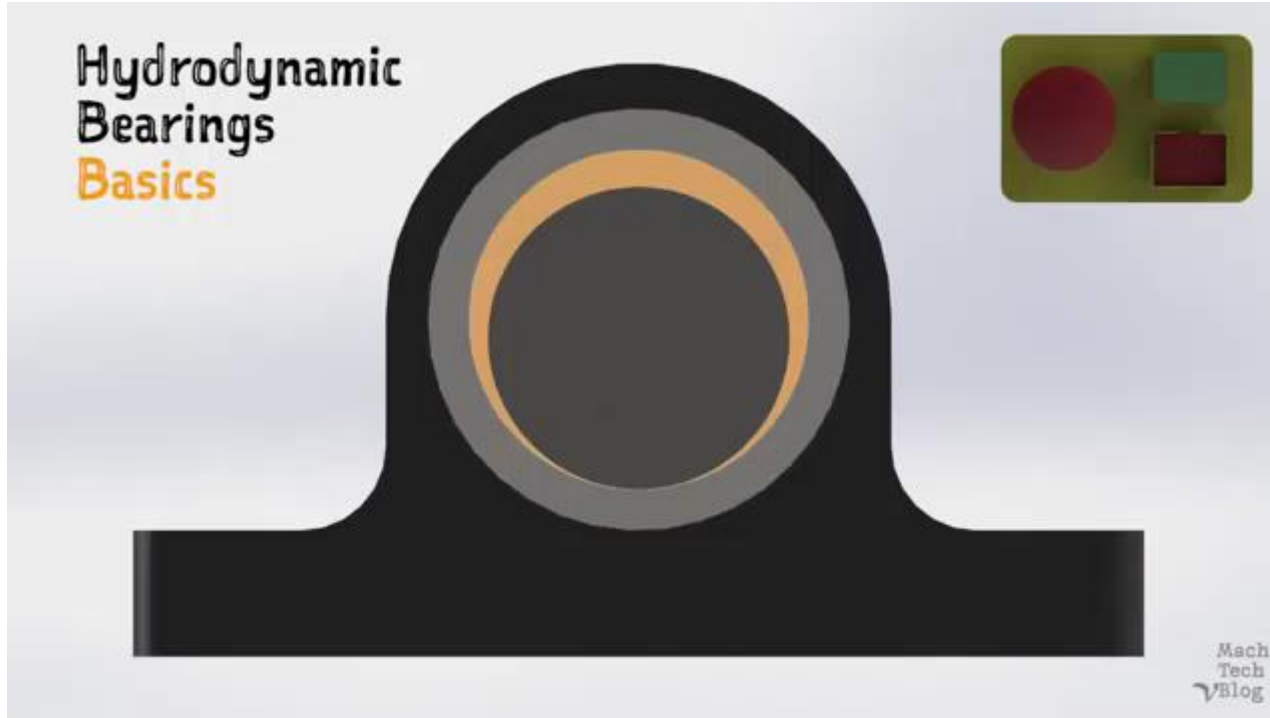
- Drehbewegung erzeugt den Flüssigkeitsdruck, der die Welle gegen die äußeren Kräfte anhebt und dadurch einen Betrieb im Bereich der Flüssigkeitsreibung ermöglicht. Es bildet sich ein Schmierkeil aus.
- Vollschrnierung



Quelle:  
netzkonstrukteur.de, gunt.de

## 12.3 Gleitlager

### 12.3.4 Hydrodynamisches Gleitlager



Quelle:  
youtube.de: Dieter Neuffer

## 12.3 Gleitlager

### 12.3.4 Hydrodynamisches Gleitlager

- Stribeck-Diagramm:  
stellt den Übergang von Festkörper-  
reibung zur Flüssigkeitsreibung bei  
hydrodynamischen Lagern dar:

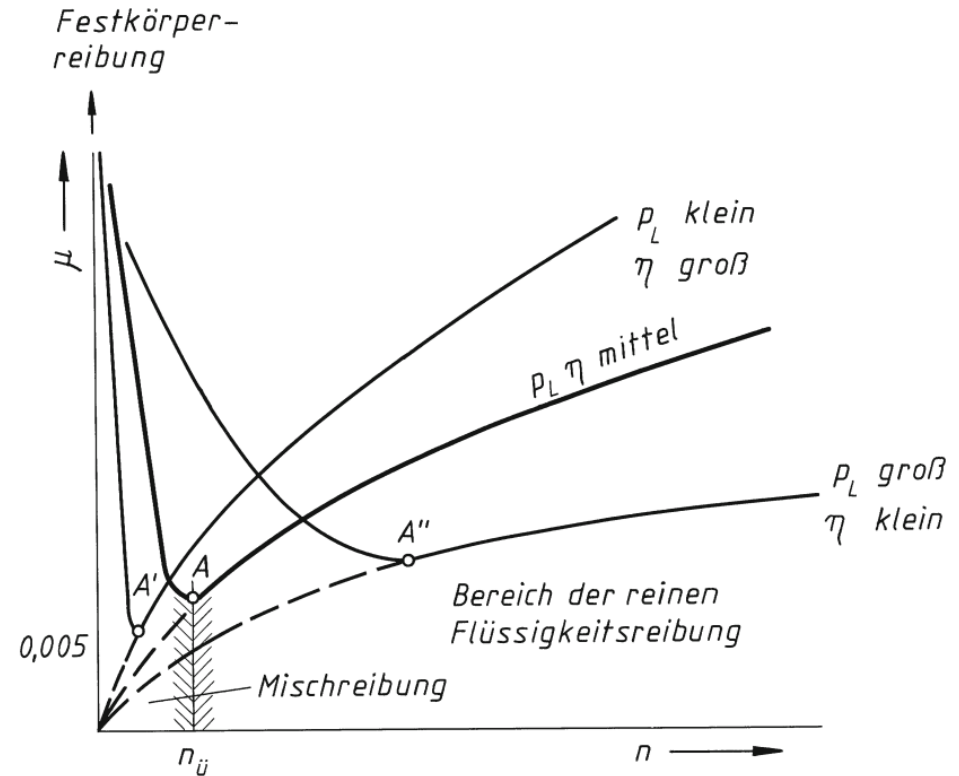
- Als sicherer Betriebszustand gilt

$$n > n_{\ddot{u}}$$

$A, A', \dots$  Ausklinkpunkte

$\eta \left[ \frac{Ns}{m^2} \right]$ : Viskosität des Schmiermittels

$P_L \left[ \frac{N}{m^2} \right]$ : Lagerdruck



Quelle:  
Matek

## 12.3 Gleitlager

### 12.3.4 Hydrodynamisches Gleitlager

#### Anwendungsbereich

- z.B. Kurbelwellengleitlager im Auto
- Große Getriebe
- Schnell drehende Teile

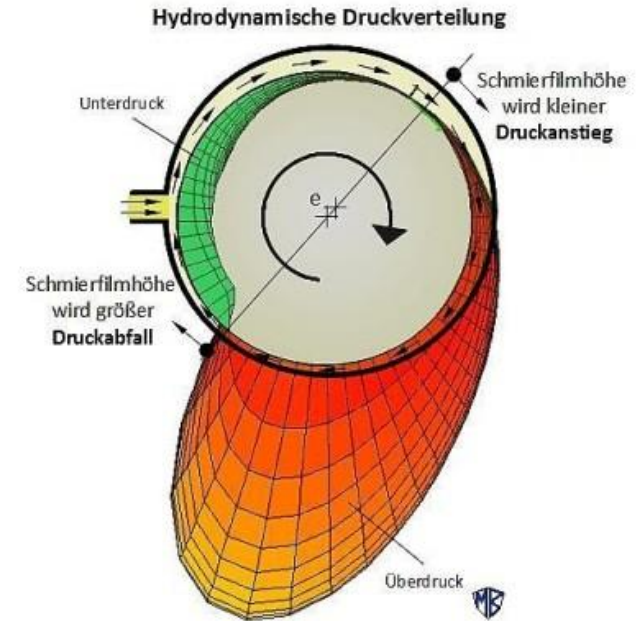


#### Vorteile:

- Ideale Schmierbedingungen bei jeder Drehzahl
- Hält hohen Belastungen stand
- Lange Lebensdauer
- Leise

#### Nachteile:

- Aufwendige und teure Konstruktion
- Ölförderung nötig



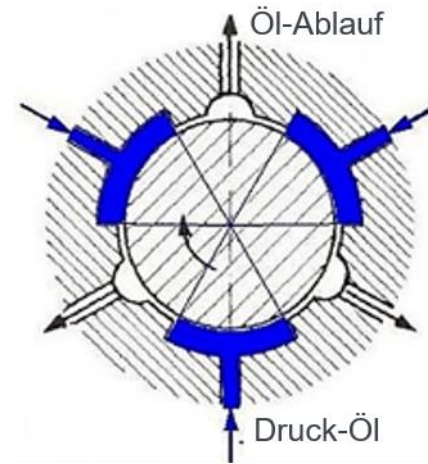
Quelle:  
tribodoc.de,  
spieth-maschinenelemente.de



## 12.3 Gleitlager

### 12.3.5 Hydrostatisches Gleitlager

- Externe Pumpe drückt Schmierstoff unter genügend großem Druck in den Lagerraum



#### Vorteile:

- Sehr verschleißarm, da stets im Bereich der Flüssigkeitsreibung

#### Nachteile:

- Mehraufwand durch Pumpeninstallation



Quelle:  
[inetzkonstrukteur.de](http://inetzkonstrukteur.de), [directindustry.de](http://directindustry.de), [stuttgart.de](http://stuttgart.de)

## 12.4 Lineare Lagerung

### 12.4 Übersicht

Auch bei der Linearlagerung gibt es folgende Einteilung

- Wälzführung
- Gleitführung



Wälzführung:  
links: Kugelführung  
rechts: Kreuzrollenführung



Wälzführung:  
Nadelführung



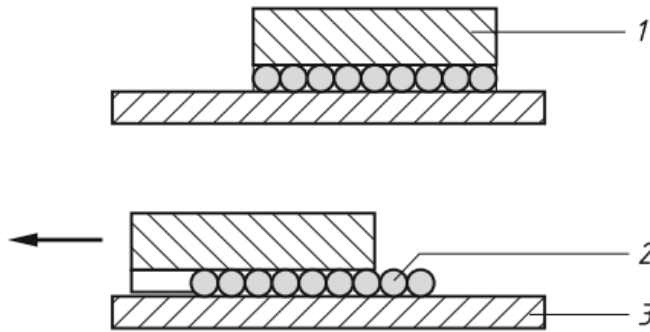
Wälzführung:  
Kugelumlaufführung

Quelle:  
schneeberger.com

## 12.4 Lineare Lagerung

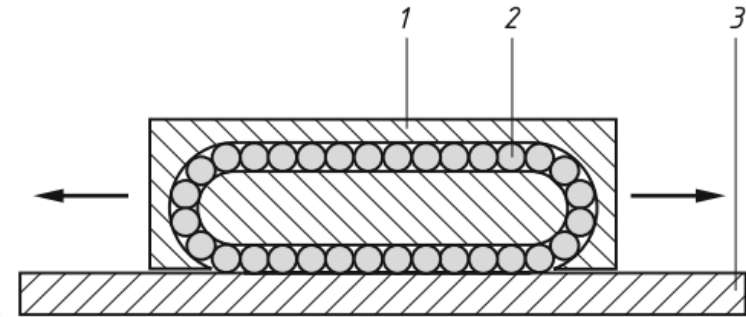
### 12.4.1 Wälzkörperführung

- Ohne Wälzkörperumlauf



- 1: Führungswagen  
2: Wälzkörper  
3: Führungsschiene

- Mit Wälzkörperumlauf



#### Vorteile:

- Verschiebeweg nur durch Länge der Schiene begrenzt, nicht durch Verschiebung der Kraftübertragungselemente

#### Nachteile:

- Abrupte Richtungsänderung der Wälzkörper → stoßartige Belastungen. Folgen:
  - Geräuschentwicklung
  - Begrenzte Geschwindigkeit

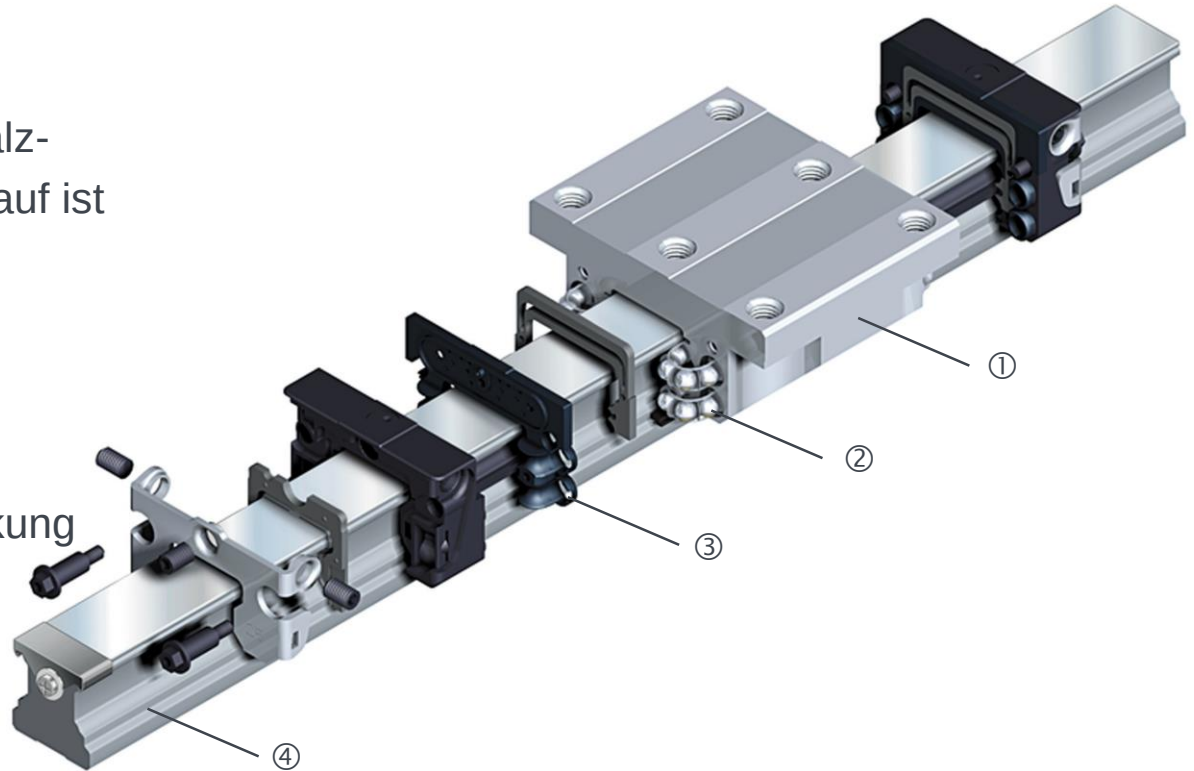
Quelle:  
Matek

## 12.4 Lineare Lagerung

### 12.4.1 Wälzkörperführung

wichtigste Ausführung von Wälzführungen mit Wälzkörperumlauf ist die **Profilschienenführung**.

- ① Führungswagen
- ② Wälzkörper
- ③ Endkappe zur Kugelumlenkung
- ④ Führungsschiene



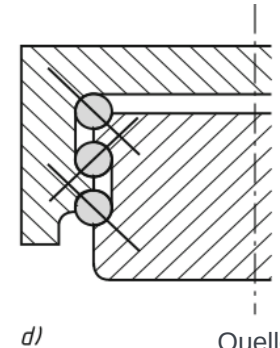
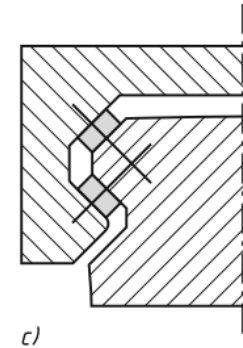
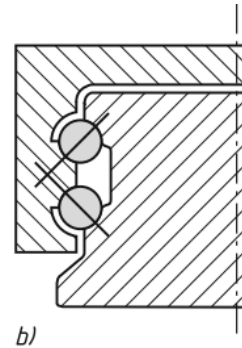
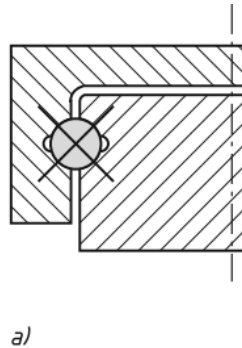
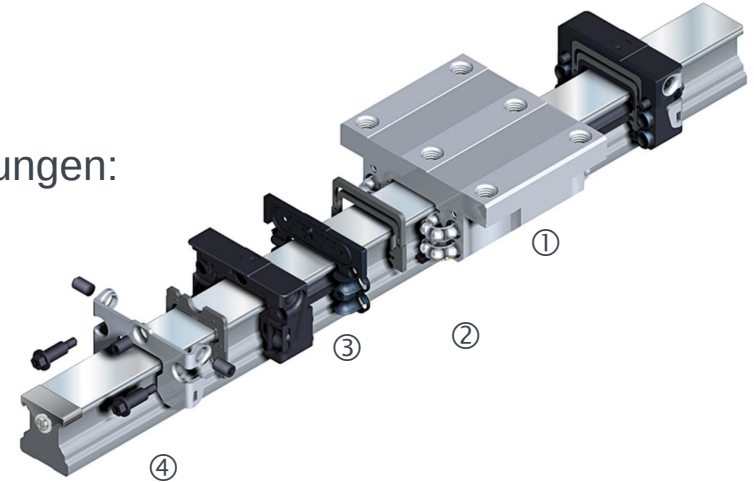
Quelle:  
Matek

## 12.4 Lineare Lagerung

### 12.4.1 Wälzkörperführung

Typische Wälzkörperanordnung in Profilschienenführungen:

- a) Zweireihig
- b) Vierreihig, O-Anordnung
- c) Vierreihig, X-Anordnung
- d) sechsreihig

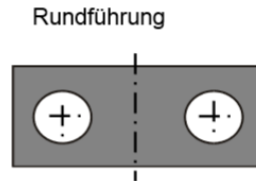
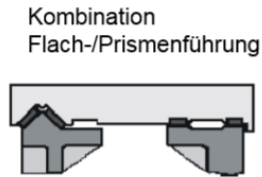
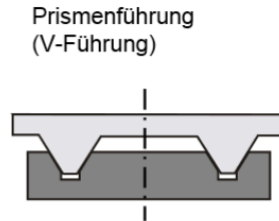
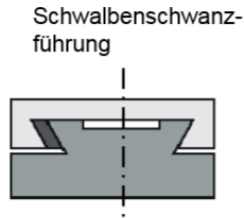
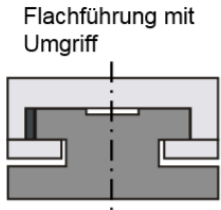


Quelle:  
Matek

## 12.4 Lineare Lagerung

### 12.4.2 Gleitführung

Für Gleitführungen sind drei Grundformen möglich: Rechteck, Dreieck, Kreis. Hieraus werden andere Führungsgeometrien abgeleitet



#### Vorteile:

- Große Kontaktfläche: geringere Flächenpressung als bei Wälzkörperführung
- Wartungsfrei
- Trockenlauf (keine Verschmutzung durch Schmierstoffe)
- Unempfindlich gegenüber Wasser, Schmutz, Sand, Chemikalien

#### Nachteile:

- Hohe Reibungsverluste
- Hoher Anlaufwiderstand
- Schlechterer Wirkungsgrad als Wälzkörperführungen
- Fertigung mit geringem Übermaß → Verlust an Steifigkeit

Quelle:  
pbclinear.eu, hs-hannover

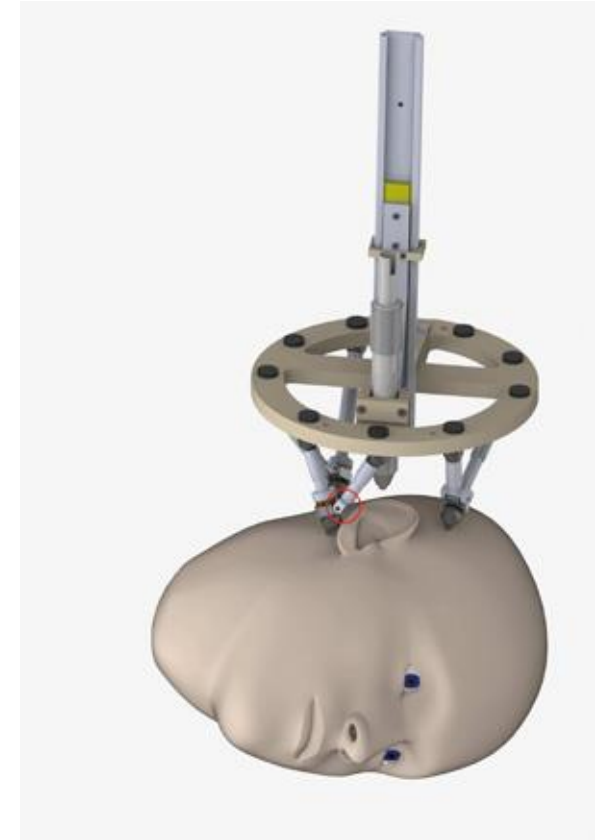
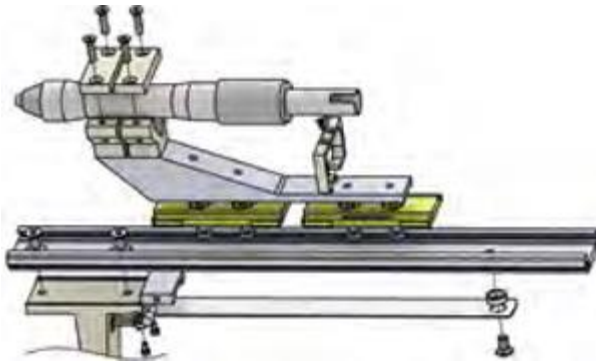


## 12.4 Lineare Lagerung

### 12.4.2 Gleitführung - Anwendungsbeispiel

#### Medizinisches Assistenzsystem

Hochpräzise Bohrung bei minimalinvasiver Ausarbeitung des knöchernen Lagers für ein Cochlea-Implantat zur Behandlung von Innenohrtaubheit.



Quelle:  
igus.de

## 12.5 Zusammenfassung

### 12.5.1 Gegenüberstellung



#### Wälzlager

- Präziser Rundlauf
- Beschränkte Drehzahl
- Beschränkte Lebensdauer
- Laut
- Stoßempfindlich
- Lager teuer, Konstruktion günstig

#### Gleitlager

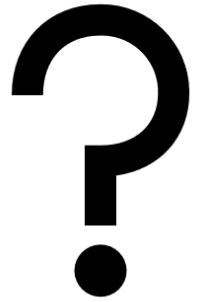
- Nicht wirklich exakt
- Drehzahlfest
- Halten fast ewig
- Leise
- Robust
- Lager günstig, Konstruktion manchmal aufwändig

Quelle:

pbcllinear.eu, hs-hannover



# Kontrollfragen



1. Was ist die Aufgabe eines Gleitlagers?
2. Die möglichen Reibungszustände eines Gleitlagers sind zu nennen. Welcher Reibungszustand wird bei Gleitlagerungen während der Betriebs angestrebt?
3. Wie beeinflusst die Viskosität des Schmieröls den Reibungskoeffizienten im Betrieb?
4. Was sind Unterschiede zwischen Hydrostatik und Hydrodynamik?

## 12.5 Literaturverzeichnis

- Berthold Schlecht: Maschinenelemente 2, Pearson, 2010
- Matek, W.: u.a.: Roloff / Matek Maschinenelemente, Vieweg Verlag, Wiesbaden, 2017
- Horst Haberhauer: Maschinenelemente, Springer Vieweg, 2018



Universität Stuttgart

## 13. Kupplungen

Diese Vorlesung basiert auf Vorarbeiten von Prof. T. Maier  
Institut für Konstruktionstechnik und Technisches Design  
Forschungs- und Lehrgebiet Technisches Design

# Konstruktion in der Medizingeräte- technik 2

SoSe 2020

**Prof. Dr.  
Peter P. Pott  
und  
Mitarbeiter**

# 13. Kupplungen

## Inhalt

### 13.1 Funktion und Einteilung

- 13.1.1 Ausgleichsfunktion
- 13.1.2 Dämpfungsfunktion
- 13.1.3 Schaltfunktion

### 13.2 Schaltbare Kupplungen

- 13.2.1 Fremdbetätigt
  - 13.2.1.1 Formschlüssig
  - 13.2.1.2 Reibschlüssig
- 13.2.2 Selbstschaltend
  - 13.2.2.1 Drehmomentabhängig
  - 13.2.2.2 Drehrichtungsabhängig
  - 13.2.2.3 Drehzahlabhängig

# 13. Kupplungen

## Inhalt

### 13.3 Nicht Schaltbare Kupplungen

#### 13.3.1 starre Kupplungen

#### 13.3.2 Ausgleichkupplungen

##### 13.3.2.1 Drehsteif

##### 13.3.2.2 Drehelastisch

### 13.4 Literaturverzeichnis

# 13.1 Funktion und Einteilung

## Allgemein

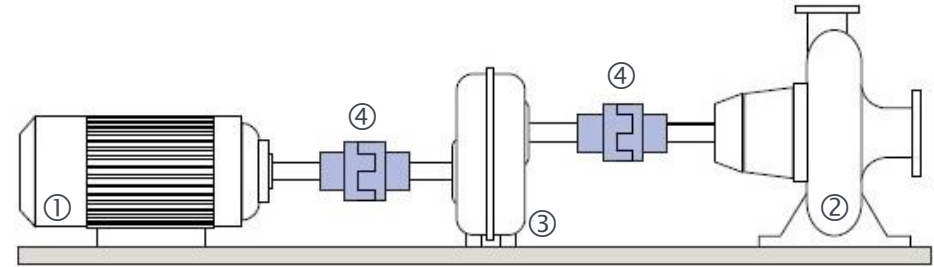
- **Hauptfunktion:**

Übertragung von Rotationsenergie  
(Drehmoment, Drehbewegung)

- Zwischen zwei Wellen
- Zwischen einer Welle und einem auf ihr drehbeweglich sitzenden Bauteil (z.B. Zahnrad im Schaltgetriebe)

- **Nebenfunktionen:**

- Ausgleich von Wellenverlagerungen
- Dämpfung
- Schaltung



- ① Kraftmaschine
- ② Arbeitsmaschine
- ③ Getriebe
- ④ Kupplung

Quelle:  
ludwigmeister.de

## 13.1 Funktion und Einteilung

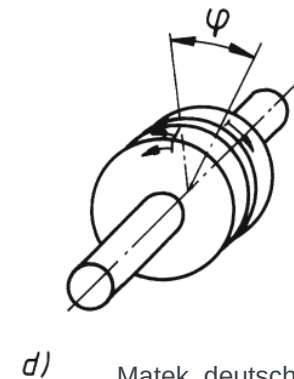
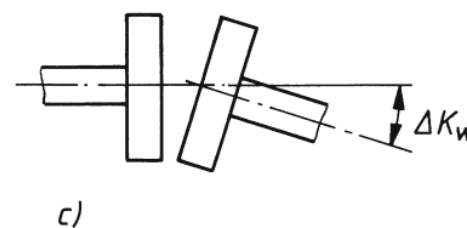
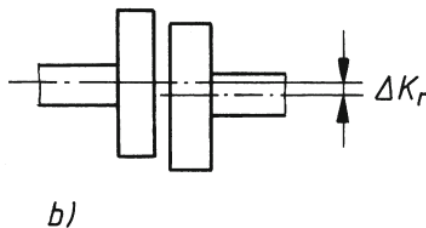
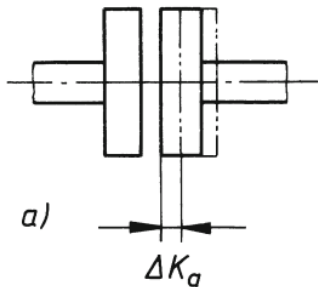
### 13.1.1 Ausgleichsfunktion

Möglicher Versatz der Kupplungshälften bei nachgiebigen Kupplungen.



- a) Axialer Nachgiebigkeit  $\Delta K_a$
- b) Radiale Nachgiebigkeit  $\Delta K_r$
- c) Winkelige Nachgiebigkeit  $\Delta K_w$

- d) Drehnachgiebigkeit (Verdrehwinkel  $\varphi = \frac{\text{Drehmoment } M_t}{\text{Drehfedersteife } C_T}$ )

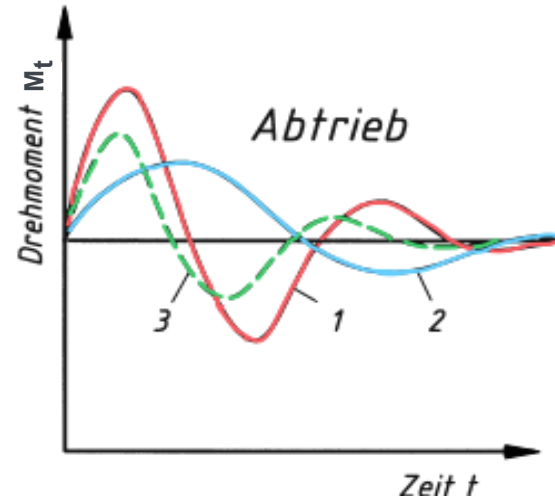
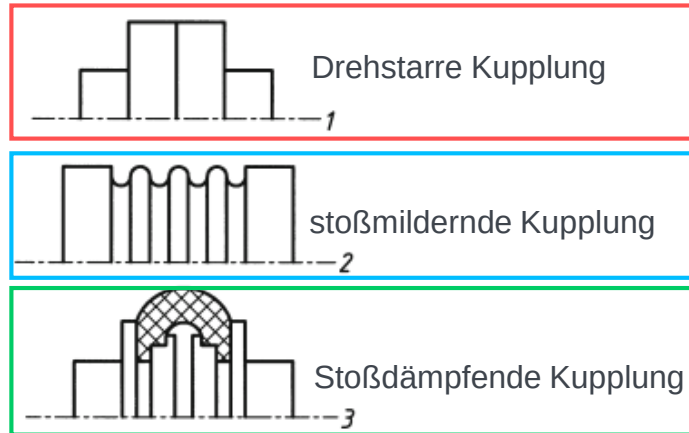


Quelle:  
Matek, deutsch.ruland.com

## 13.1 Funktion und Einteilung

### 13.1.2 Dämpfungsfunktion

Elastische Elemente in Drehrichtung haben stoßmildernden (Linie 2) bzw. stoßdämpfenden (Linie 3) Einfluss auf die Zeit-Drehmoment-Kennlinie. Dabei wird Energie gespeichert (z.B. mit elastischen Federn), bzw. bei den stoßdämpfenden Elementen zusätzlich durch Reibung in Wärme umgewandelt.



Quelle:  
ludwigmeister.de, Matek

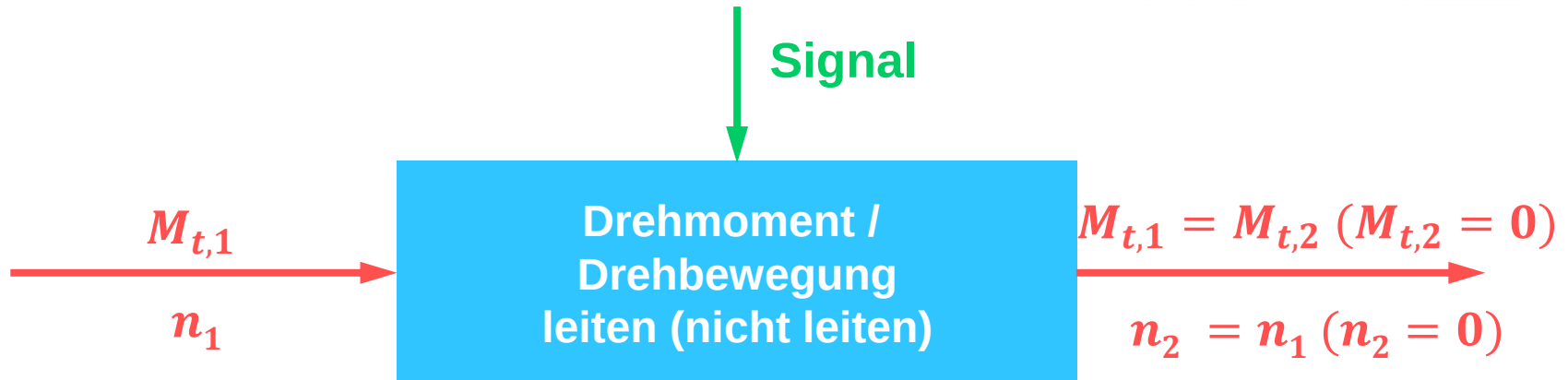


## 13.1 Funktion und Einteilung

### 13.1.3 Schaltfunktion

Unterscheidung:

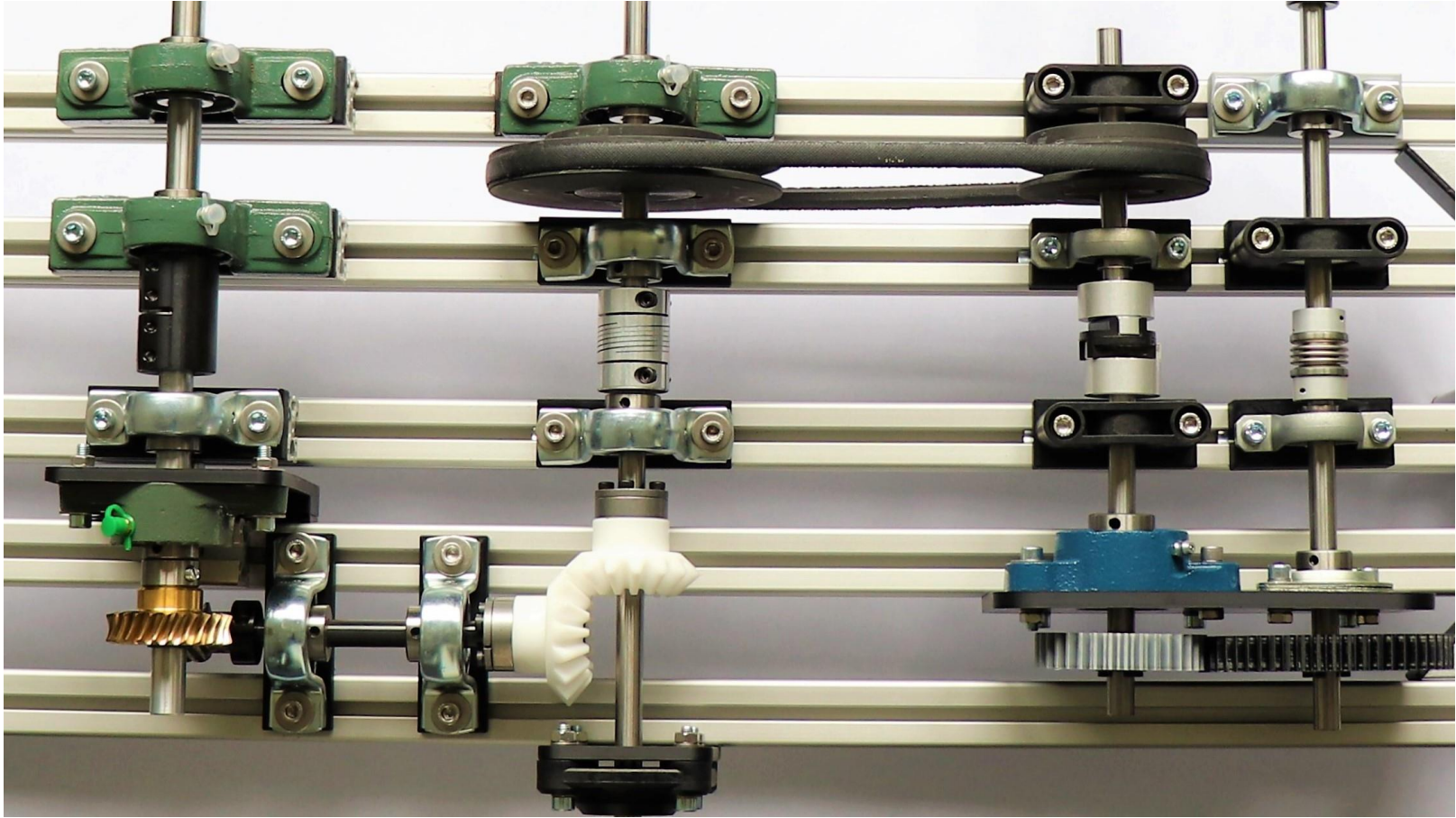
- Fremdbetätigte Kupplungen (durch Signal von außen)
- Selbstschaltende Kupplungen (Drehmoment-, Drehzahl-, Drehrichtungsabhängig)



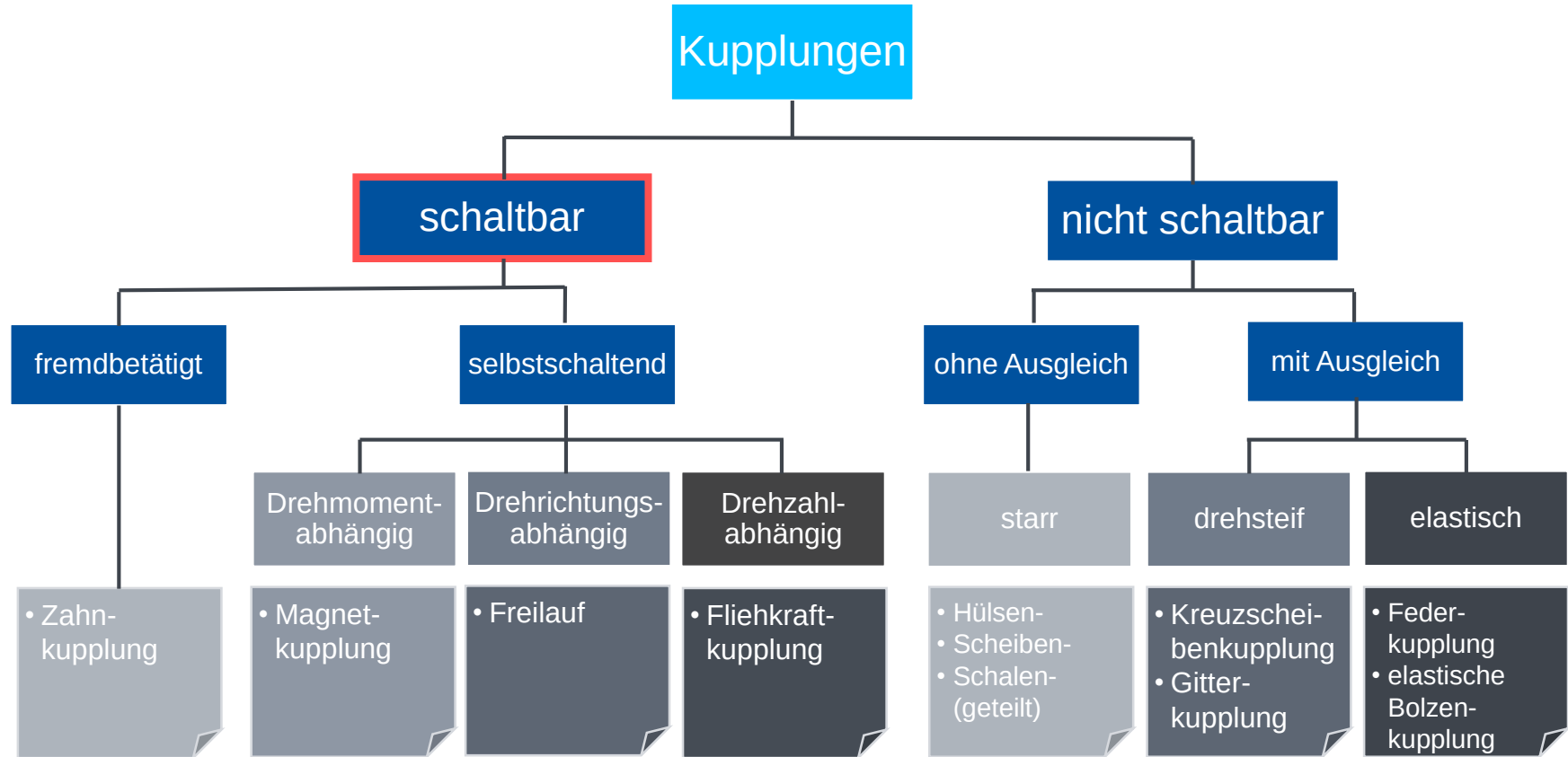
Quelle:  
directindustry.fr

## 13.1 Funktion und Einteilung

*Live-Inhalt*

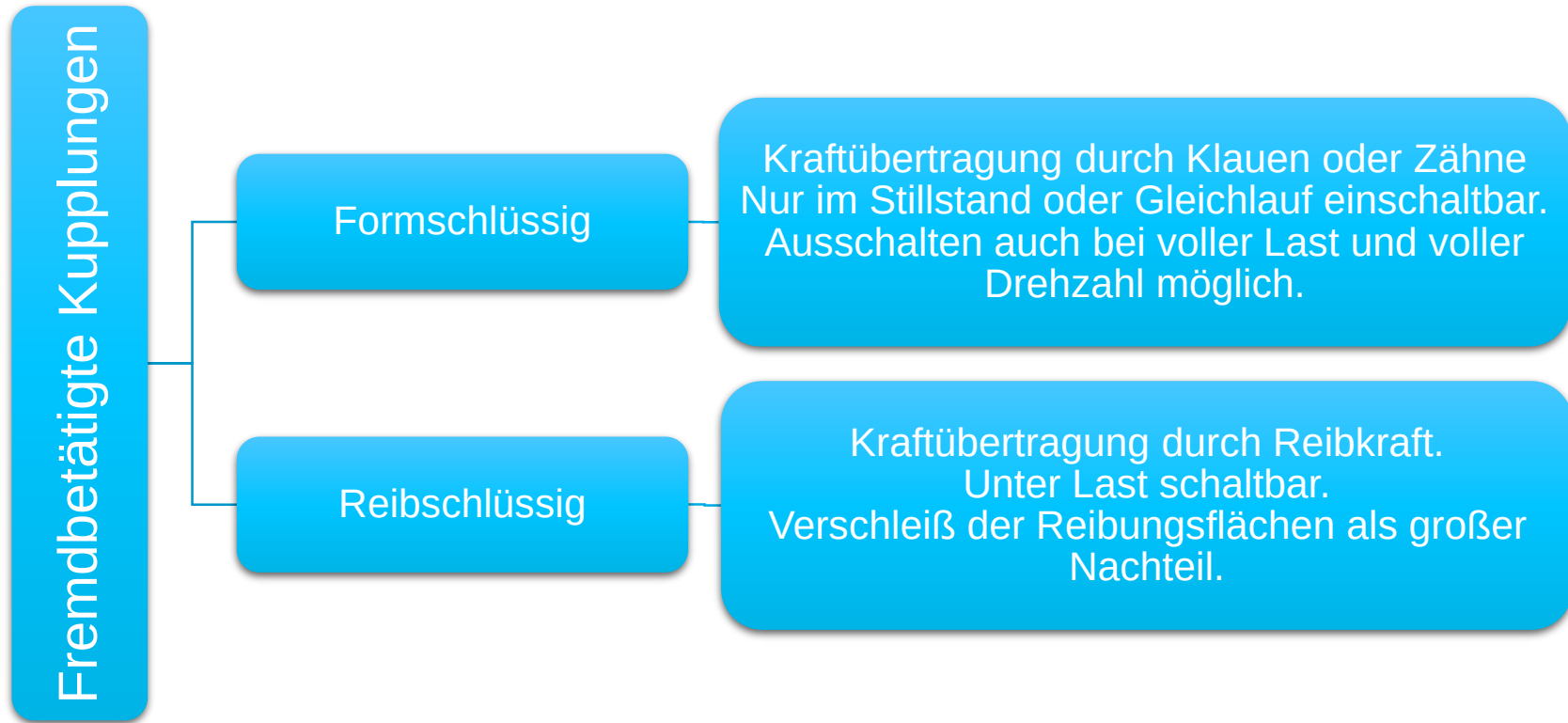


## 13.1 Systematische Einteilung der Kupplungen



## 13.2 Schaltbare Kupplungen

### 13.2.1 Fremdbetätigte Kupplungen

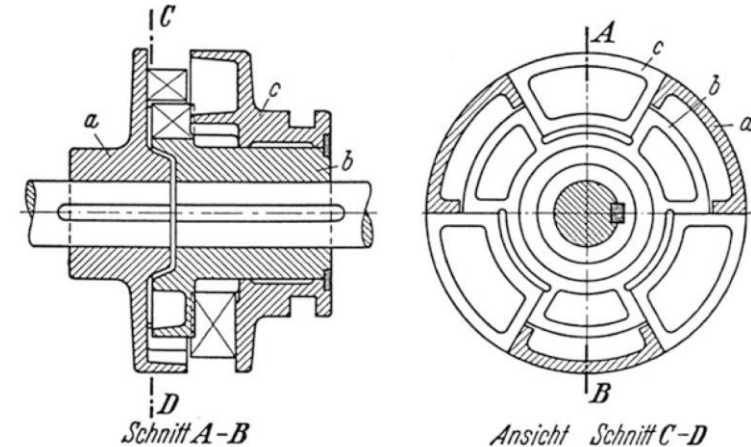
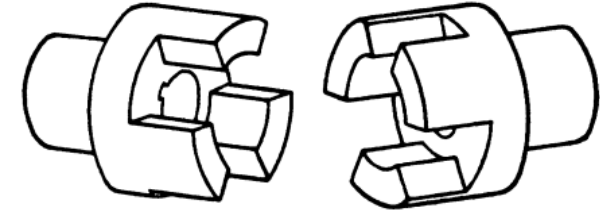


## 13.2 Schaltbare Kupplungen

### 13.2.1.1 Fremdbetätigte Kupplungen: Formschlüssig

#### 1) Klauenkupplung

- einfachste formschlüssige Schaltkupplung.
- Kupplungshälften mit 3-5 stirnseitigen Klauen  
→ greifen wechselseitig in entsprechende Lücken der anderen Kupplungshälfte.
- Ein- und Auskuppeln erfolgt durch axiales Verschieben einer Kupplungshälfte (Gefahr der Abnutzung der Gleitführung).
- Variante: Hildebrand-Klauenkupplung:  
Hier wird Gefahr der Abnutzung durch Schalmuffe c vermieden.



Quelle:  
Springer, Matek

## 13.2 Schaltbare Kupplungen

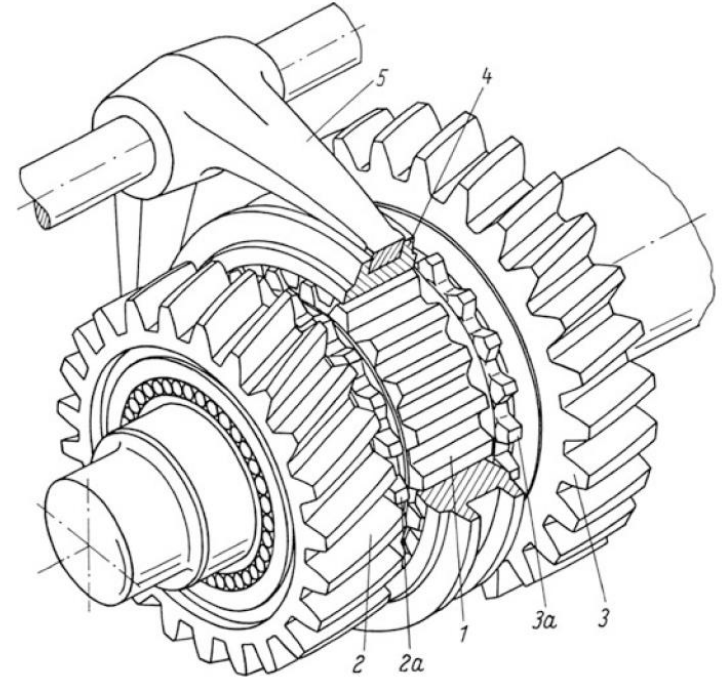
### 13.2.1.1 Fremdbetätigte Kupplungen: Formschlüssig

#### 2) Zahnkupplung

Einsatz in Kraftfahrzeuggetrieben

(2) + (3) zu kuppelnde Zahnräder mit  
(2a) + (3a) Kupplungszahnkränze sitzen  
gemeinsam mit den Zahnrädern drehbar (lose) auf  
der Welle und sind an diesen befestigt.  
(1) Kupplungszahnrad ist fest mit der Welle  
verbunden.

Beim Einkuppeln wird die innenverzahnte  
Kupplungsmuffe (4) durch Schaltgabel (5) nach  
rechts oder links verschoben.



Quelle:  
Springer



## 13.2 Schaltbare Kupplungen

### 13.2.1.1 Fremdbetätigte Kupplungen: Formschlüssig



Quelle:  
Technische Universität Hamburg-Harburg

# Live-Voting



Wie viel kostet eine Ganzkörper-Kernspintomografie für gesetzlich Versicherte?

- A etwa 80,- € bis 140,- €
- B etwa 400,- € bis 500,- €
- C etwa 1.000,- € bis 2.000,- €
- D etwa 6.000,- bis 80.000,-€



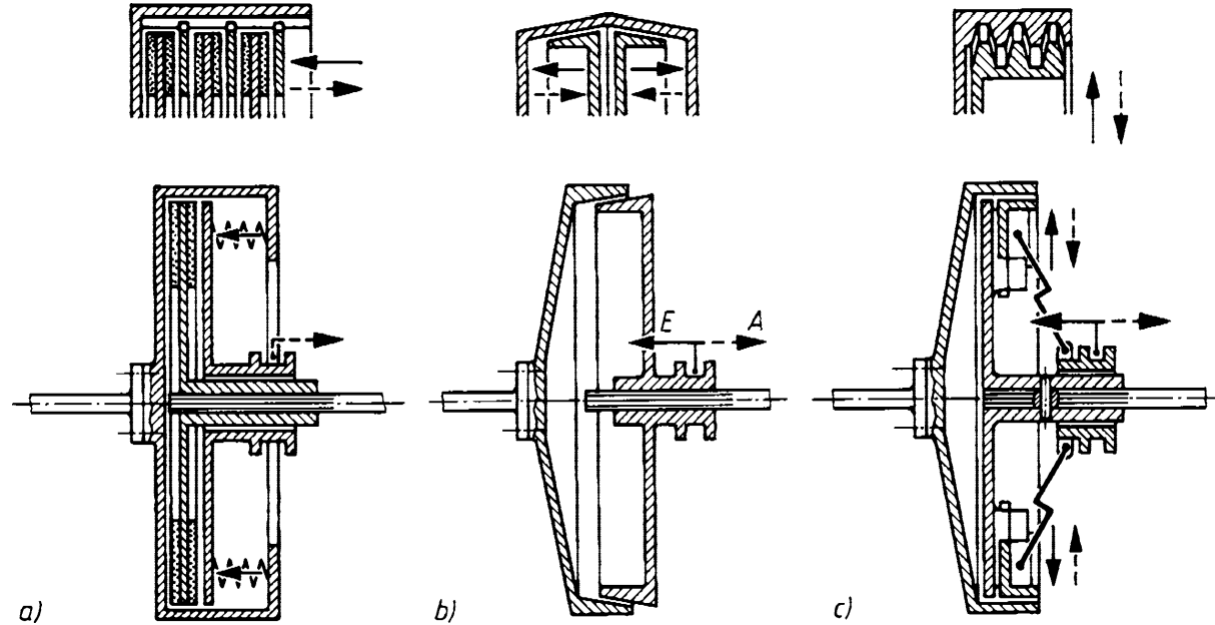


## 13.2 Schaltbare Kupplungen

### 13.2.1.2 Fremdbetätigte Kupplungen: Reibschlüssig

Einteilung nach Form der Reibflächen:

- a) Scheibenkupplung  
(Ein-, Zwei- oder Mehrflächenkupplung)
- b) Kegelpupplung
- c) Zylinder-(Backen-) Kupplung



E: Einschalten (Kuppeln),  
A: Ausschalten (Entkuppeln).

Quelle:  
Matek

## 13.2 Schaltbare Kupplungen

### 13.2.1.2 Fremdbetätigte Kupplungen: Reibschlüssig

#### 1) Lamellenkupplung

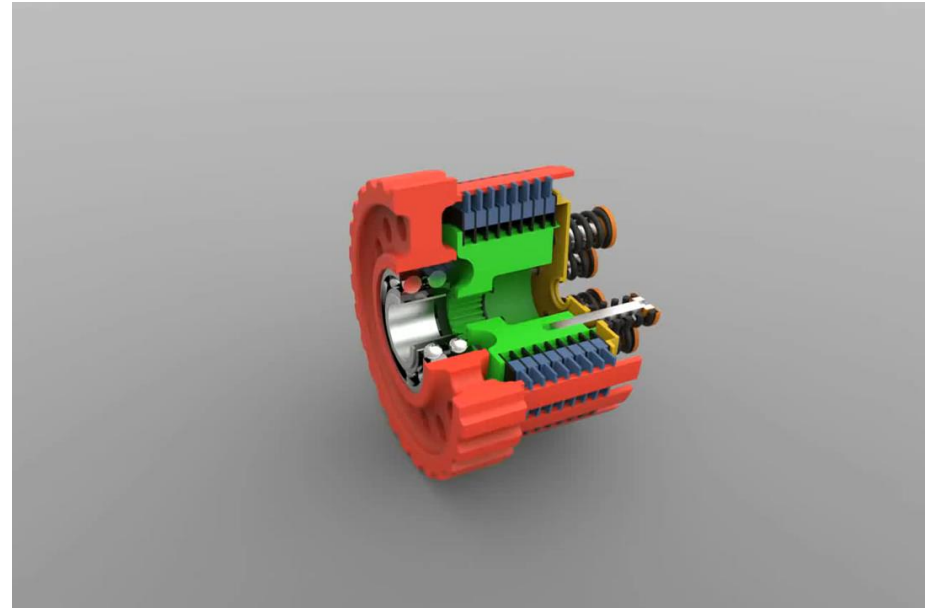
Mehrere hintereinander geschaltete Reibscheiben, die abwechselnd mit den beiden Kupplungshälften verbunden sind.

Die Lamellen werden durch axiale Federkraft zusammengepresst.

Video:

Die blauen Reibscheiben sind mit der roten Kupplungshälfte verbunden

Die grauen Reibscheiben sind mit der grünen Kupplungshälfte verbunden



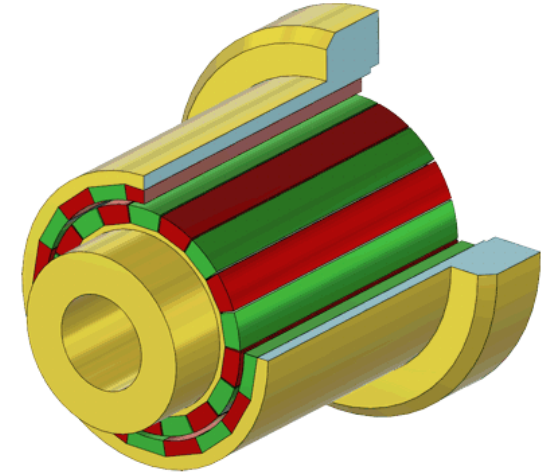
Quelle:  
youtube: bontscho

## 13.2 Schaltbare Kupplungen

### 13.2.2.1 Selbstschaltende Kupplung: Drehmomentabhängig (Sicherheitskupplung)

#### 1) Magnetkupplung

Auf der Mantelfläche eines Zylinders und in der Innenfläche eines Rohres sind Dauermagnete (rot und grün) befestigt. Drehmomentübertragung durch wechselseitige Anziehung.



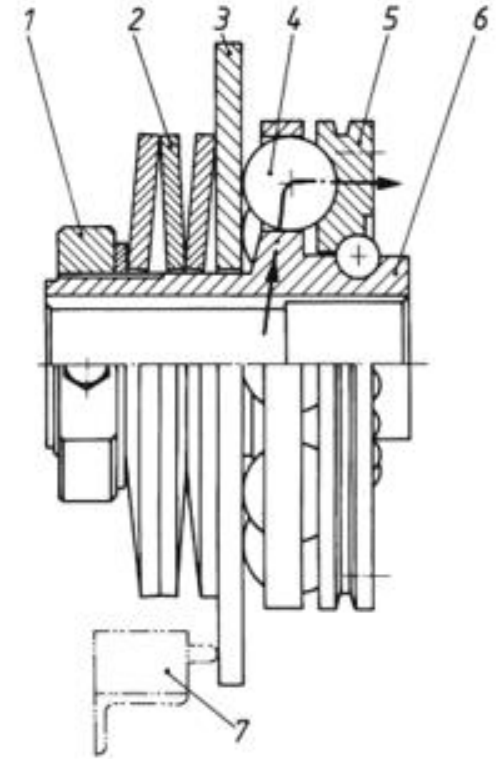
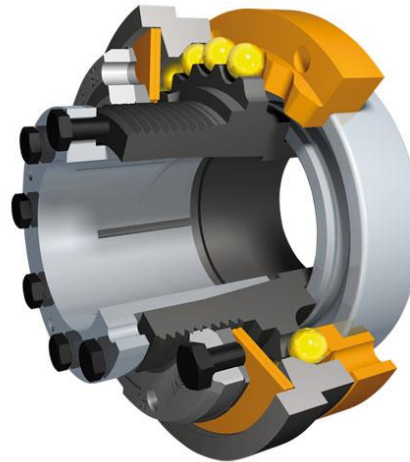
Quelle:  
konstruktionsatlas.de

## 13.2 Schaltbare Kupplungen

### 13.2.2.1 Selbstschaltende Kupplung: Drehmomentabhängig (Sicherheitskupplung)

#### 2) Sperrkörper-Sicherheitskupplung

Die Sperrkörper rutschen ab einstellbarem Drehmoment aus ihren konischen Ansenkungen → Drehmomentfluss wird unterbrochen.



Quelle:  
Matek, sicherheitskupplung.net

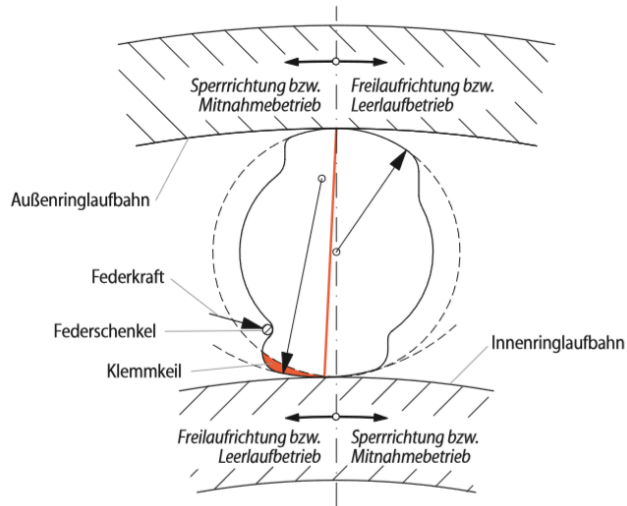
## 13.2 Schaltbare Kupplungen

### 13.2.2.2 Selbstschaltende Kupplung: Drehrichtungsabhängig (Freilauf)

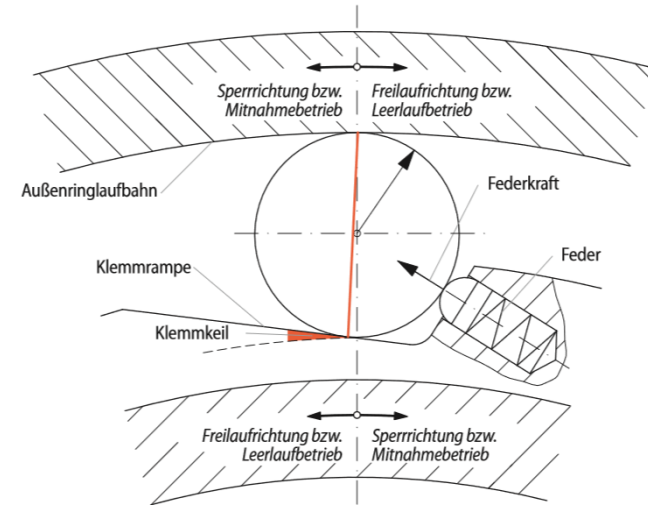
An- und Abtriebsteil sind in einer Drehrichtung gegeneinander frei beweglich (Leerlaufrichtung) und in der anderen gekoppelt (Sperrrichtung).

Man unterscheidet:

a) Klemmstückfreilauf (reibschlüssig)



b) Klemmrollenfreilauf (reibschlüssig)

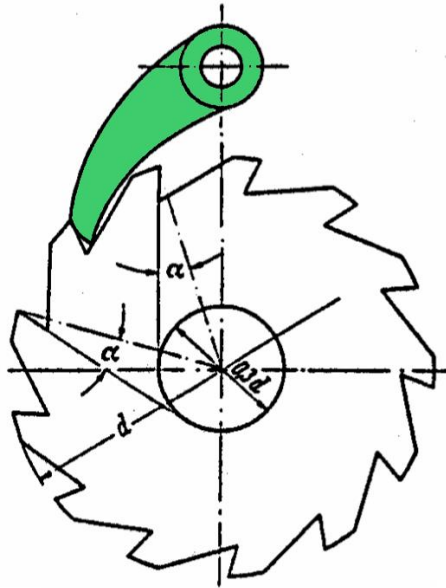


Quelle:  
ringspann.de

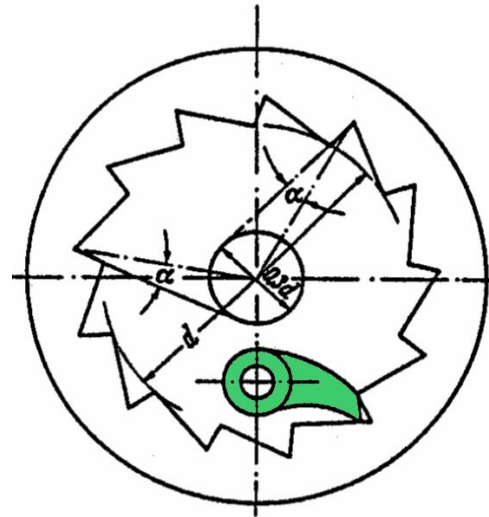
## 13.2 Schaltbare Kupplungen

### 13.2.2.2 Selbstschaltende Kupplung: Drehrichtungsabhängig (Freilauf)

#### c) Klemmstückfreilauf (formschlüssig)



Sperrrad mit Außenverzahnung



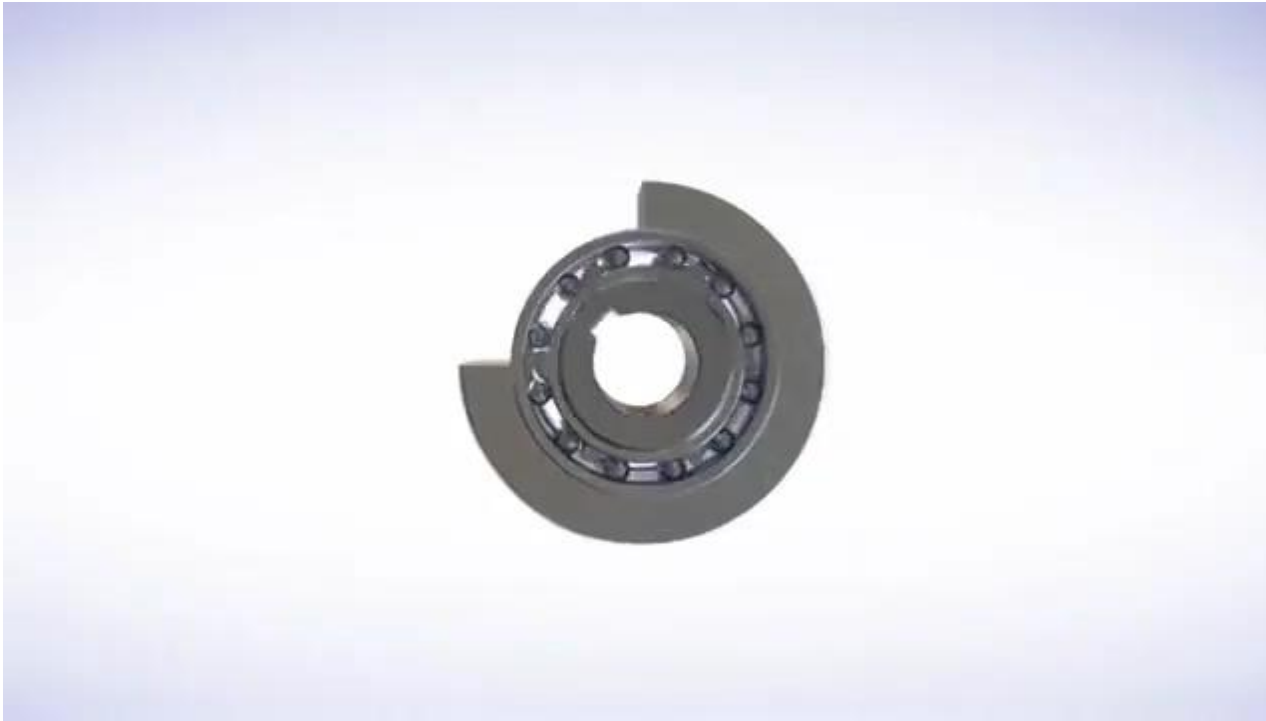
Sperrrad mit Innenverzahnung

Quelle:  
dhbw-stuttgart.de

## 13.2 Schaltbare Kupplungen

### 13.2.2.2 Selbstschaltende Kupplung: Drehrichtungsabhängig (Freilauf)

Beispiel: Klemmrollenfreilauf



Quelle:  
renold.com

## 13.2 Schaltbare Kupplungen

### 13.2.2.2 Selbstschaltende Kupplung: Freilauf - Anwendung

Die große Zahl der Anwendungen kann in drei **Grundformen** eingeordnet werden:

#### Rücklaufsperre

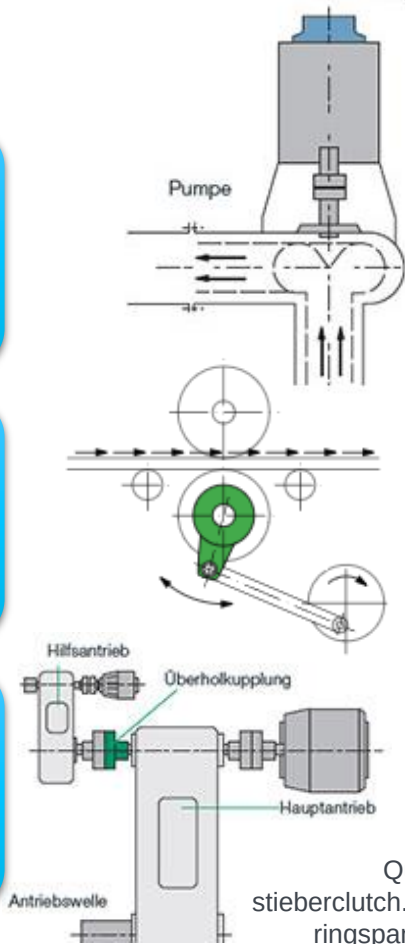
Der Freilauf verhindert eine nicht gewünschte Rückwärtsdrehbewegung. Die Kupplung wird als Bremse eingesetzt. In der gewünschten Drehrichtung kann sich der Innenring frei mitdrehen. (Verwendung: Förderbänder, Pumpen und diverse Hebezeuge)

#### Schaltfreilauf

Mit dem Freilauf kann eine oszillierende Drehbewegung in eine gerichtete Drehbewegung umgesetzt werden. (Verwendung: Schaltvorgänge in Fahrzeuggetrieben und als Vorschubschaltelemente in verschiedenen Maschinen)

#### Überholkupplung

Der Freilauf trennt automatisch die Verbindung, wenn der getriebene Teil schneller läuft als der treibende Teil. (Verwendung: Mehrmaschinenantriebe oder Trennung der Massenträgheit einer angetriebenen Maschine von der antreibenden Maschine, nachdem sie ausgeschaltet wurde)



Quelle:  
stieberclutch.com,  
ringspann.de



## 13.2 Schaltbare Kupplungen

### 13.2.2.3 Selbstschaltende Kupplung: Drehzahlabhängig

#### 1) Fliehkraftkupplung



Quelle:  
[youtube.com/DivahGnaro](https://www.youtube.com/DivahGnaro)

# Live-Voting

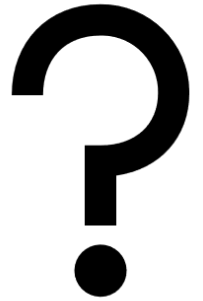
Wie hoch ist in etwa das durchschnittliche Alter der deutschen Bevölkerung?



- A 30 Jahre
- B 45 Jahre
- C 54 Jahre
- D 60 Jahre

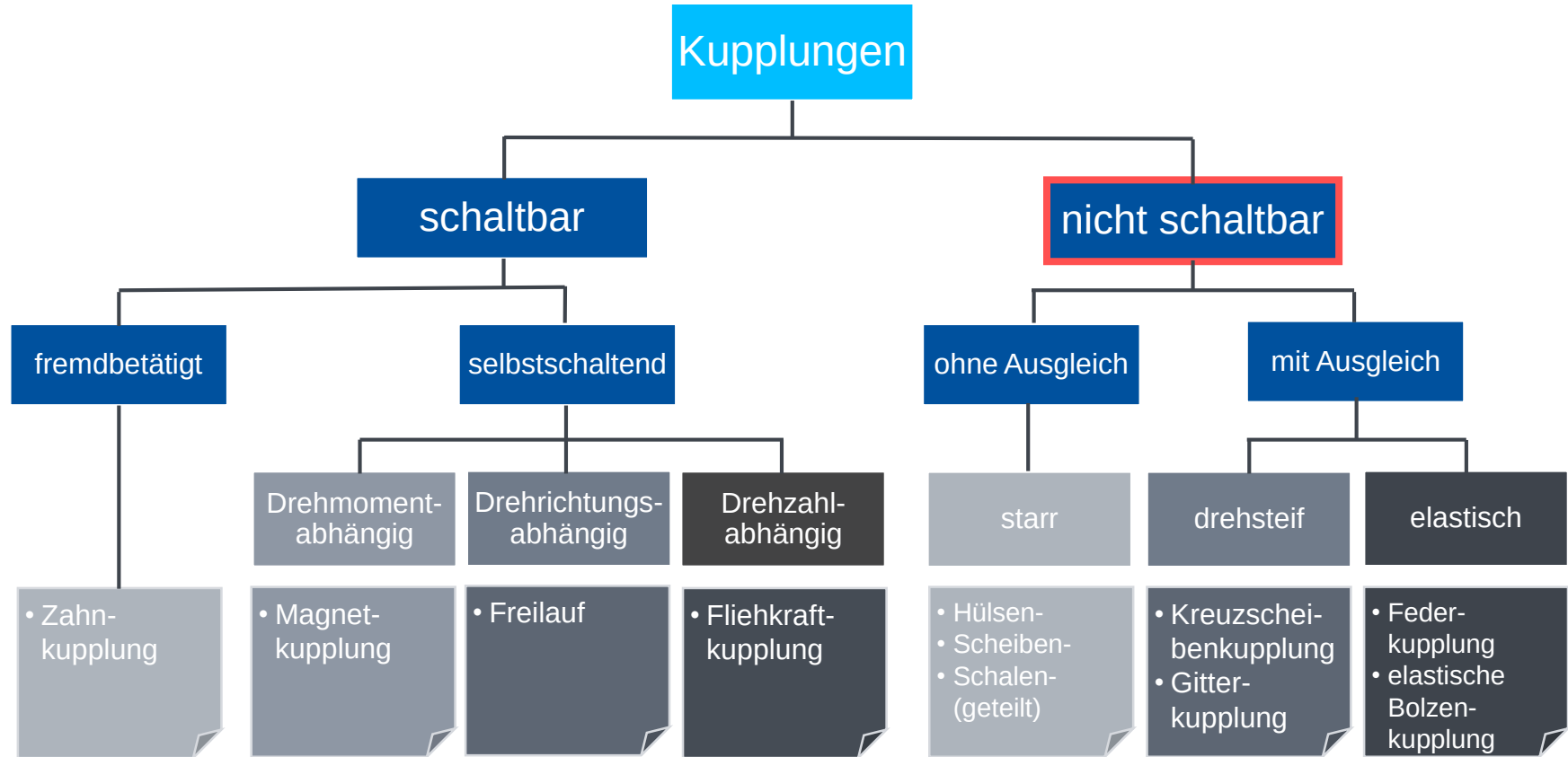


# Kontrollfragen



1. In welche beiden Hauptgruppen werden die Kupplungen eingeteilt?
2. Wie teilt man schaltbare Kupplungen nach der Art der Kraftübertragung ein?
3. Wie können schaltbare Kupplungen betätigt werden?
4. Der Begriff Sicherheitskupplung ist zu erläutern. Die zwei grundsätzlichen Ausführungsformen sind zu beschreiben.
5. Welchen großen Nachteil haben formschlüssige, schaltbare Kupplungen?

## 13.1 Systematische Einteilung der Kupplungen



## 13.3 Nicht Schaltbare Kupplungen

### 13.3.1 Starre Kupplung

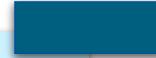
Die Wellen werden drehstarr und biegesteif miteinander verbunden.

(Die trivialste Möglichkeit wäre eine stoffschlüssige (z.B. geschweißte) Verbindung falls die Kupplung nicht lösbar sein muss).



#### Vorteile:

- Verschleißfrei
- Wartungsfrei
- Für beide Drehrichtungen geeignet



#### Nachteile:

- Drehmomentstöße und Schwingungen werden ungedämpft übertragen
- Nur für fluchtende Wellen geeignet

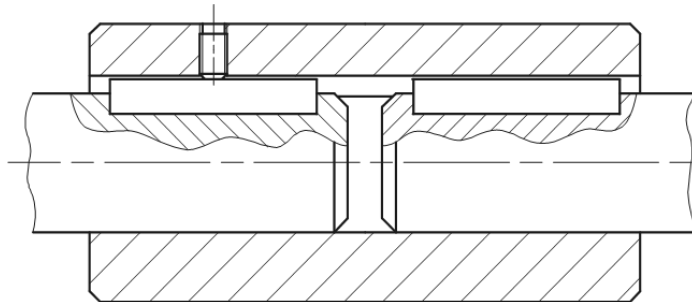
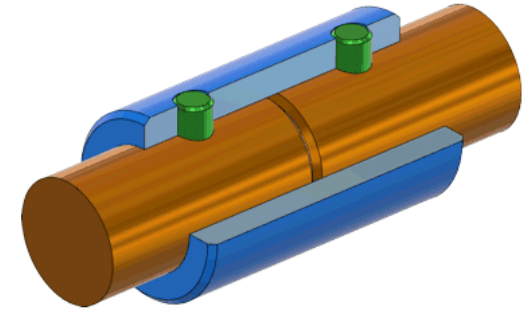
## 13.3 Nicht Schaltbare Kupplungen

### 13.3.1 Starre Kupplung

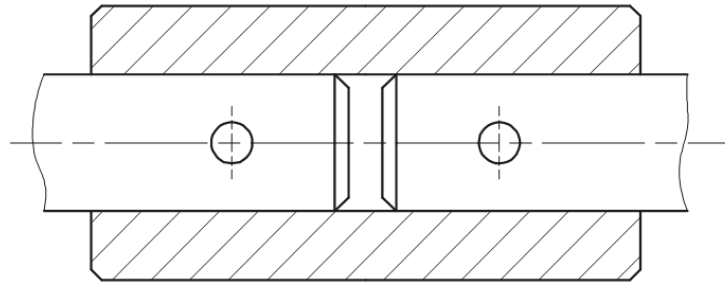
#### 1) Hülsenkupplung

Prinzip zweier hintereinandergeschalteten Welle-Nabe-Verbindungen.

Zur Fixierung werden Stifte (Kegelstifte, Kerbstifte) oder Passfedern verwendet



Hülsenkupplung mit Passfedern



Hülsenkupplung mit Stiften

Quelle:  
konstruktionsatlas.de, IKTD

## 13.3 Nicht Schaltbare Kupplungen

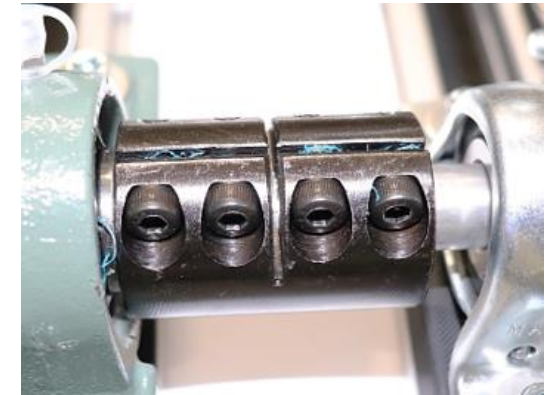
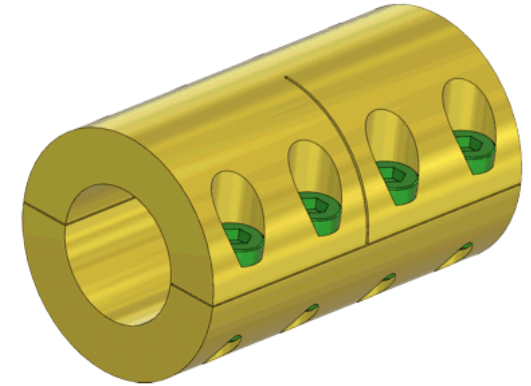
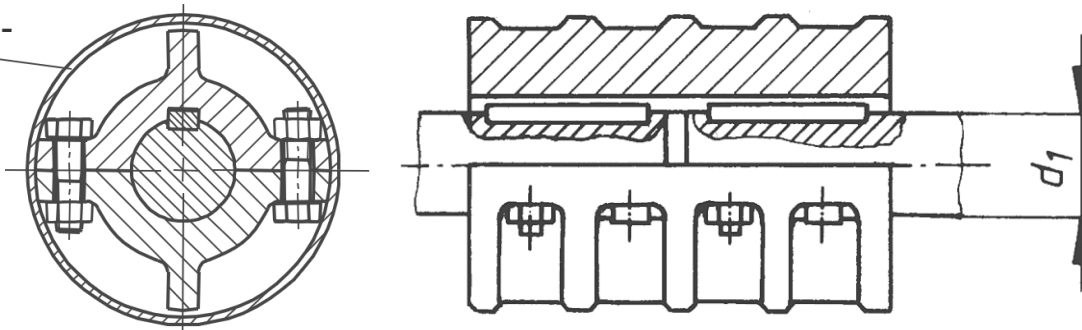
### 13.3.1 Starre Kupplung

#### 2) Schalenkupplung

Bei diesen Kupplungen ist im Prinzip die Hülse in zwei Halbschalen geteilt. Der Vorteil liegt in der radialen Montage.

Ab 55 mm Wellendurchmesser werden Passfedern zum sicheren Übertragen des Drehmomentes vorgesehen.

Stahlblech-  
mantel



Schalenkupplung an der  
Nonsense-Maschine

Quelle:

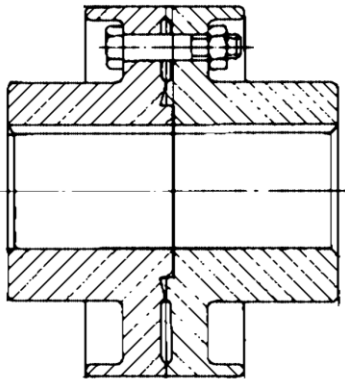
Matek, konstruktionsatlas.de

## 13.3 Nicht Schaltbare Kupplungen

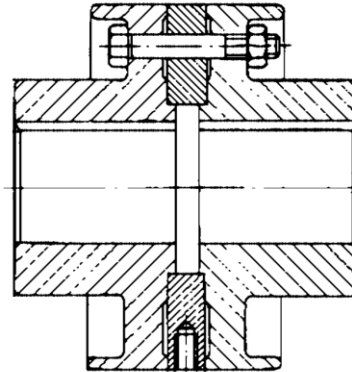
### 13.3.1 Starre Kupplung

#### 3) Scheibenkupplung

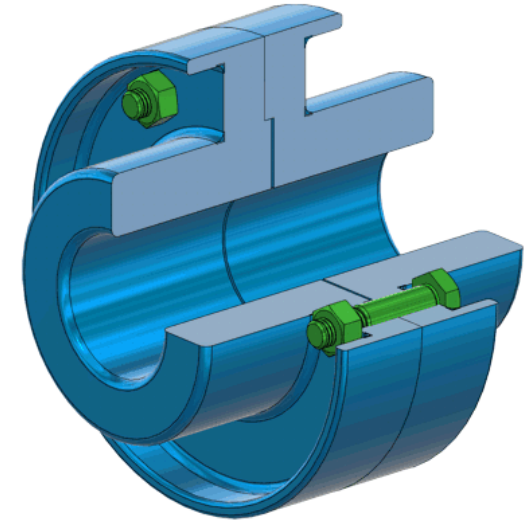
Die Scheibenkupplung ist die wohl am häufigsten eingesetzte feste Kupplung. Die beiden Kupplungshälften besitzen eine Zentrierung oder müssen mittels Passschrauben bzw. Zentrierstifte verbunden werden.



Form A



Form B  
mit zweiteiliger Zwischenscheibe  
(Zentrierring) für Ein- und Ausbau der  
zu kuppelnden Bauteile ohne axiales  
Verschieben derselben.



Quelle:  
Matek, konstruktionsatlas.de



## 13.3 Nicht Schaltbare Kupplungen

### 13.3.1 Starre Kupplung - Vergleich

|                                   | 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<br>1700 (d=25)<br>580 (d=220) |                   |
| Max. Durchmesser [ $mm$ ]         |                        | 220                                | 500               |

## Live-Voting



**Welche Schwierigkeiten können bei der reinen Verwendung starrer Kupplungen entstehen?**

- A Geringer Wirkungsgrad durch fehlende Elastizität bei Drehmomentänderungen.
- B Schwingungen und Stöße werden dämpfungslos übertragen.
- C Bei metallischen Wellen und Achsen entstehen große Reibungsverluste/großer Verschleiß innerhalb der Kupplungsteile.
- E Häufige und zeitaufwendige Wartung unabdingbar.
- F Eingeschränkte Beweglichkeit. Starre Kupplungen sind nur in einer Drehrichtung verwendbar.

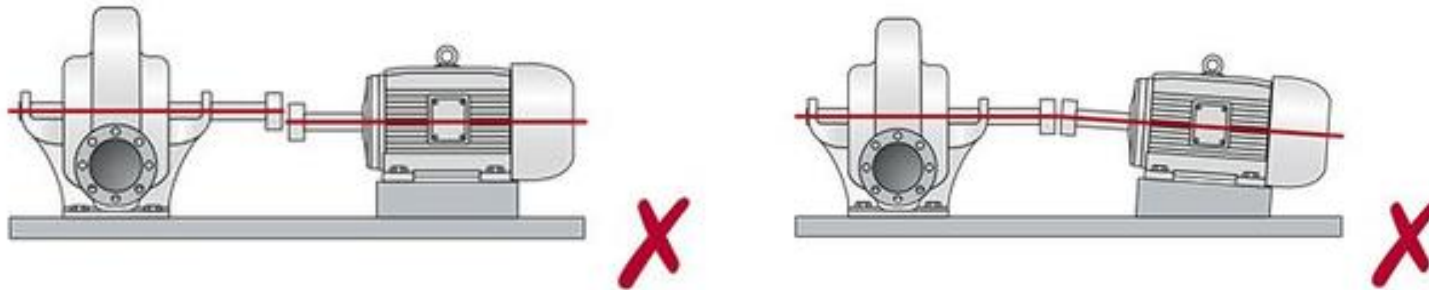


## 13.3 Nicht Schaltbare Kupplungen

### 13.3.2 Ausgleichskupplungen

Ausgleich von Fluchtungs- und Lagefehlern der zu kuppelnden Wellen. Der zulässige axiale, radiale und winklige Versatz der Kupplungshälften  $\Delta K_a$ ,  $\Delta K_r$ ,  $\Delta K_w$  wird von den Herstellern angegeben.

Gelenke bzw. elastische Elemente zwischen drehfest befestigten Naben übertragen Umfangskräfte und ermöglichen Relativbewegungen der Wellen zueinander.



Quelle:  
skf.com

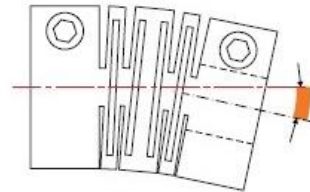
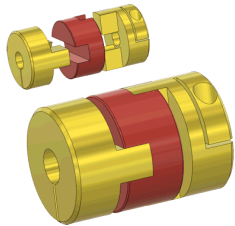
## 13.3 Nicht Schaltbare Kupplungen

### 13.3.2.1 Ausgleichskupplung: drehsteif

Bauformen (siehe folgende Folien):

- Oldham-Kupplung
- Federstegkupplung
- Kardangelenk

(Im weiter gefassten Sinne zählen auch Gelenkwellen zu den drehstarren Ausgleichskupplungen)



Winkelfehler



#### Vorteile:

- Geringe oder keine Rückstellkräfte
- größere Achswinkel und größerer Achsversatz möglich
- Elastische Kupplungen nehmen Stöße und Schwingungen auf bzw. dämpfen Drehmomentspitzen

#### Nachteile:

- Keine Trennung der Verbindung während des Betriebes
- Starre Kupplungen dürfen keinen Wellenversatz haben
- Kardangelenke: Schmierung der Gelenke und Wartung notwendig



## 13.3 Nicht Schaltbare Kupplungen

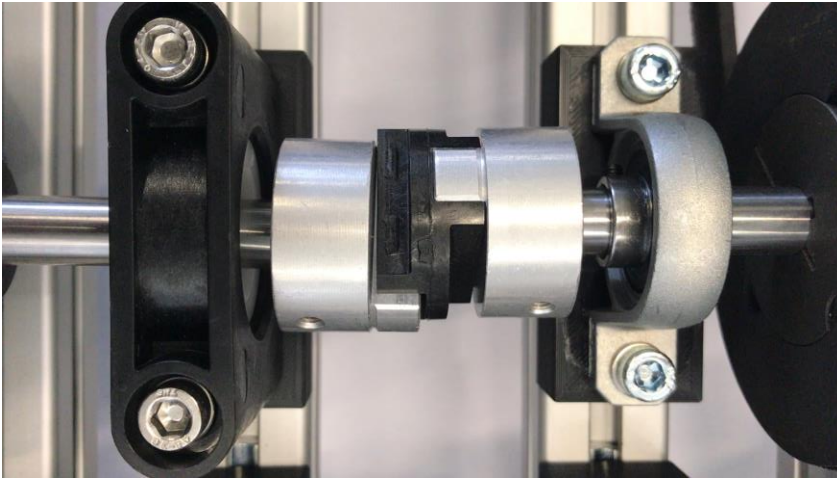
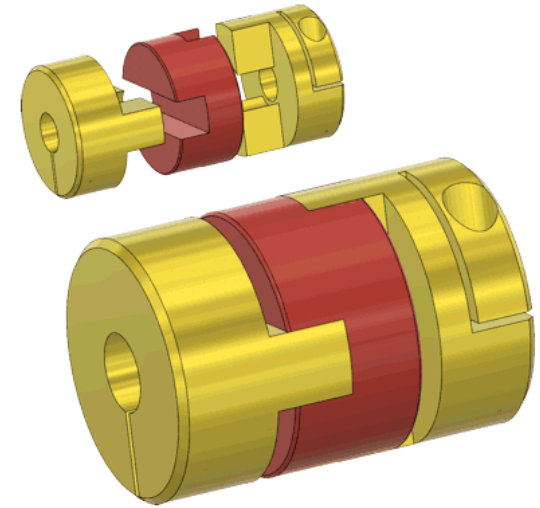
### 13.3.2.1 Ausgleichskupplung: drehsteif

#### 1) Kreuzscheibenkupplung (Oldham-Kupplung)

Zwischen den beiden Naben befindet sich eine Scheibe, die auf beiden Seiten eine um 90 Grad versetzte Nut besitzt.

Die Scheibe ist frei beweglich

→ Kupplung kann keine axialen Kräfte aufnehmen.



Quelle:  
konstruktionsatlas.de

## 13.3 Nicht Schaltbare Kupplungen

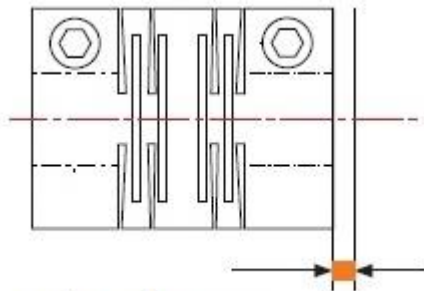
### 13.3.2.1 Ausgleichskupplung: drehsteif

#### 2) Federstegkupplung

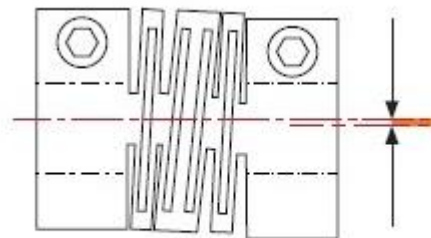
- Metallelastische Kupplung
- Zylindrischer Grundkörper mit radial eingeprägten Nuten:  
Federstege  
(Ausführung mit spiralförmig eingeprägten Nuten:  
Wendelkupplung)



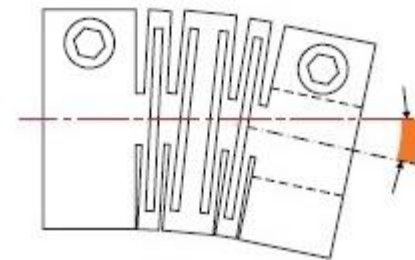
Wendelkupplung an der Nonsens-Maschine



Axialer Wellenversatz



Radialer Wellenversatz



Winkelfehler

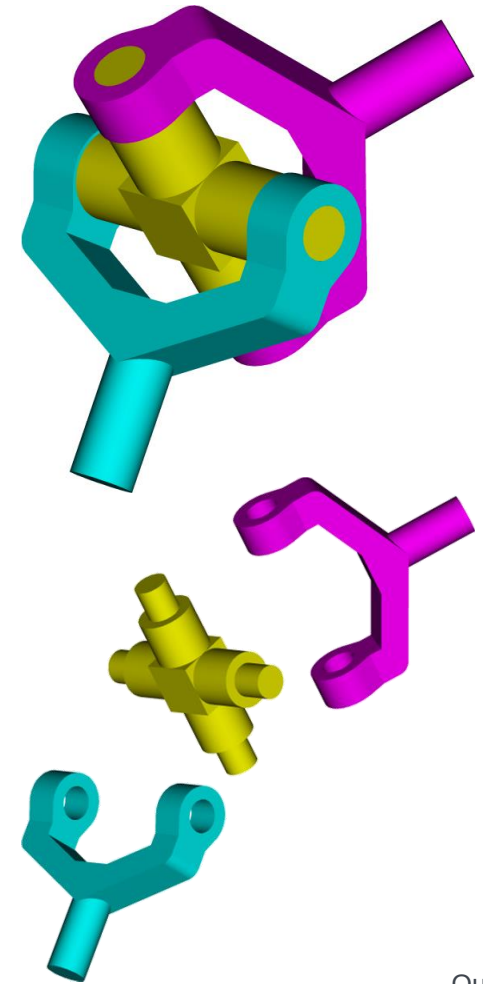
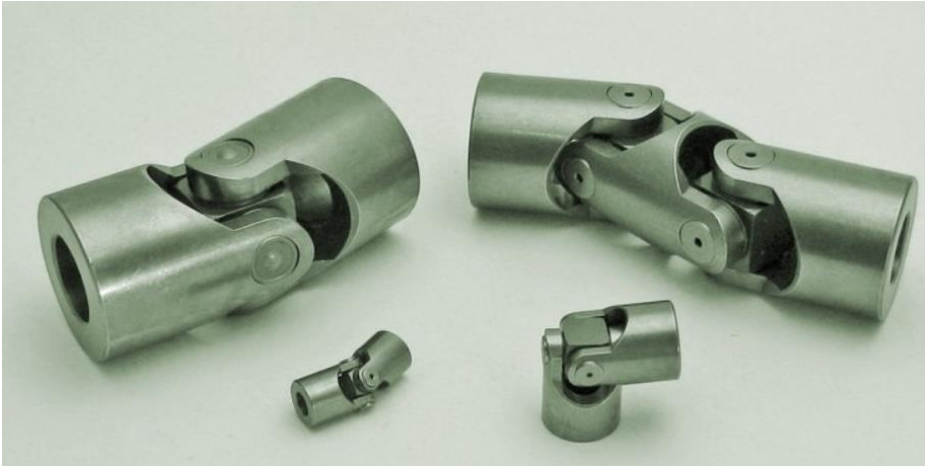
Quelle:  
ludwigmeister.de

## 13.3 Nicht Schaltbare Kupplungen

### 13.3.2.1 Ausgleichskupplung: drehsteif

#### 3) Kardangelenk (Kreuzgelenk)

Ein Kardangelenk besteht aus zwei u-förmigen Hälften die ineinander greifen und durch ein Kreuzgelenk (gelb in Abb.) verbunden sind.



Quelle:  
IKTD, SIT Antriebstechnik

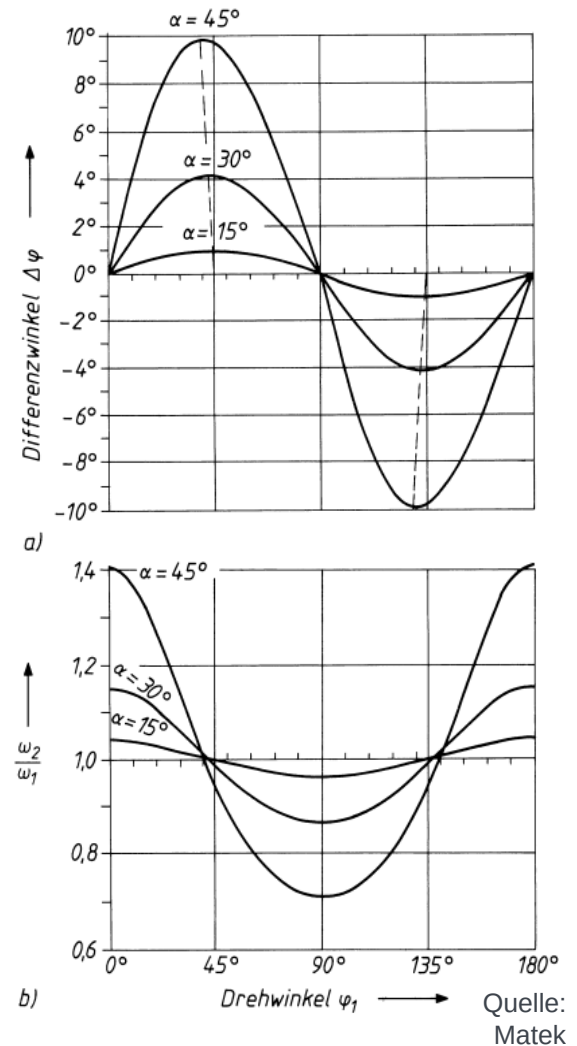
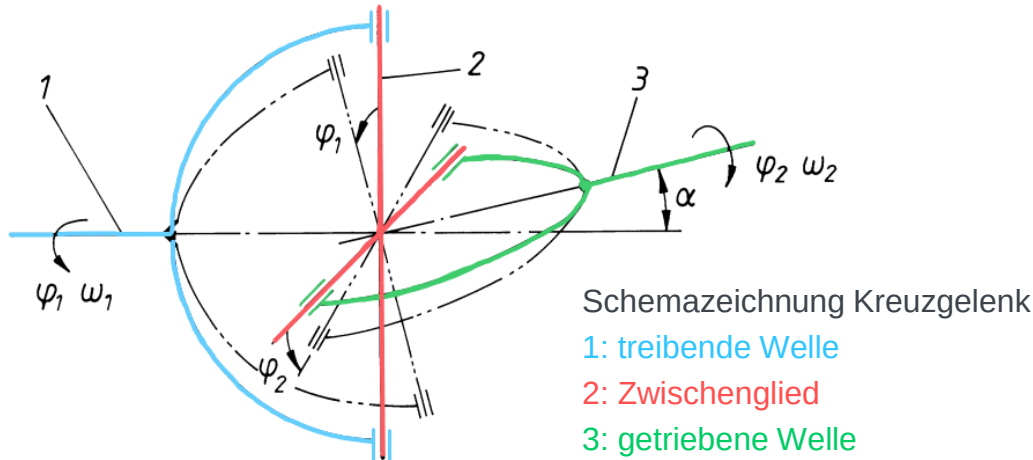
## 13.3 Nicht Schaltbare Kupplungen

### 13.3.2.1 Ausgleichkupplung: Kardangelenk drehsteif

Beim Umlauf beschreiben die Gelenklager sphärische Bahnen.

→ sinusförmige Übertragung von  $\omega_1$  (Welle 1) auf Welle 2

→ Drehwinkel  $\varphi_1$  ist beim Umlauf gegenüber  $\varphi_2$  abwechselnd vor- und nachlaufend → Kardanfehler



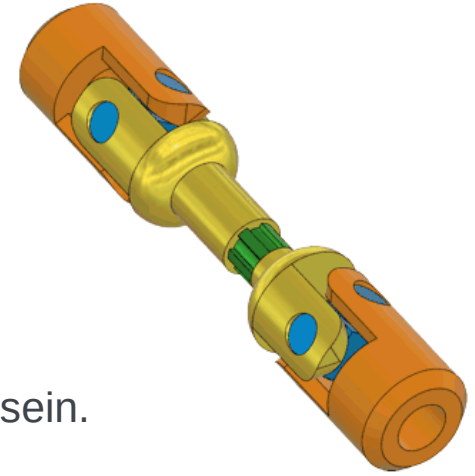


## 13.3 Nicht Schaltbare Kupplungen

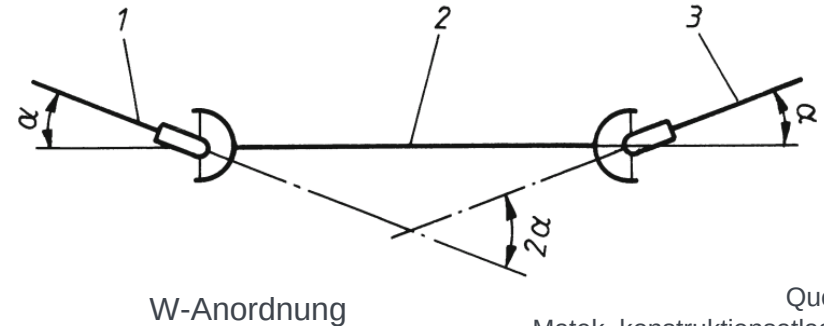
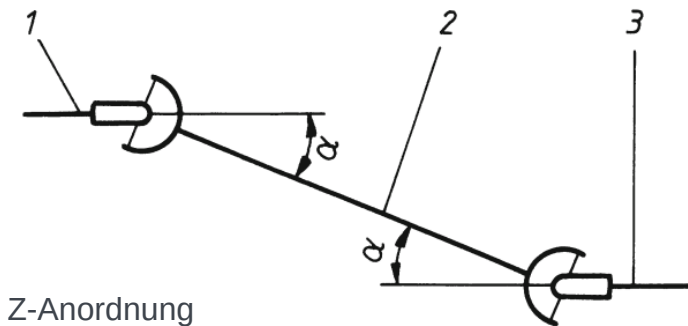
### 13.3.2.1 Ausgleichskupplung: Kardangelenk drehsteif

Ausgleich von Kardanfehler durch zweite Gelenkwelle und Zwischenwelle) möglich. Bedingungen:

- I. Alle Wellenteile (1, 2 und 3) müssen in einer Ebene liegen.
- II. Die Ablenkwinkel  $\alpha$  der beiden Gelenke müssen gleich groß sein.
- III. Die inneren Gelenkgabeln müssen in einer Ebene liegen.



1: Antriebswelle, 2: Zwischenwelle, 3: Abtriebswelle



Quelle:  
Matek, konstruktionsatlas.de

# Live-Voting

Vervollständigen Sie die Aussage:

Rund jede \_\_\_\_\_ Person in Deutschland ist 65 Jahre oder älter.



- A zweite
- B dritte
- C fünfte
- D zehnte



## 13.3 Nicht Schaltbare Kupplungen

### 13.3.2.2 Ausgleichskupplung: elastisch

Elastische Elemente zwischen den Kupplungsnahten

Entsprechend der Federkonstante der elastischen Übertragungselemente hat jede Ausgleichsbewegung Rückstellkräfte zur Folge (besonders bei Achsversatz).

Bauformen:

- Gummielastisch:
  - Wulstkupplung
  - Elastische Klauenkupplung
  - Bolzenkupplung
- Federelastisch:
  - Federkupplung

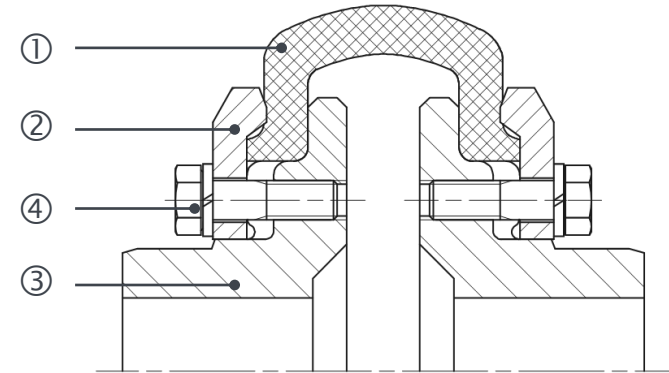
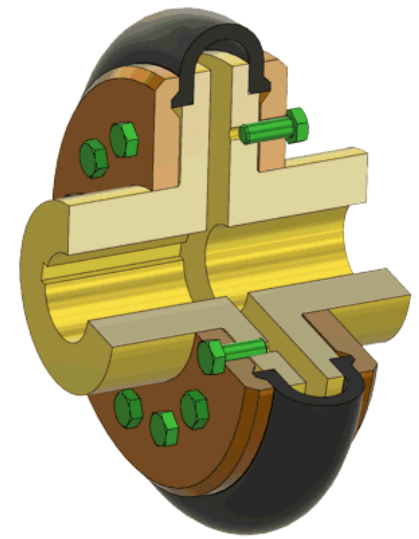
Quelle:  
konstruktionsatlas.de

## 13.3 Nicht Schaltbare Kupplungen

### 13.3.2.2 Ausgleichkupplung: drehelastisch

#### 1) Wulstkupplung

- Elastisches Element: Gummihalbreifen ①
- Weitere Bauteile:
  - ② Druckscheibe
  - ③ Kupplungsnahe
  - ④ Spannschrauben
- Hochelastische Kupplung
- Geeignet für raue Umgebung (wegen geschlossener Bauweise), allerdings ist Einsatz unter Hitze durch physikalische Eigenschaften des Gummis begrenzt.



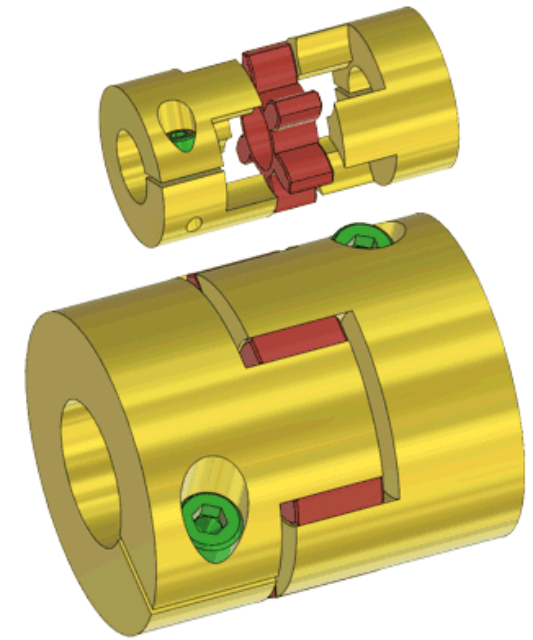
Quelle:  
konstruktionsatlas.de, IKTD

## 13.3 Nicht Schaltbare Kupplungen

### 13.3.2.2 Ausgleichskupplung: drehelastisch

#### 2) Elastische Klauenkupplung

- Elastisches Element: Zahnkranz mit Ballenprofil
- Großer Vorteil: Kann auch nach Zerstörung des elastischen Zwischenelements noch Drehmoment übertragen



Die elastischen Zähne sind nur druckbelastet → hohe Belastung der einzelnen Zähne möglich

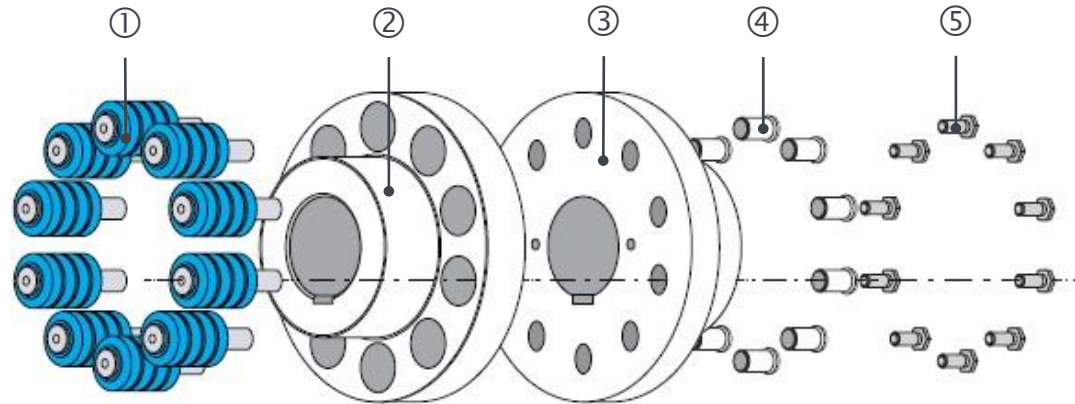
Quelle:  
[konstruktionsatlas.de](http://konstruktionsatlas.de), [flender.com](http://flender.com)

## 13.3 Nicht Schaltbare Kupplungen

### 13.3.2.2 Ausgleichskupplung: drehelastisch

#### 3) Bolzenkupplung

- Elastisches Element: Gummielemente auf Bolzen ①
- Axial steckbar mit wenig Platzaufwand
- Großer Vorteil: Kann auch nach Zerstörung des elastischen Zwischenelements noch Drehmoment übertragen
- Weitere Bauteile:
  - ② Bolzennabe
  - ③ Buchsennabe
  - ④+⑤ Hülsen und Schrauben zur Fixierung



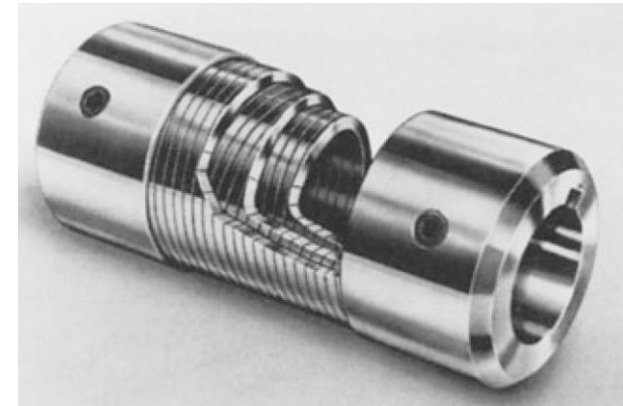
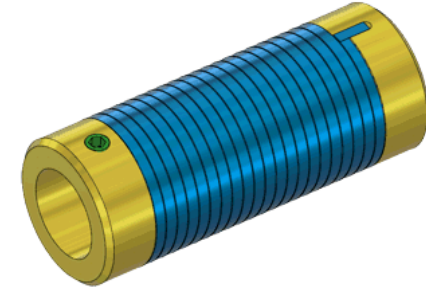
Quelle:  
konstruktionsatlas.de, ludwigmeister.de

## 13.3 Nicht Schaltbare Kupplungen

### 13.3.2.2 Ausgleichskupplung: drehelastisch

#### 4) Federkupplung

- Elastisches Element: Feder
- Gegenläufige Schraubenfedern sind in Naben eingelötet.
- Bei Drehmomentübertragung können sich immer zwei Federlagen aufeinander abstützen  
→ Kupplungen sind für beide Drehrichtungen verwendbar.



Sonderform mit einem aus drei gegenläufigen Schraubenfedern gewundenen Federkörper

Quelle:  
konstruktionsatlas.de, Matek

# Kontrollfragen



1. Welche Aufgaben können Kupplungen übernehmen?
2. In welche 3 Gruppen werden die nicht schaltbaren Kupplungen eingeteilt?
3. Nenne 3 nicht schaltbare Kupplungen
4. Nenne 3 starre (feste) Kupplungen und deren Eigenschaften.
5. Warum ist ein kleines Massenträgheitsmoment bei Kupplungen erwünscht?



## 13.4 Literaturverzeichnis

- Matek, W.: u.a.: Roloff / Matek Maschinenelemente, Vieweg Verlag, Wiesbaden, 2017
- Horst Haberhauer: Maschinenelemente, Springer Vieweg, 2018
- Ludwig Meister: Technische Informationen unter:  
<https://www.ludwigmeister.de/technische-informationen/kupplungen>  
(Abgerufen am 29.03.2018)



Universität Stuttgart

## 14. Getriebe

Diese Vorlesung basiert auf Vorarbeiten von Prof. T. Maier  
Institut für Konstruktionstechnik und Technisches Design  
Forschungs- und Lehrgebiet Technisches Design

# Konstruktion in der Medizingeräte- technik 2

SoSe 2020

**Prof. Dr.  
Peter P. Pott  
und  
Mitarbeiter**

# 14. Getriebe

## Inhalt

### 14.1 Funktion und Einteilung

### 14.2 Zahnradgetriebe

#### 14.2.1 Grundlagen

#### 14.2.2 Bauformen

##### 14.2.2.1 Eigenschaften

#### 14.2.3 Verzahnungsgesetz

#### 14.2.4 Evolventenverzahnung

##### 14.2.4.1 Nomenklatur

##### 14.2.4.2 geometrische Zusammenhänge

##### 14.2.4.3 Herstellung

##### 14.2.4.4 Verzahnungsqualität

##### 14.2.4.5 Qualität und Toleranzen

#### 14.2.5 Kraftverhältnisse

#### 14.2.6 Schadensarten

# 14. Getriebe

## Inhalt

14.2.7 Wirkungsgrad

14.2.8 Gestaltung

14.2.8.1 Laufgeräusche

14.2.8.2 Gehäuse

14.3 Kegelrad- und Hypoidradgetriebe

14.3.1 Kegelradgetriebe

14.3.2 Hypoidradgetriebe

14.4 Schneckengetriebe

14.4.1 Funktionsweise

14.4.2 Bauformen

14.4.3 Selbsthemmung und Wirkungsgrad

# 14. Getriebe

## Inhalt

### 14.5 Umlaufgetriebe

- 14.5.1 Planetengetriebe (Wiederholung)

- 14.5.2 Willis-Gleichung

- 14.5.3 Differentialgetriebe

  - 14.5.3.1 Funktionsweise

  - 14.5.3.2 Drehzahl und Drehmoment

  - 14.5.3.3 Sonderform des Planetengetriebe

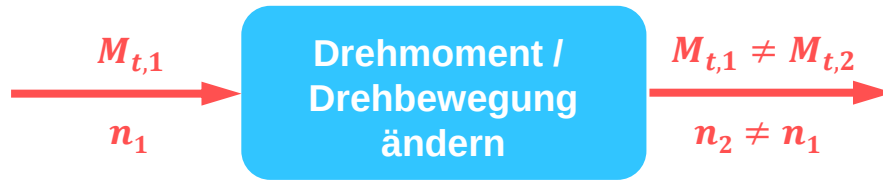
### 14.6 Riemengetriebe

### 14.7 Literaturverzeichnis

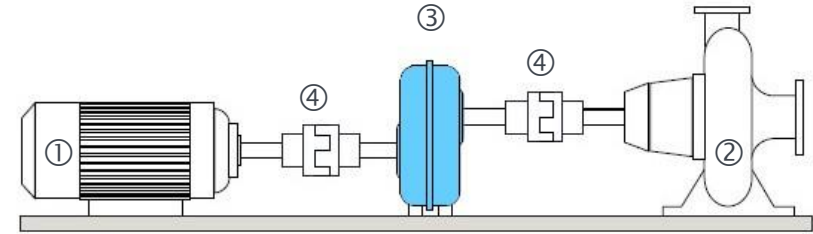
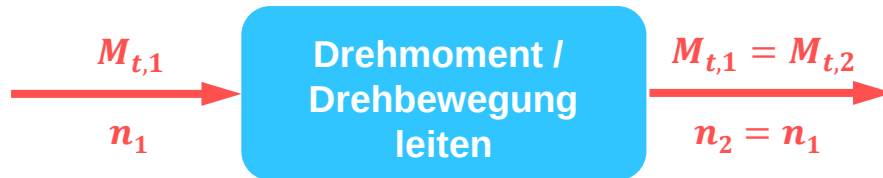
# 14.1 Funktion und Einteilung

## 14.1.1 Funktion

- **Hauptfunktion:**



- **Nebenfunktionen:**

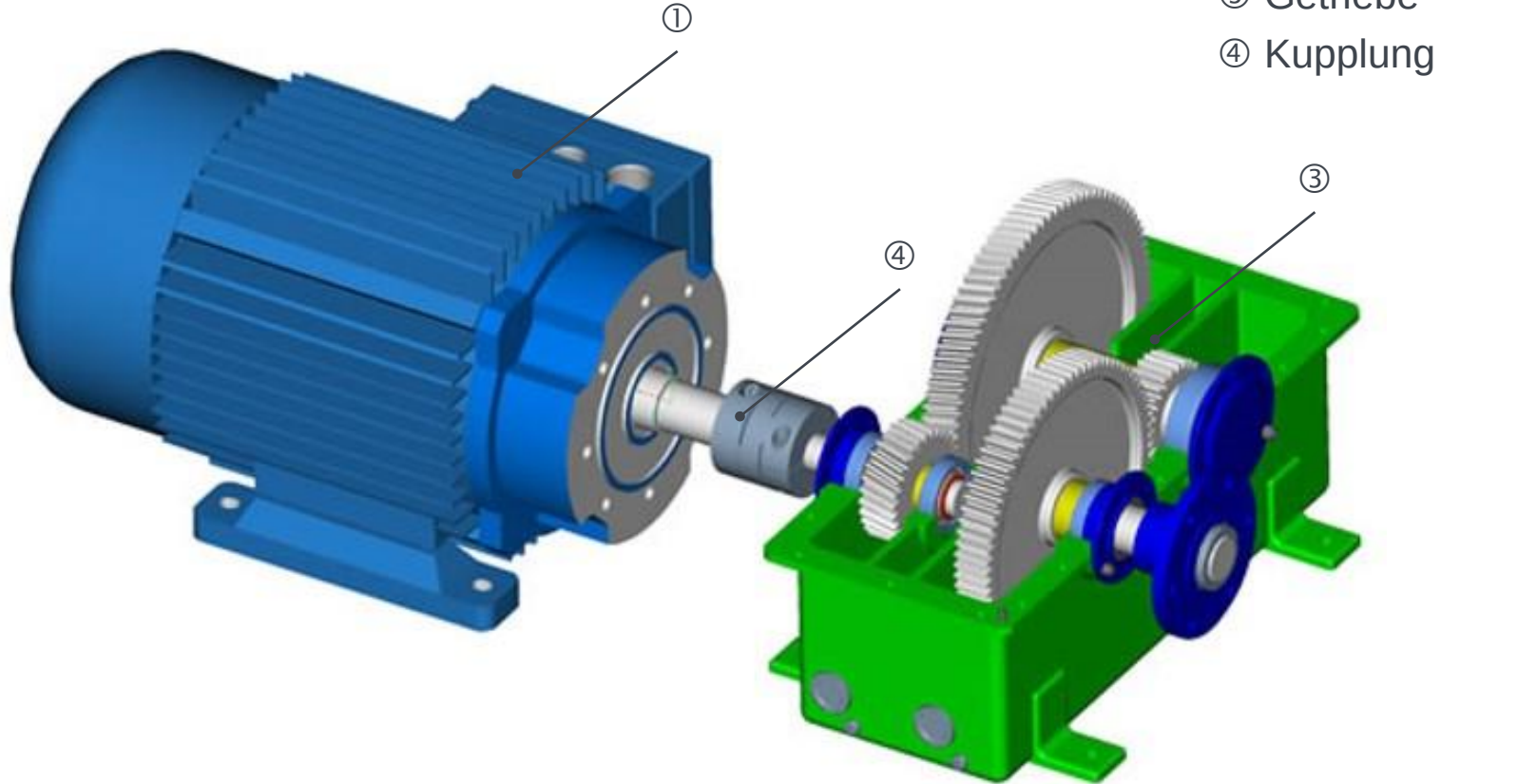


- ① Kraftmaschine
- ② Arbeitsmaschine
- ③ Getriebe
- ④ Kupplung

Quelle:  
ludwigmeister.de

## 14.1 Funktion und Einteilung

### 14.1.1 Funktion



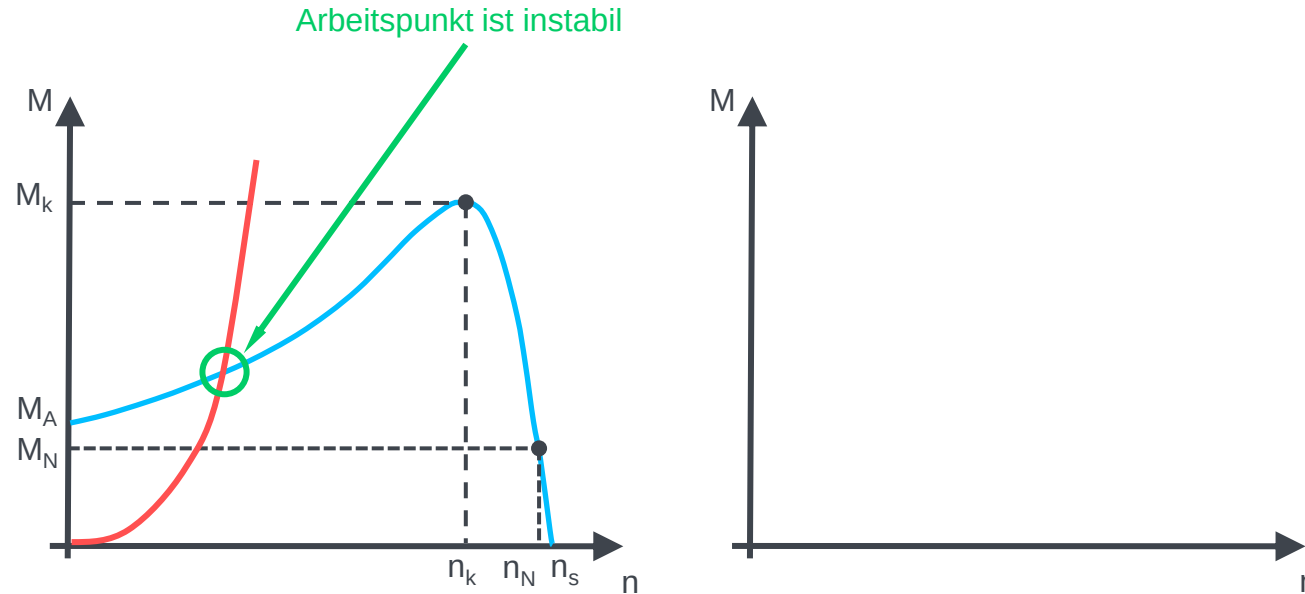
Quelle:  
Uni Linz

# 14.1 Funktion und Einteilung

## 14.1.1 Funktion

Live-Inhalt

- Aufgabe: Asynchronmotor



Kennlinie Kraftmaschine: **blau** (Asynchronmotor)

Kennlinie Arbeitsmaschine: **rot**

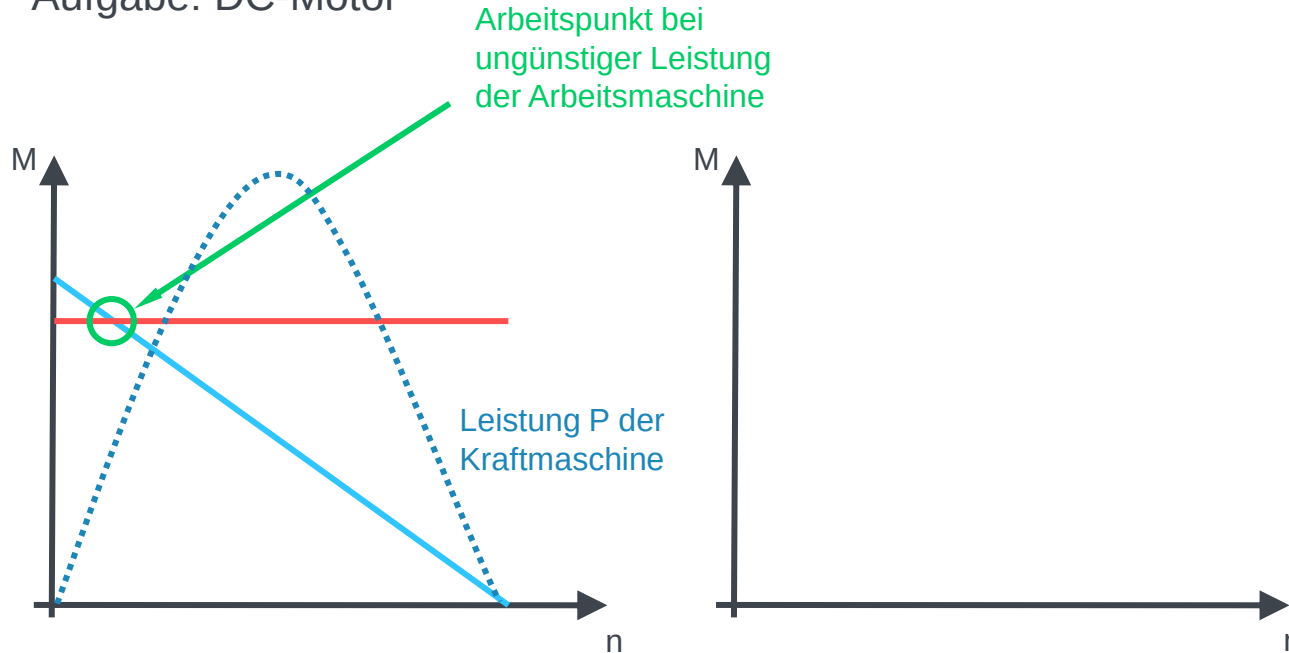


# 14.1 Funktion und Einteilung

## 14.1.1 Funktion

Live-Inhalt

- Aufgabe: DC-Motor

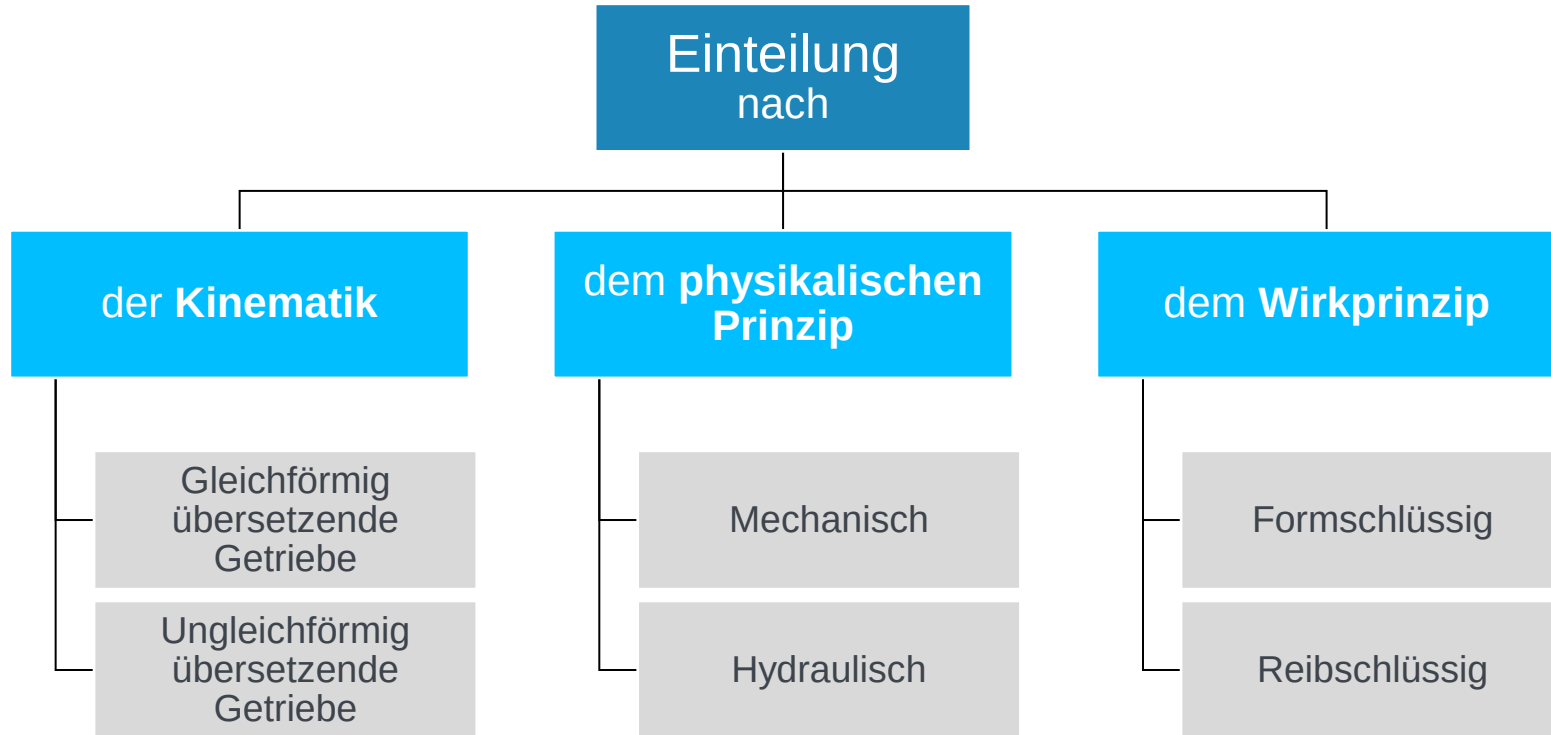


Kennlinie Kraftmaschine: **blau** (DC-Motor)

Kennlinie Arbeitsmaschine: **rot** (Kran)

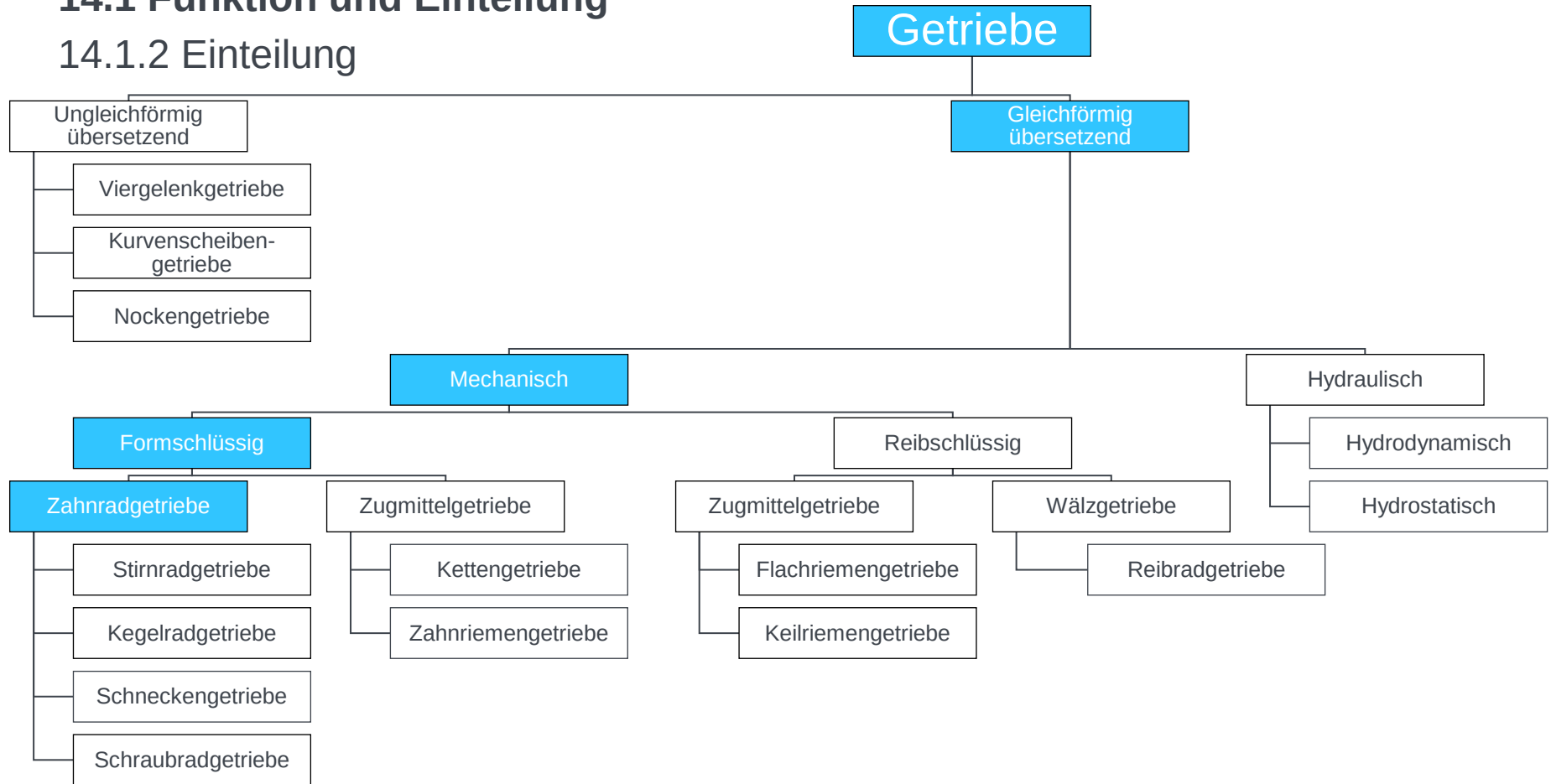
# 14.1 Funktion und Einteilung

## 14.1.2 Einteilung



# 14.1 Funktion und Einteilung

## 14.1.2 Einteilung



# 14.1 Funktion und Einteilung

## 14.1.2 Einteilung

### Zahnradgetriebe

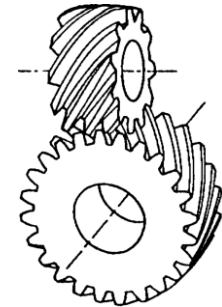
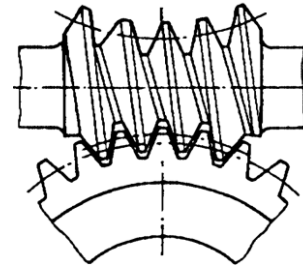
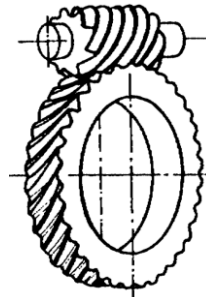
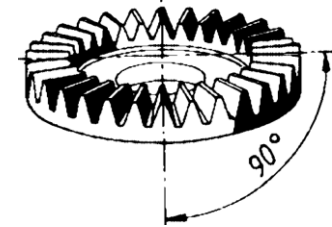
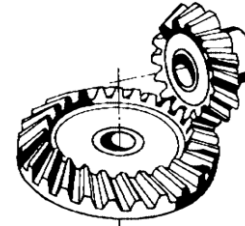
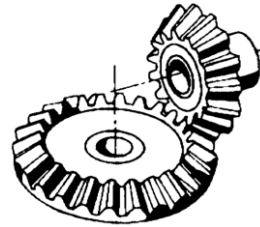
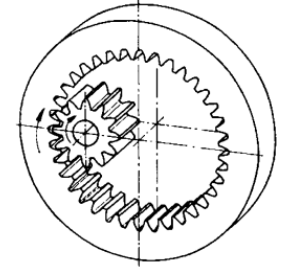
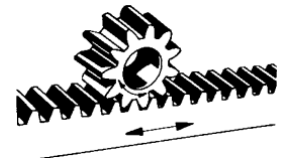
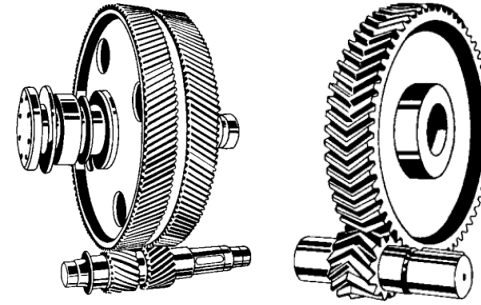
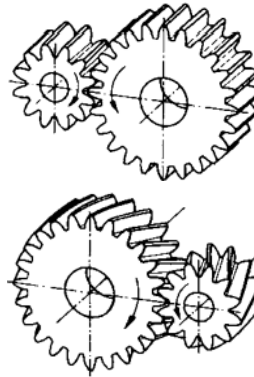
Stirnradgetriebe

Kegelradgetriebe

Schneckengetriebe

Schraubradgetriebe

Wiederholung



Quelle:  
Matek

## 14.2 Zahnradgetriebe

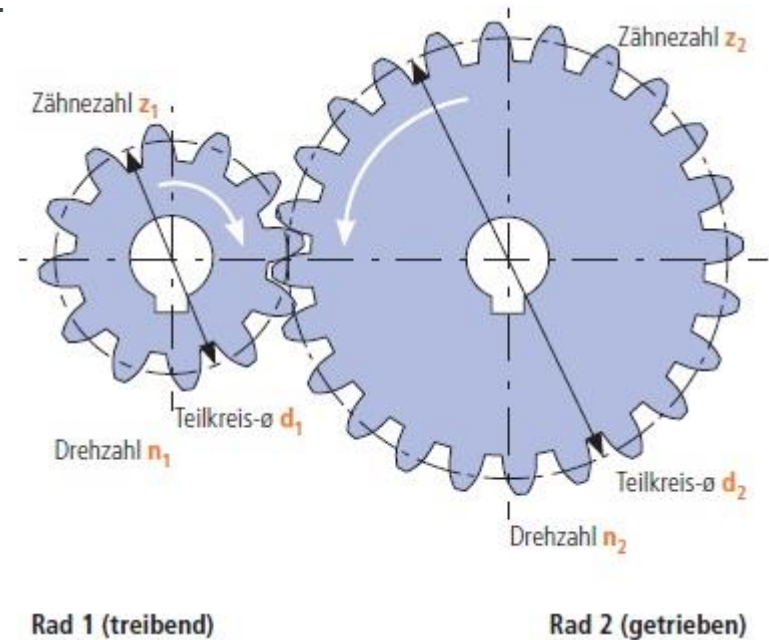
### 14.2.1 Grundlagen

#### (1) Übersetzung $i$

Das Übersetzungsverhältnis ergibt sich aus:

$$i = \frac{d_{ab}}{d_{an}}$$

- $d_{ab}$  = Durchmesser des Abtrieb-Rads
- $d_{an}$  = Durchmesser des Antrieb-Rads



Quelle: Ludwig Meister

## 14.2 Zahnradgetriebe

### 14.2.1 Grundlagen

Außerdem gilt für i:

$$i = \frac{\omega_{an}}{\omega_{ab}} = \frac{n_{an}}{n_{ab}}$$

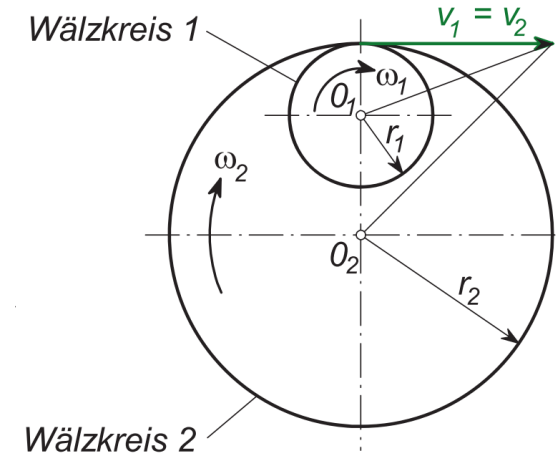
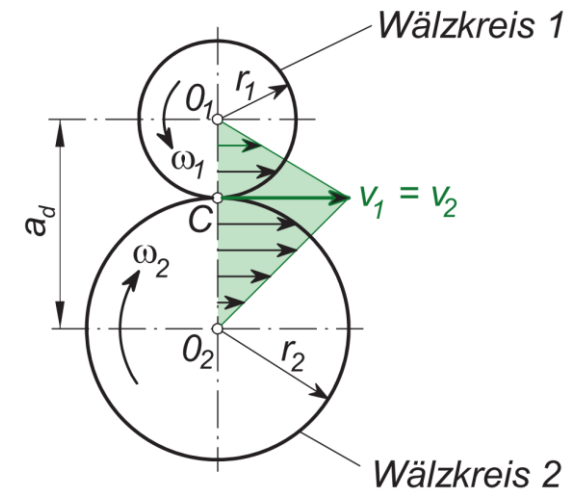
Mit  $v = r \cdot \omega = r \cdot 2 \cdot \pi \cdot n$  gilt ohne Drehzahlverluste:

$$\begin{aligned} v_1 &= v_2 \\ r_1 \cdot 2 \cdot \pi \cdot n_1 &= r_2 \cdot 2 \cdot \pi \cdot n_2 \\ i &= \frac{n_{an}}{n_{ab}} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = -\frac{d_2}{d_1} = \frac{z_2}{z_1} \end{aligned}$$

Es gilt außerdem:

$|i| > 1$ : Übersetzung ins „Langsame“

$|i| < 1$ : Übersetzung ins „Schnelle“



Quelle:  
Springer

## 14.2 Zahnradgetriebe

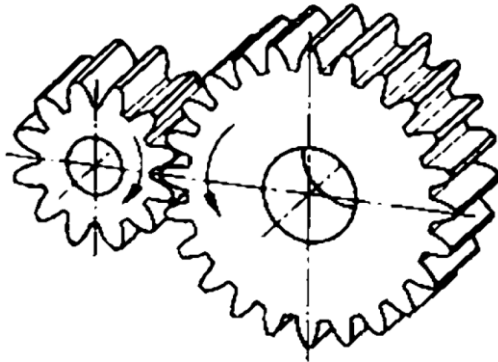
### 14.2.1 Grundlagen

Angabe der Zähnezahl  $z$ :

$z > 0$  für außenverzahnte Zahnräder z.B. Stirn-, Kegel-, Schneckenräder

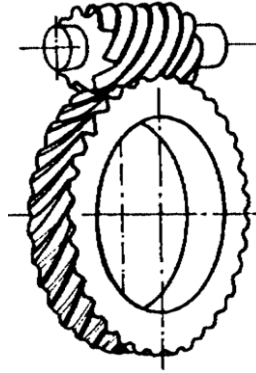
$z < 0$  für innenverzahnte Zahnräder z.B. Hohlräder

Mit  $i = \frac{z_2}{z_1}$  ergibt sich dann für folgende Zahnradpaarungen:

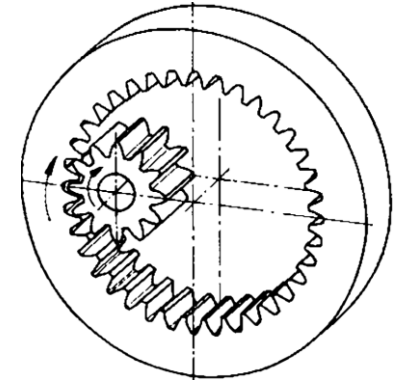


$$i > 0$$

entgegengesetzter Drehsinn



$$i > 0$$



$$i < 0$$

gleicher Drehsinn

Quelle:  
Matek

## 14.2 Zahnradgetriebe

### 14.2.1 Grundlagen

#### (2) Leistung $P$

- i. Ohne Verluste:  $P = M_{an} \cdot \omega_{an} = M_{ab} \cdot \omega_{ab}$
- ii. Mit Verlusten:  $P_{an} = M_{an} \cdot \omega_{an} \neq P_{ab} = M_{ab} \cdot \omega_{ab}$

#### (3) Wirkungsgrad $\eta$ : $\eta = \frac{P_{ab}}{P_{an}}$

Gesamtwirkungsgrad ergibt sich als Produkt aus

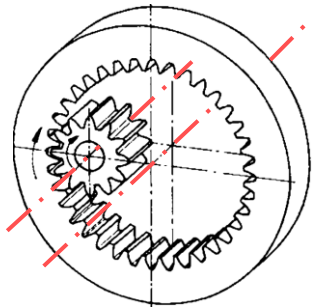
Einzelwirkungsgraden  $\eta = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \cdot \dots$



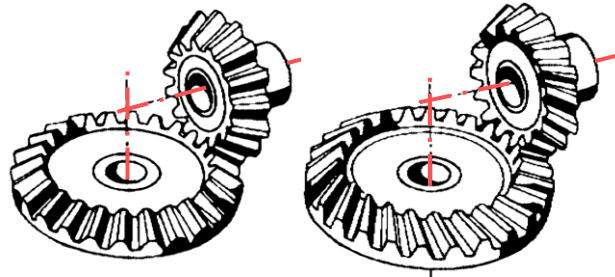
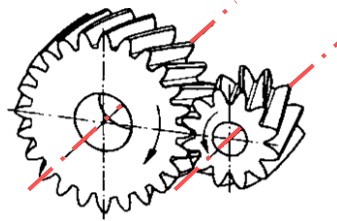
# 14.2 Zahnradgetriebe

## 14.2.2 Bauformen

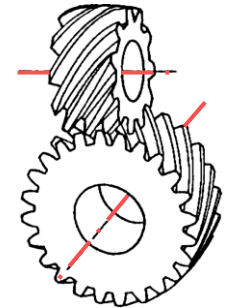
- Formschlüssige Leistungsübertragung
- Formschluss- und Übertragungselemente: Zähne.  
Ihre Form ist so zu wählen, dass unabhängig von der Belastung gilt:  $i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \text{konst.}$
- Bauformen in Abhängigkeit
  - der relativen Lage der Wellen zueinander
  - der Lage bzw. der Gestaltung der Verzahnung



parallele Achsen



schneidende Achsen



kreuzende Achsen

Quelle:  
Matek

## 14.2 Zahnradgetriebe

### Wiederholung

### 14.2.2.1 Bauformen - Eigenschaften

#### 1) Stirnräder

- Geradverzahnung:



Einfach herstellbar



Flanken greifen auf voller Breite gleichzeitig ineinander:  
Geräuschentwicklung

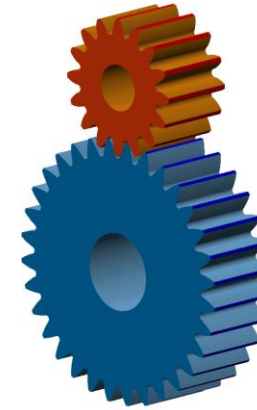
- Schrägverzahnung:



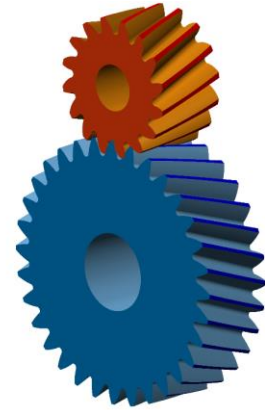
Geräuschentwicklung reduziert, Übertragung von  
höherem Drehmoment



höherer Lagerverschleiß wegen Axialkräften



Geradverzahnung



Schrägverzahnung

Quelle: ahoefer.de

## 14.2 Zahnradgetriebe

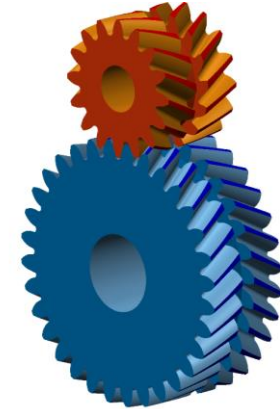
### 14.2.2.1 Bauformen - Eigenschaften

#### 2) Stirnräder

- Pfeilverzahnung und Doppelschrägverzahnung
  - 👍 Hohe Beanspruchbarkeit, geringe Geräuscentwicklung, geringer Verschleiß
  - 🚫 Aufwendige Fertigung



Pfeilverzahnung



Doppelschräg-  
verzahnung

Wiederholung

Quelle: ahoefer.de

## 14.2 Zahnradgetriebe

### 14.2.2.1 Bauformen - Eigenschaften

#### 3) Hohlräder

- Außenverzahnungsarten sind als Hohlräder realisierbar

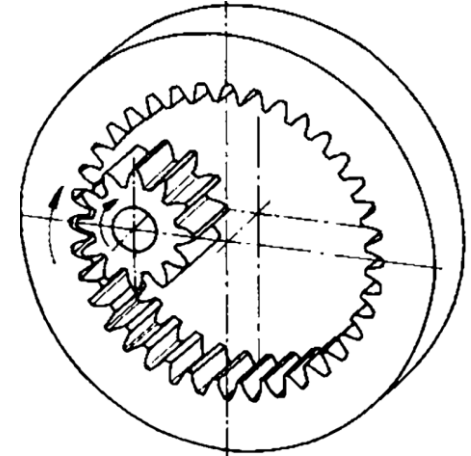


bauen kleiner als Außenverzahnungen  
fliegend gelagertes Ritzel möglich



teurer als Außenverzahnung  
eingeschränkte Herstellmöglichkeiten

- hauptsächlich für Planetengetriebe



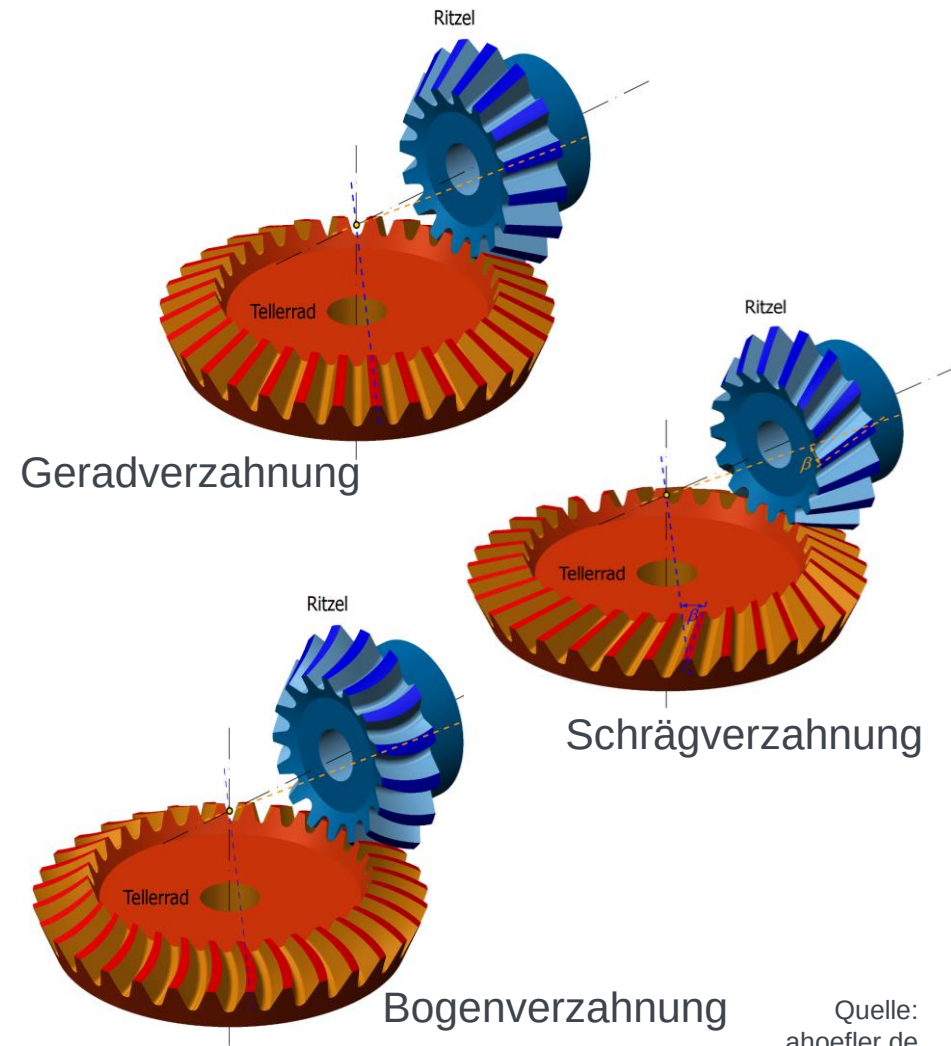
Quelle:  
Matek

## 14.2 Zahnradgetriebe

### 14.2.2.1 Bauformen - Eigenschaften

#### 3) Kegelräder

- Funktionsfläche: Wälzkegel
- schneidende Achsen realisierbar
- Linienförmige Zahnflanken
- Größeres Kegelrad: Tellerrad
- Kleineres Kegelrad: Ritzel



Quelle:  
ahoefer.de

## 14.2 Zahnradgetriebe

### 14.2.2.1 Bauformen - Eigenschaften

#### 4) Schraubgetriebe

##### a. Schraubradgetriebe



große Achsversetzung möglich



nur für kleine Kräfte



schlechter Wirkungsgrad

##### b. Schneckengetriebe



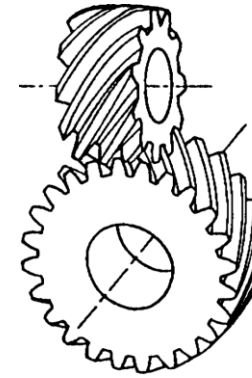
große Übersetzungen



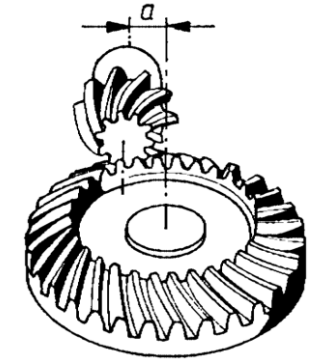
Selbsthemmung bei Umkehr des Kraftflusses möglich



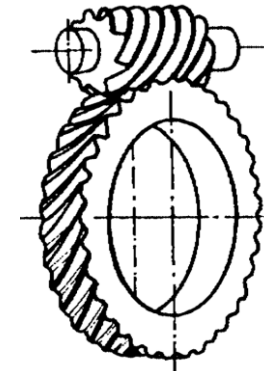
schlechter Wirkungsgrad



Stirnschraubrad



Kegelradschraubgetriebe  
(Hypoidradpaar)



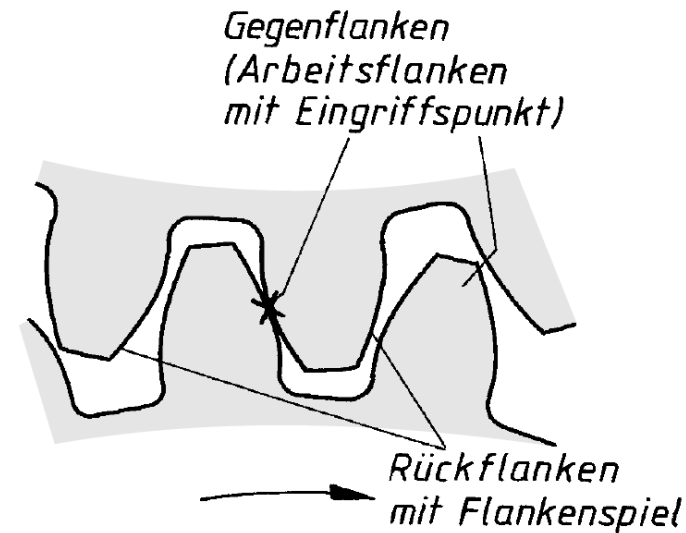
Zylinderschnecken-  
Getrieberad

Quelle:  
Matek

## 14.2 Zahnradgetriebe

### 14.2.3 Verzahnungsgesetz

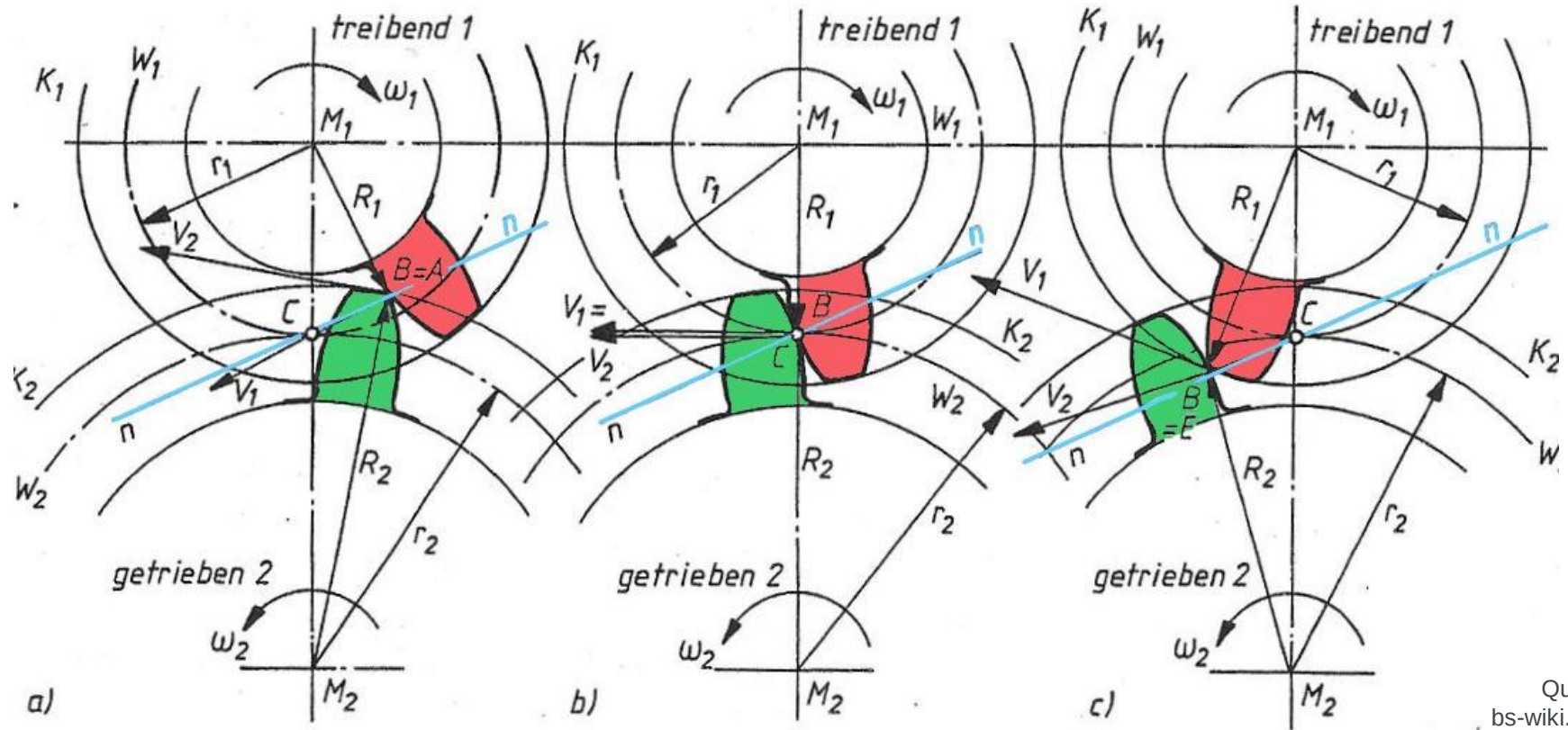
- Zahnräder dienen der formschlüssigen Kraftübertragung
- Jeder Zahn besitzt eine Arbeits- und eine Rückflanke (je nach Drehrichtung)
- Die Zähne zweier Zahnräder greifen bei der Drehbewegung ineinander wobei sich die Arbeitsflanken berühren → Kraftübertragung



Quelle: Matek

## 14.2 Zahnradgetriebe

### 14.2.3 Verzahnungsgesetz

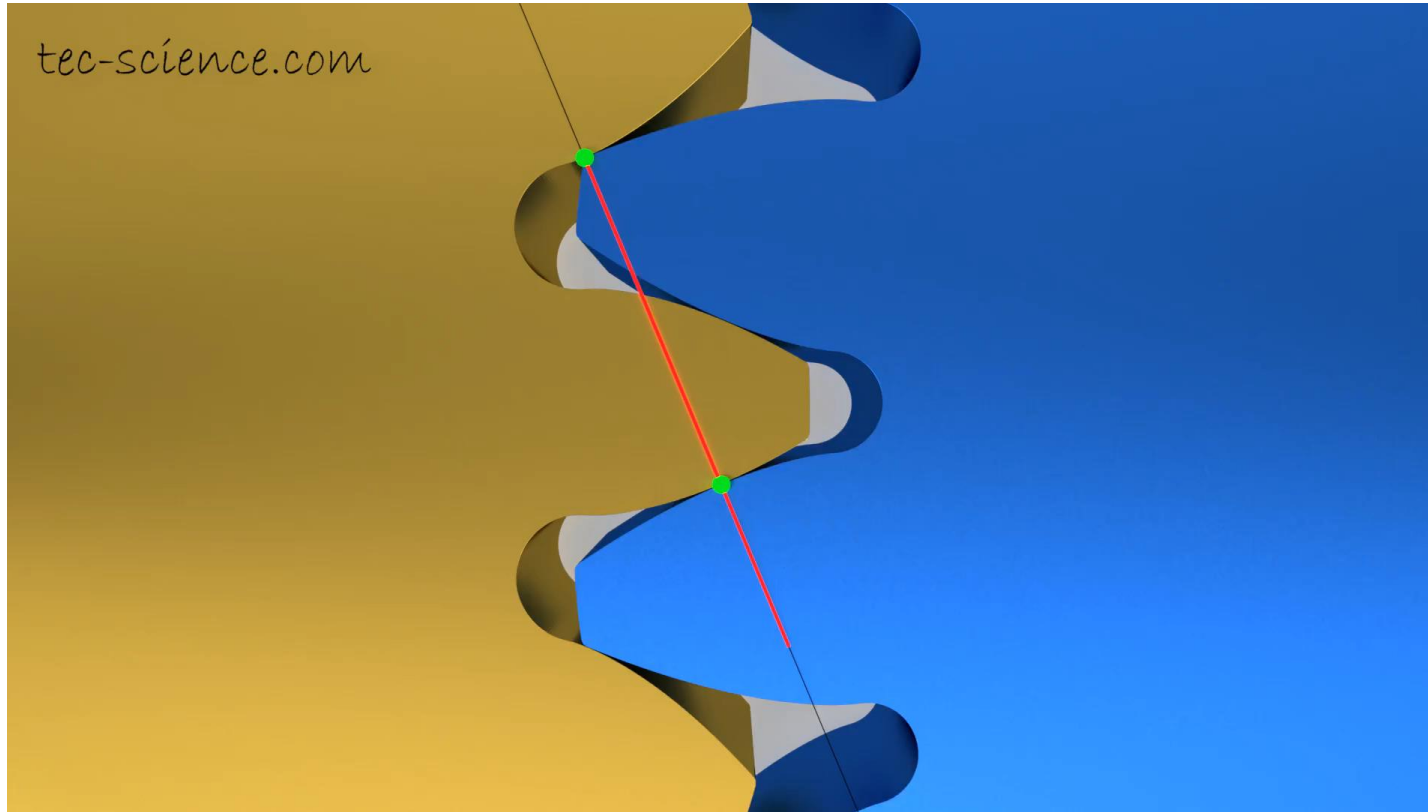


Quelle:  
bs-wiki.com



## 14.2 Zahnradgetriebe

### 14.2.3 Verzahnungsgesetz



## 14.2 Zahnradgetriebe

### 14.2.3 Verzahnungsgesetz

- Voraussetzung: konstant bleibende Übersetzung  $i = \frac{\omega_1}{\omega_2}$ .

- $\omega = \frac{v}{r} \rightarrow i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{v_1}{r_1} \cdot \frac{r_2}{v_2}$

→ da  $i$ =konstant muss  $\frac{r_2}{v_2}$  im gleichen Maß kleiner werden wie  $\frac{v_1}{r_1}$  größer wird.

Im Wälzpunkt C gilt:  $v_1 = v_2 \rightarrow i = \frac{r_2}{r_1}$

- Verzahnungsgesetz:

Die Zahnnormale eines Eingriffspunktes muss stets durch den Wälzpunkt C gehen.

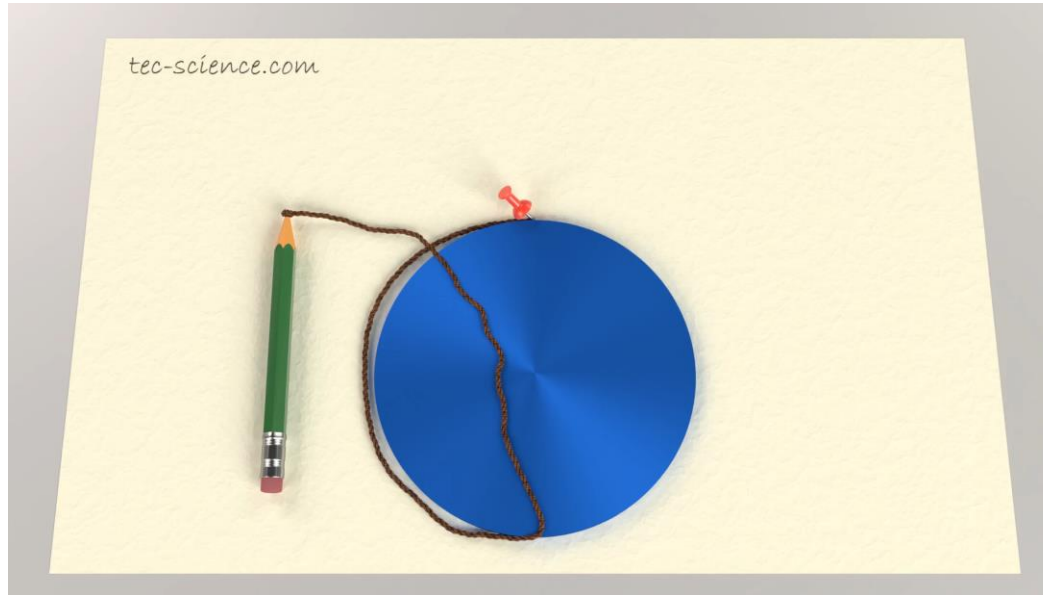
- Merke:

Mit Hilfe des Verzahnungsgesetzes kann zu jeder beliebigen Zahnflanke eine Gegenflanke bestimmt werden.

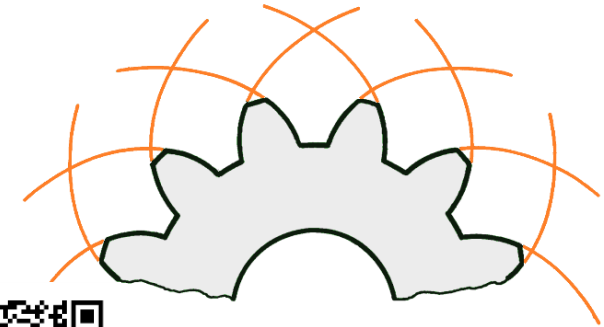
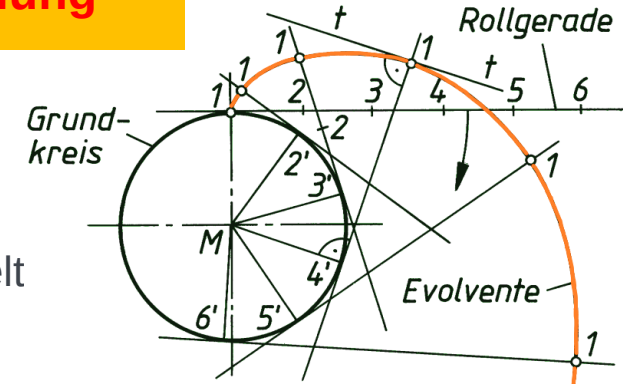
## 14.2 Zahnradgetriebe

### 14.2.4 Evolventenverzahnung

- Definition: Evolvente
- Wird ein Faden von einem (Grundkreis-)Zylinder abgewickelt so beschreibt sein Ende eine Kreisevolvente



## Wiederholung

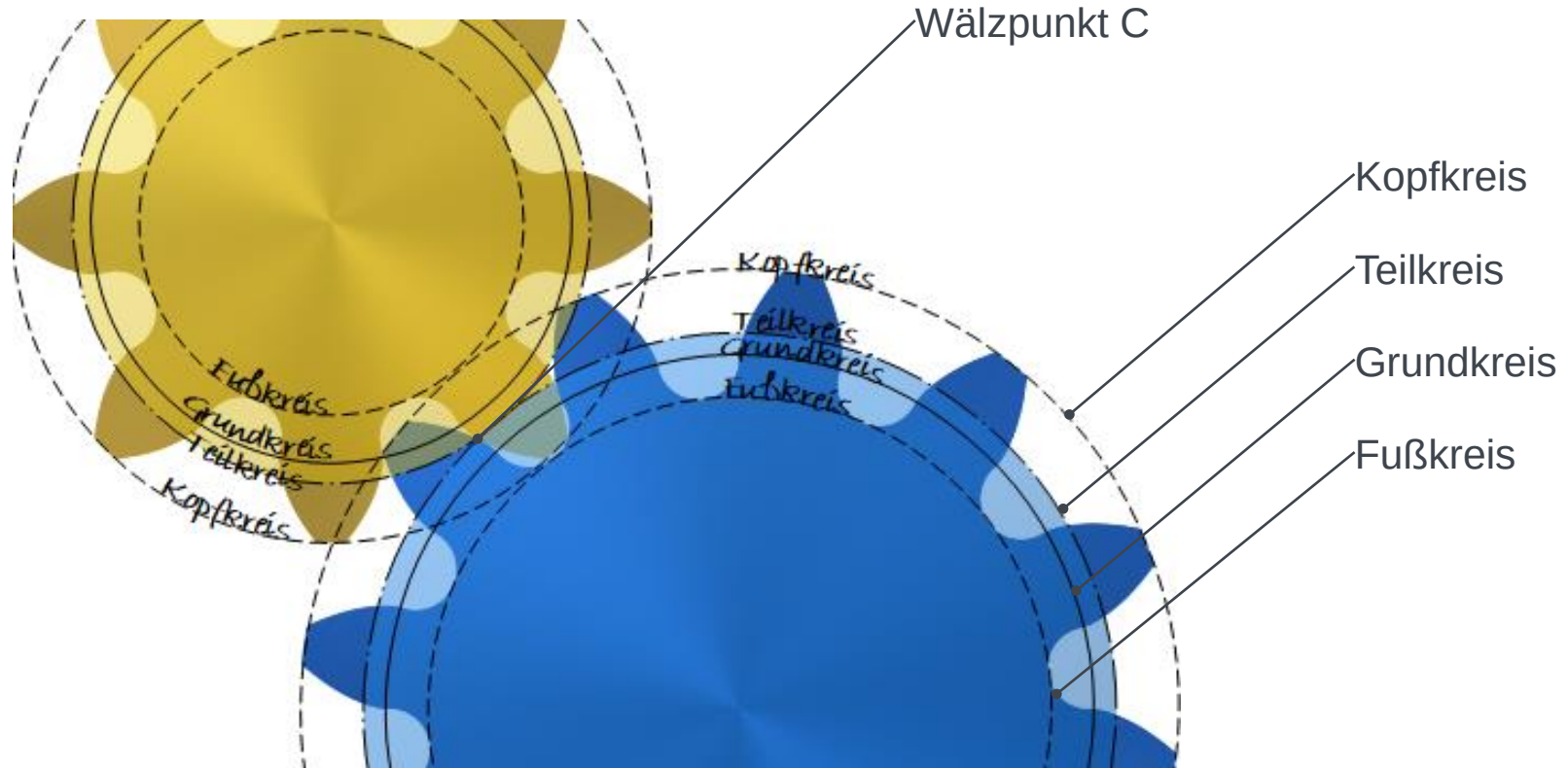


Evolventen am Stirnrad

Quelle:  
tec-science.com, Matek

## 14.2 Zahnradgetriebe

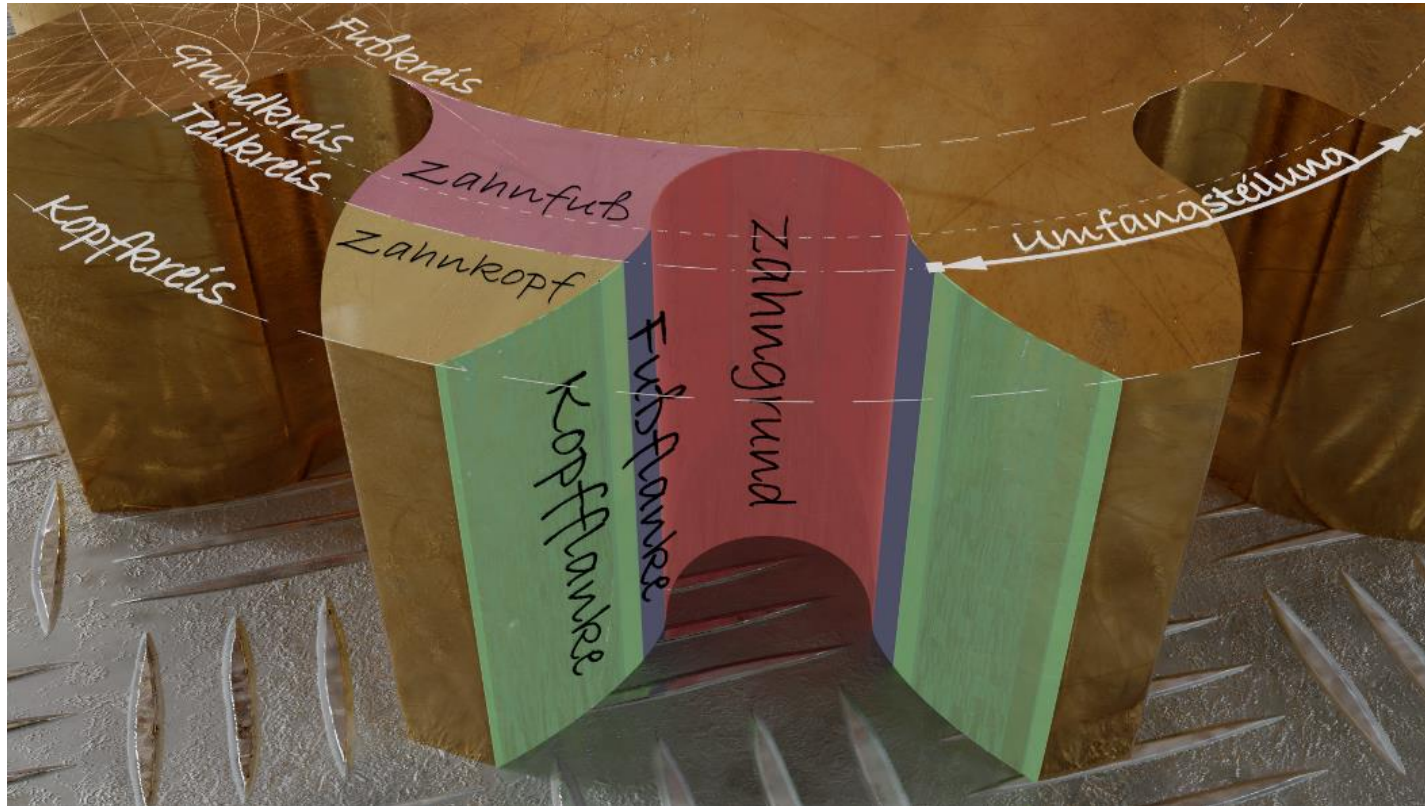
### 14.2.4.1 Nomenklatur



Quelle:  
tec-science.com

## 14.2 Zahnradgetriebe

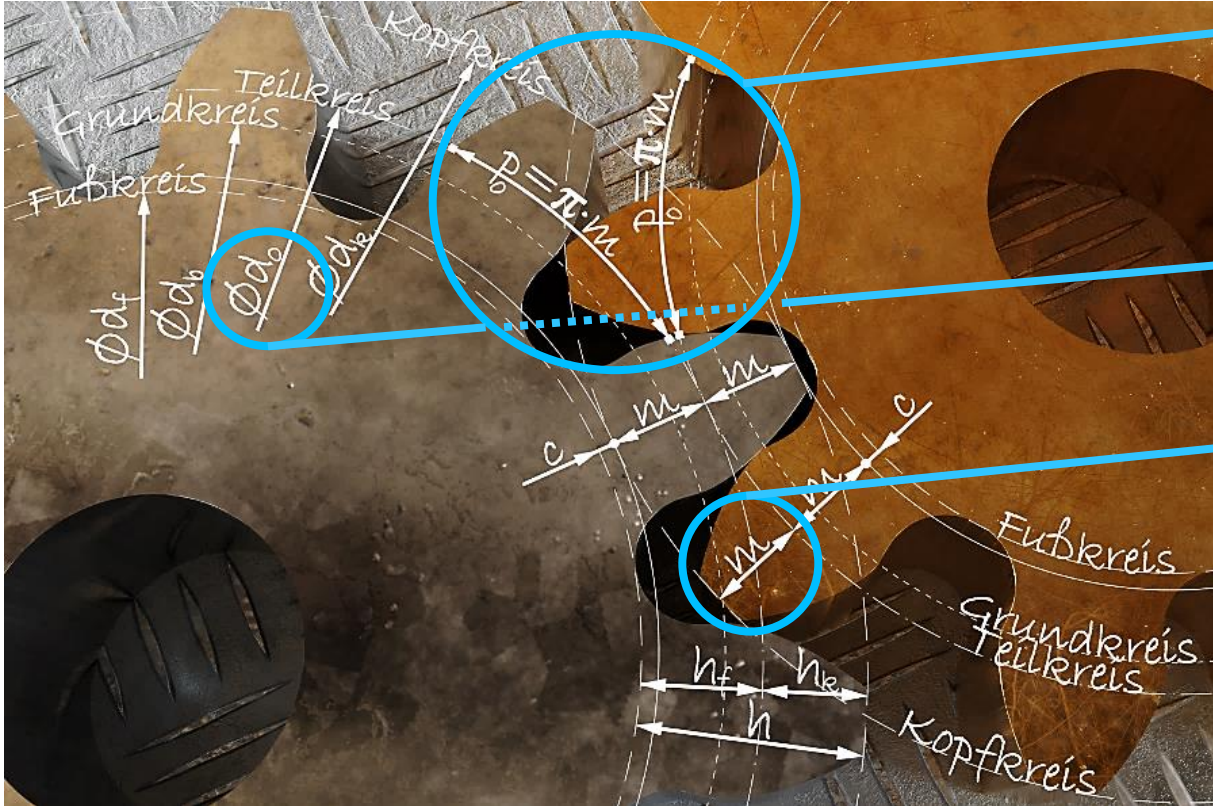
### 14.2.4.1 Nomenklatur



Quelle:  
tec-science.com



#### 14.2.4.2 Evolventenverzahnung: Geometrische Zusammenhänge

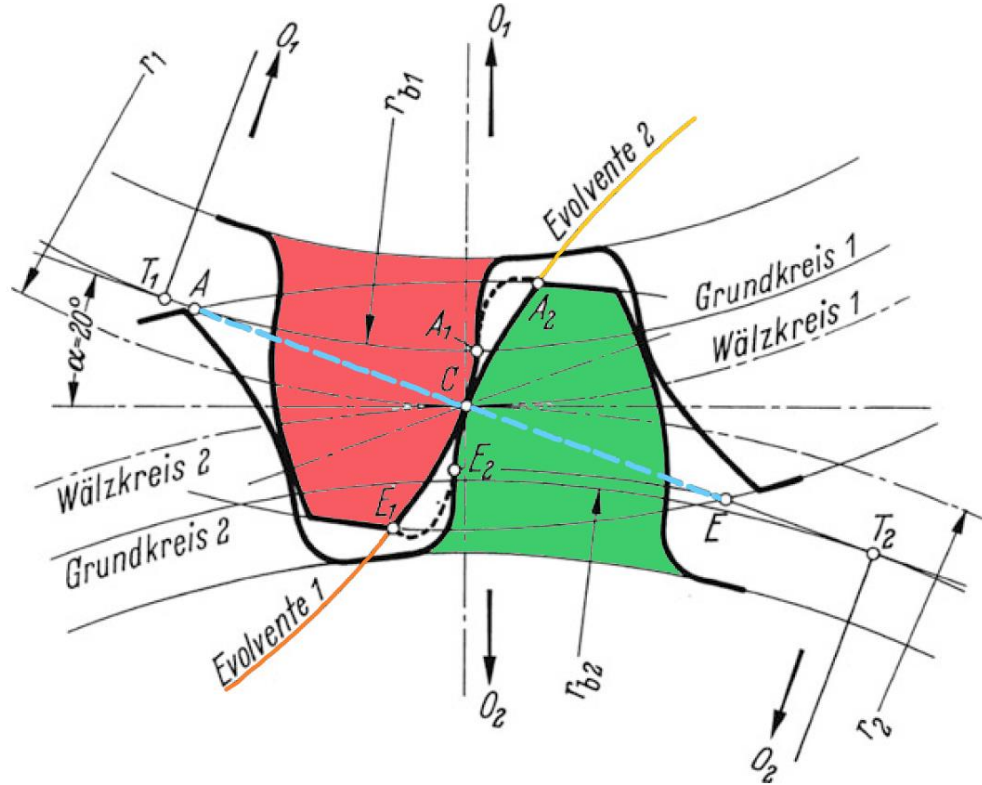


- Teilung p: Kreisbogenlänge zwischen zwei aufeinanderfolgenden Rechts- oder Linksflanken.
- Teilkreis  $d_0$ : der Zahn wird vom Teilkreisdurchmesser sozusagen auf halber Höhe „geteilt“.
- Modul m: Ein Maß für die Zahngröße eines Zahnrades.

Quelle:  
tec-science.com

## 14.2 Zahnradgetriebe

### 14.2.4.2 Evolventenverzahnung: Geometrische Zusammenhänge



- Eingriffslinie
  - Berührungspunkte B wandern von A über C zu E.  
AE: Eingriffsgerade unter Winkel  $\alpha$
- $\cos \alpha = \frac{r_b}{r} = \frac{\text{Grundkreis}}{\text{Wälzkreis}}$
- Nullverzahnung:  $\alpha = 20^\circ$   
(links im Bild)

Quelle:  
Springer

## 14.2 Zahnradgetriebe

### 14.2.4.2 Evolventenverzahnung: Geometrische Zusammenhänge

- Ausgehend von Zähnezahl  $z$  und Modul  $m$  gilt:

Teilung

$$p = \pi \cdot m$$

Teilkreisdurchmesser

$$d = z \cdot \frac{p}{\pi} = z \cdot m$$

Zahnhöhe

$$h = h_a + h_f$$

Kopfhöhe → Kopfflanke  
(außerhalb  $d$ )

$$h_a = m$$

Fußhöhe → Fußflanke  
(innerhalb  $d$ , mit Kopfspeil  $c$ )

$$h_f = m + c$$

Kopfkreisdurchmesser

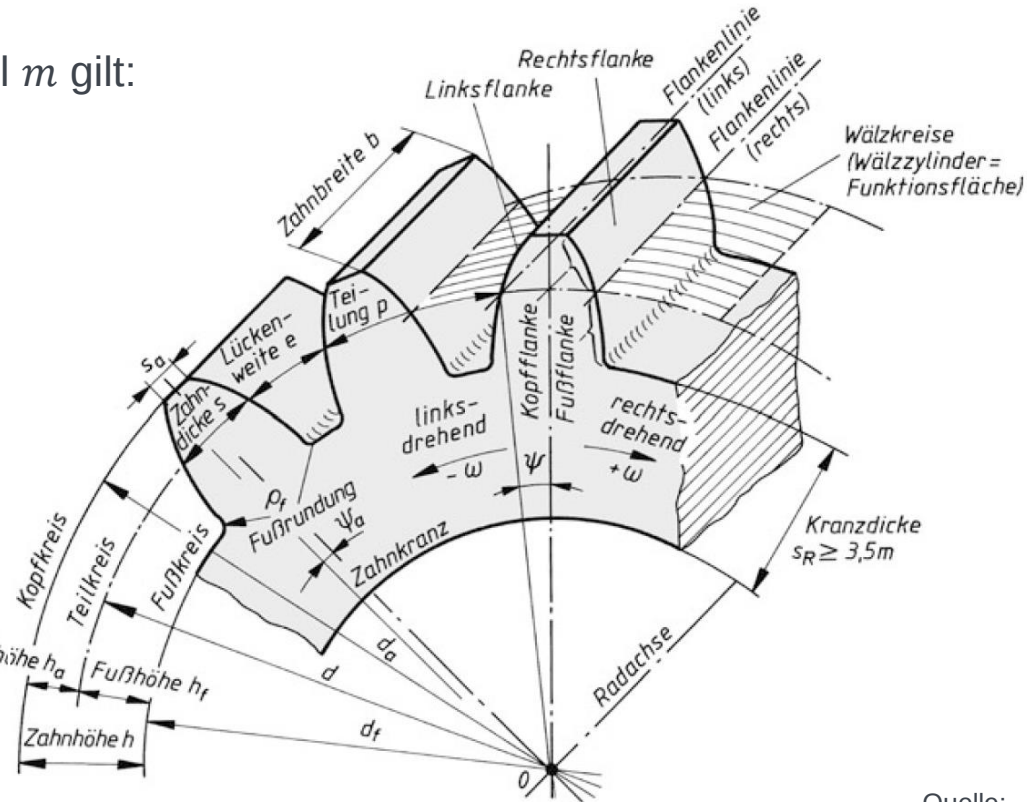
$$d_a = d + 2 \cdot h_a$$

Fußkreisdurchmesser

$$d_f = d - 2 \cdot h_f$$

Zahndicke  $s$  und  
Zahnlücke  $e$  am Teilkreis

$$p = s + e$$



Quelle:  
Matek



## 14.2 Zahnradgetriebe

### 14.2.4.2 Evolventenverzahnung: Geometrische Zusammenhänge

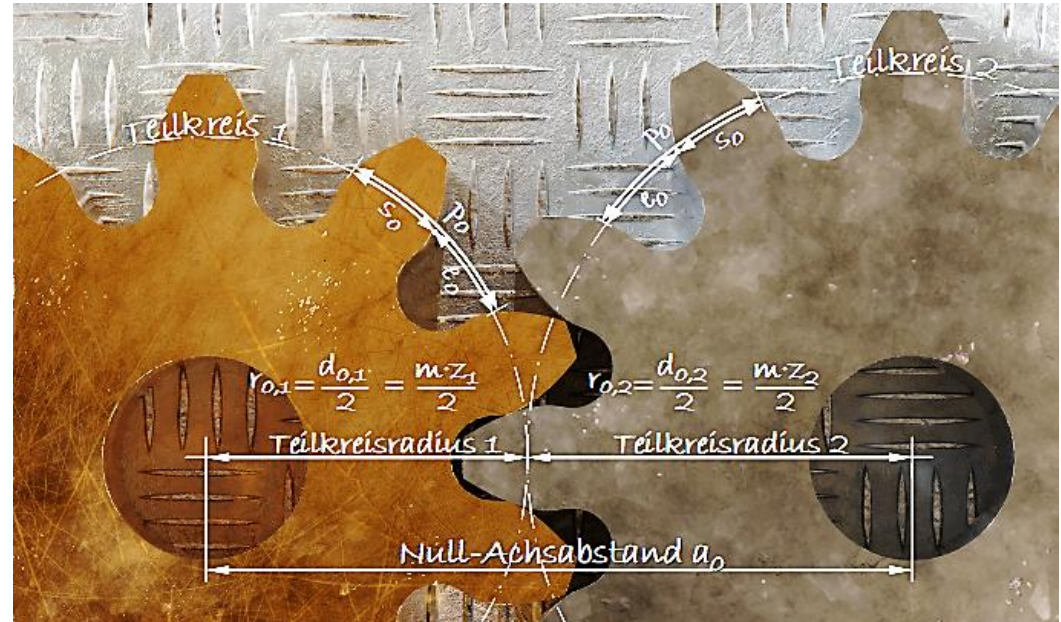
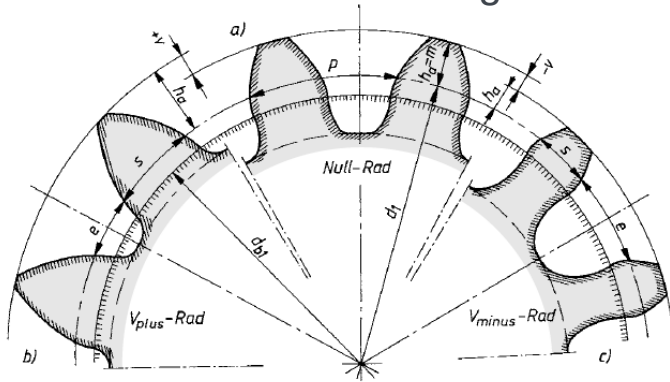
- Achsabstand:

$$a = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{m}{2} (z_1 + z_2)$$

- Profilverschiebung  $V$

$$V = x \cdot m$$

Profilverschiebungsfaktor  $x$



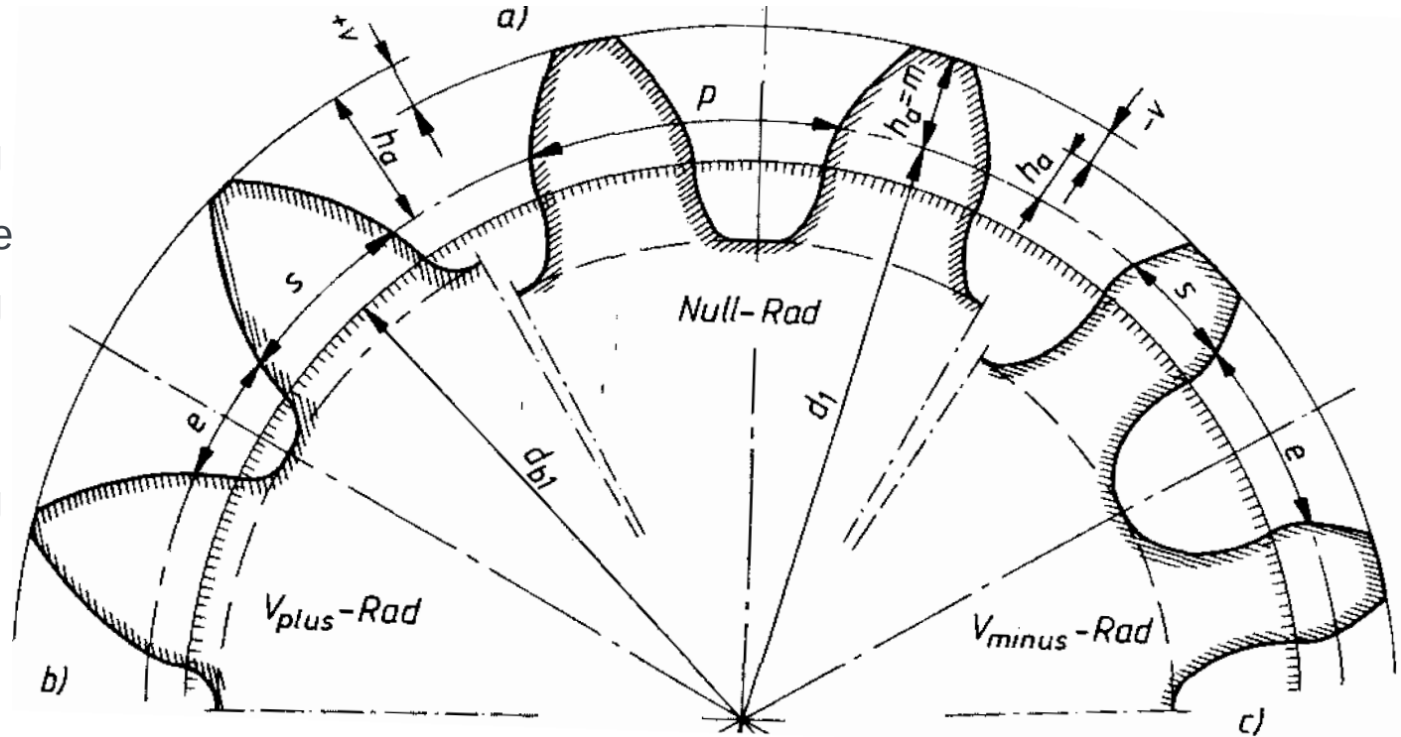
Quelle:  
tec-science.com



## 14.2 Zahnradgetriebe

### 14.2.4.2 Evolventenverzahnung: Geometrische Zusammenhänge

- a. Nullrad: Keine  
Profilverschiebung
- b.  $V_{\text{plus}}$ -Rad: positive  
Profilverschiebung
- c.  $V_{\text{minus}}$ -Rad: negative  
Profilverschiebung



Quelle:  
hs-münchen

## 14.2 Zahnradgetriebe

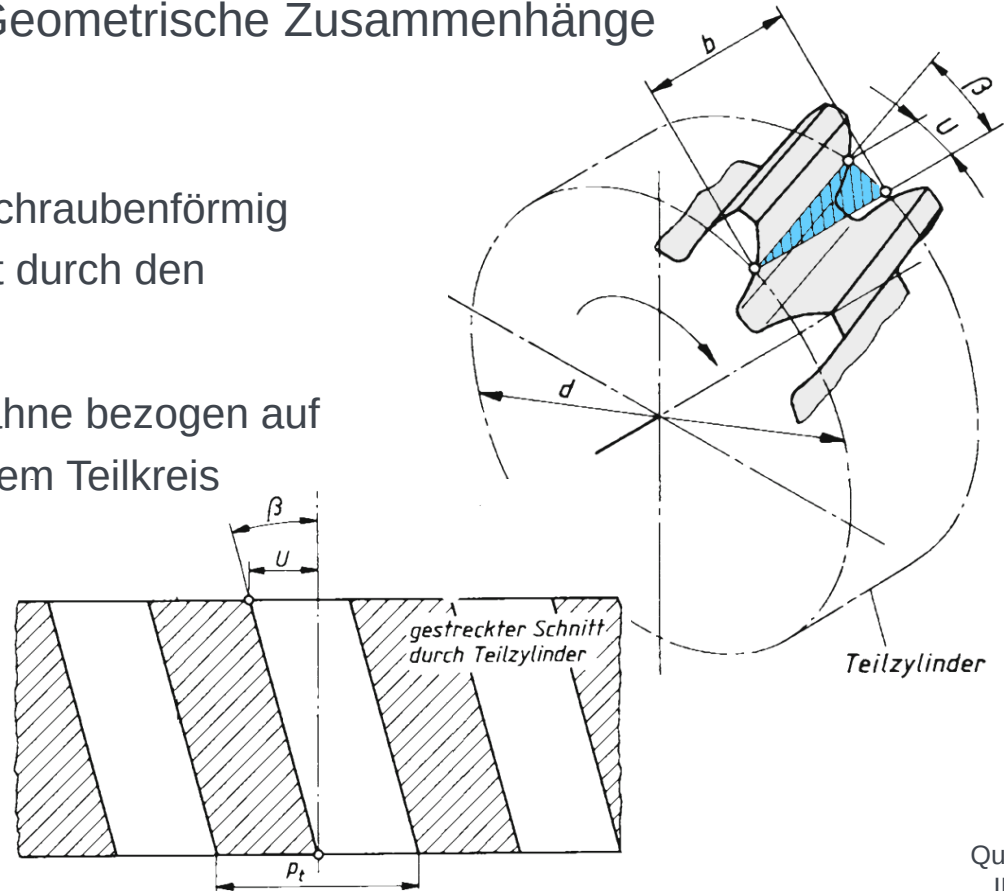
### 14.2.4.2 Evolventenverzahnung: Geometrische Zusammenhänge

- Schrägverzahnung

Die Zähne sind auf dem Radzylinder schraubenförmig gewunden. Der Flankenlinienverlauf ist durch den Schrägungswinkel  $\beta$  bestimmt.

Das Maß für die Schrägstellung der Zähne bezogen auf die Radbreite  $b$  ist der als Bogen auf dem Teilkreis gemessene Sprung  $U$ .

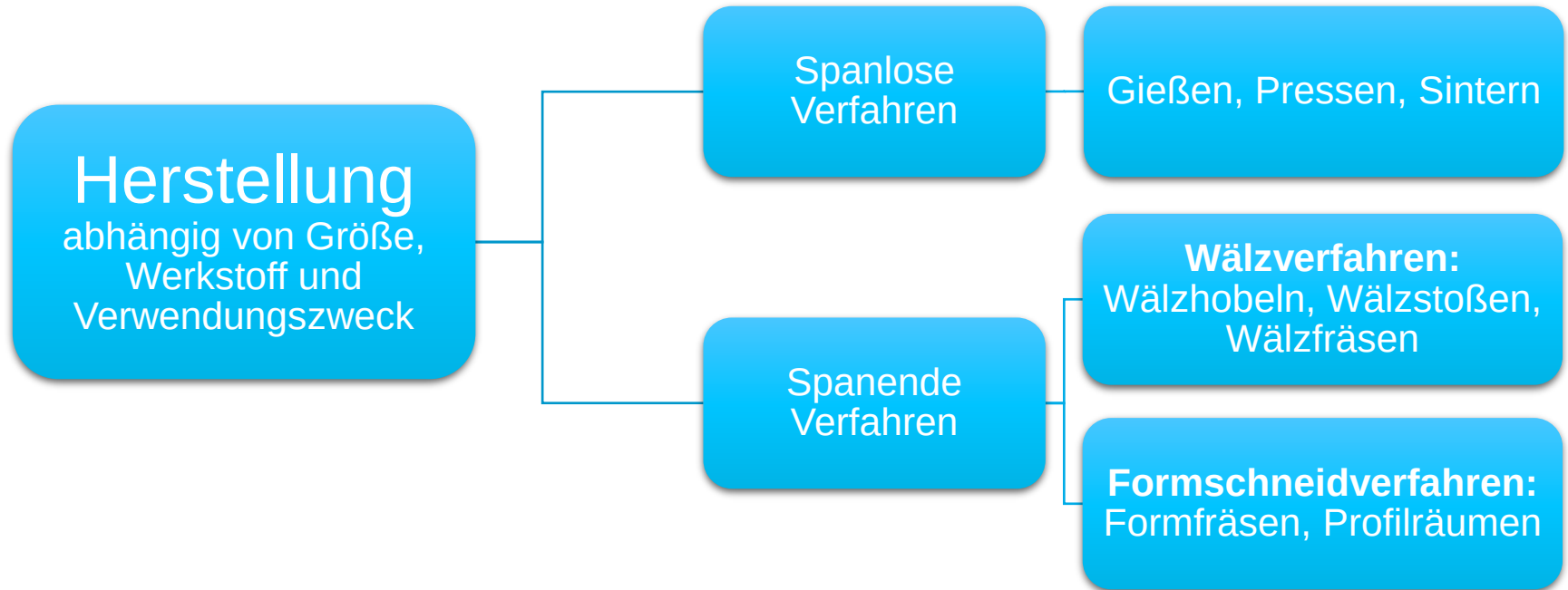
$$U = b \cdot \tan \beta$$



Quelle:  
IKTD

## 14.2 Zahnradgetriebe

### 14.2.4.3 Herstellverfahren



## 14.2 Zahnradgetriebe

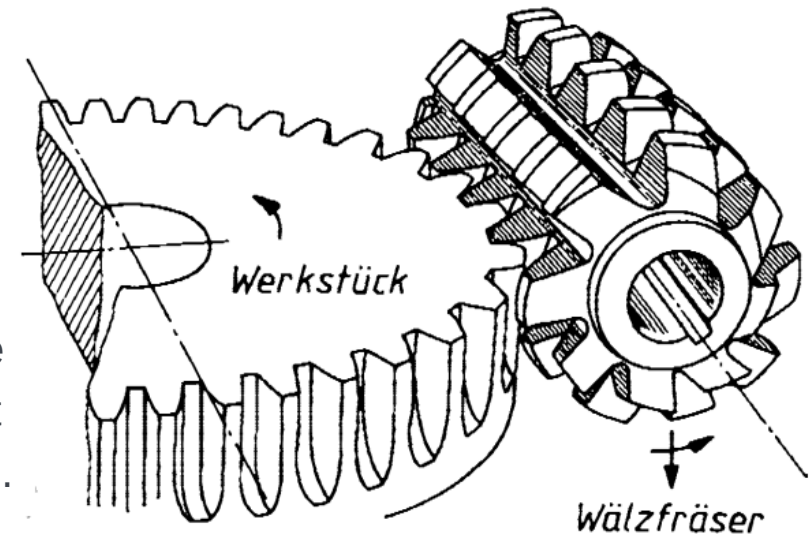
### 14.2.4.3.1 Herstellverfahren - Wälzverfahren

Werkzeuge und Werkstück wälzen so miteinander wie zwei ihnen entsprechende fertigverzahnte Räder in einem Getriebe. Das Werkzeug erzeugt dadurch im Werkstück die Zahnflächen.

#### (1) Wälzfräsen

Wälzfräser mit geradflankigen Schneiden, die sich analog zu einem Gewinde spiralförmig um das Fräswerkzeug winden.

Während sich das Zahnrad dreht, fräsen sich die Zähne des ebenfalls rotierenden Wälzfräses mit der Zeit immer weiter nach innen in das Zahnrad.

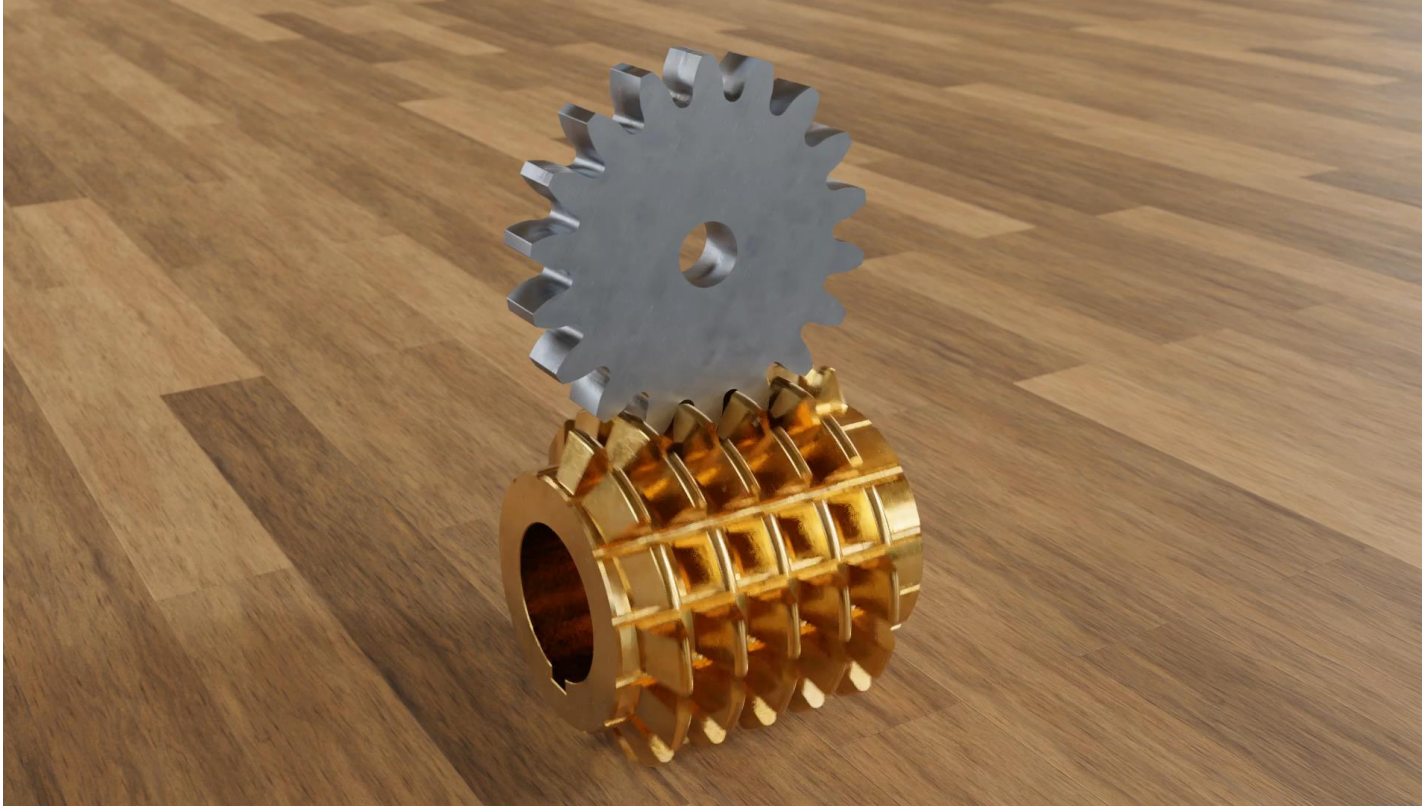


Quelle:  
Matek



## 14.2 Zahnradgetriebe

### 14.2.4.3 Herstellverfahren - Wälzverfahren



Quelle:  
tec-science.com

## 14.2 Zahnradgetriebe

### 14.2.4.3 Herstellverfahren - Wälzverfahren



Quelle:  
tec-science.com



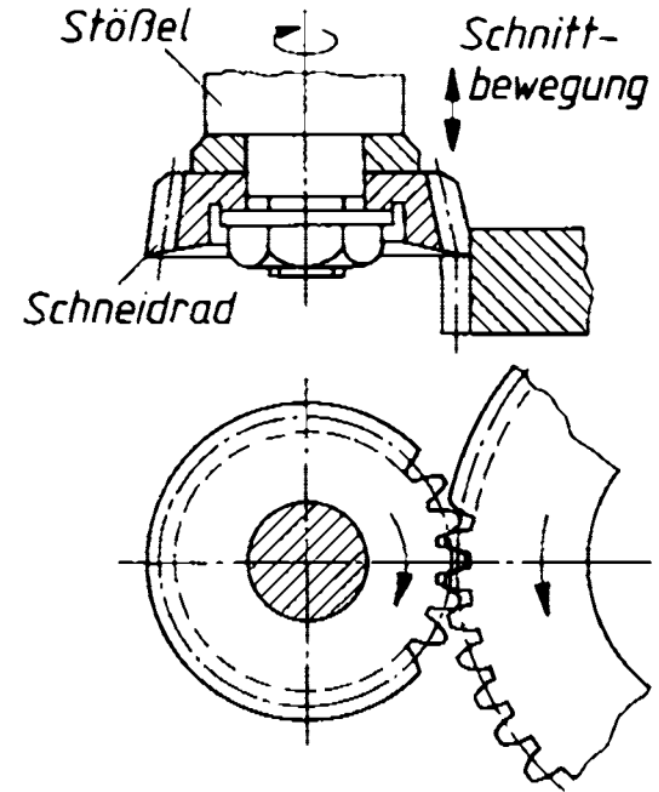
## 14.2 Zahnradgetriebe

### 14.2.4.3 Herstellverfahren - Wälzverfahren

#### (2) Wälzstoßen

Zerspanung durch geradlinige Stoßbewegung des Werkzeugs.

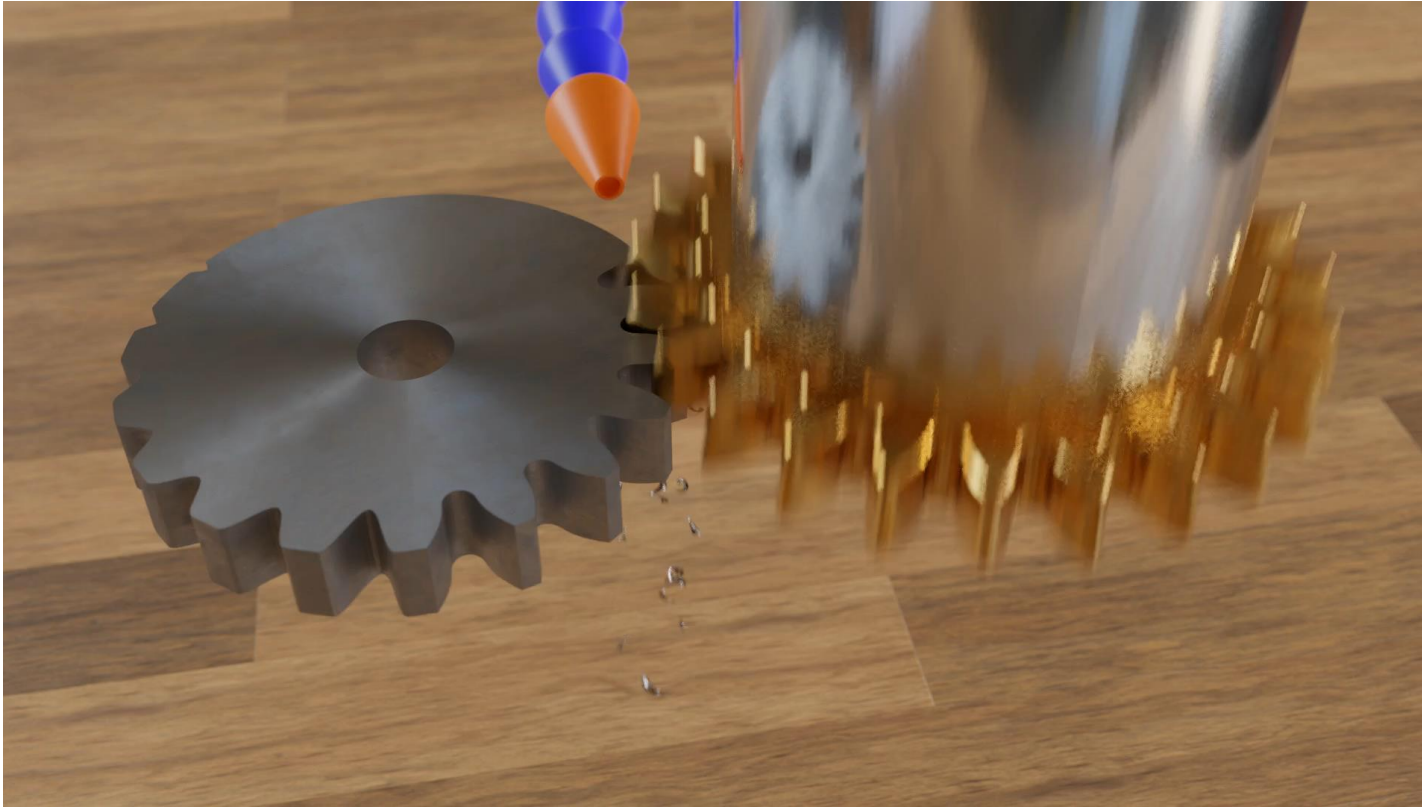
Die Schneiden mit evolventenförmigen Flanken sind wie Zähne um den Umfang eines Werkzeugs angeordnet.



Quelle:  
Matek

## 14.2 Zahnradgetriebe

### 14.2.4.3 Herstellverfahren - Wälzverfahren



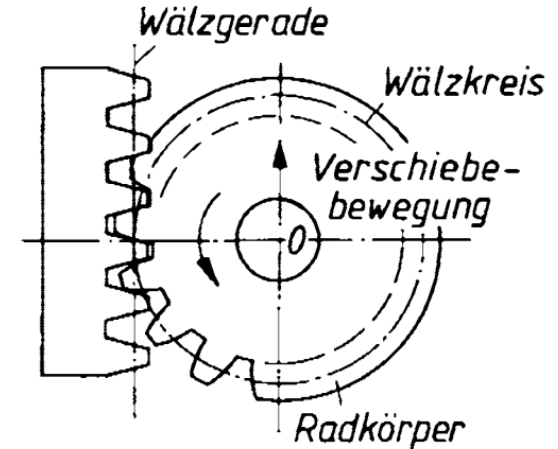
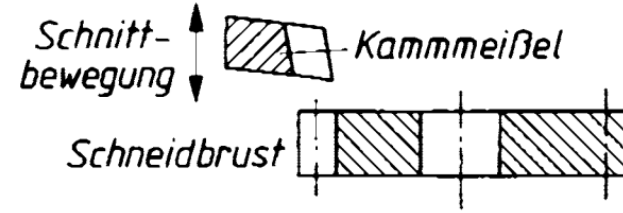
Quelle:  
tec-science.com

## 14.2 Zahnradgetriebe

### 14.2.4.3 Herstellverfahren - Wälzverfahren

#### (3) Wälzhobeln

Ähnlich zum Wälzstoßen. Werkzeug hier „zahnstangenförmig“ mit geradflankigen Schneiden.



Quelle:  
Matek, tec-science.com

## 14.2 Zahnradgetriebe

### 14.2.4.3.2 Herstellverfahren - Formschneidverfahren

#### (4) Profilräumen

Mehrere axial hintereinander angeordnete evolventenförmige Schneiden.



Quelle:  
tec-science.com

## 14.2 Zahnradgetriebe

### 14.2.4.4 Verzahnungsqualität

- Abhängig vom Herstellverfahren treten bei der Fertigung Maßabweichungen auf. (Einen groben Überblick bietet die Tabelle)
- Für die Toleranzen der Abweichungen werden unterschieden:
  - Flankenspiel
  - Achsenabstandstoleranz
  - Zahndickentoleranz

| Verzahnungs-<br>qualität | 1 | 2 | 3           | 4 | 5 | 6                      | 7                            | 8                                           | 9         | 10 | 11 | 12 |
|--------------------------|---|---|-------------|---|---|------------------------|------------------------------|---------------------------------------------|-----------|----|----|----|
| Herstellungsverfahren    |   |   |             |   |   |                        | gestanzt, gepreßt, gespritzt |                                             |           |    |    |    |
|                          |   |   |             |   |   |                        | gehobelt, gefräst, gestoßen  |                                             |           |    |    |    |
|                          |   |   |             |   |   | geschabt               |                              |                                             |           |    |    |    |
|                          |   |   | geschliffen |   |   |                        |                              |                                             |           |    |    |    |
| Umfangsgeschwindigkeit   |   |   |             |   |   |                        |                              |                                             | bis 3 m/s |    |    |    |
|                          |   |   |             |   |   |                        |                              | 3 bis 6 m/s                                 |           |    |    |    |
|                          |   |   |             |   |   | 6 bis 20 m/s           |                              |                                             |           |    |    |    |
|                          |   |   | > 20 m/s    |   |   |                        |                              |                                             |           |    |    |    |
| Anwendungsbeispiele      |   |   |             |   |   |                        |                              | Landmaschinen                               |           |    |    |    |
|                          |   |   |             |   |   |                        |                              | Hebezeuge und Fördermittel<br>Büromaschinen |           |    |    |    |
|                          |   |   |             |   |   |                        | Baumaschinen                 |                                             |           |    |    |    |
|                          |   |   |             |   |   |                        | Apparatebau                  |                                             |           |    |    |    |
|                          |   |   |             |   |   | Werkzeugmaschinenbau   |                              |                                             |           |    |    |    |
|                          |   |   |             |   |   | Brennkraftmaschinen    |                              |                                             |           |    |    |    |
|                          |   |   |             |   |   | Turbinen,<br>Meßgeräte |                              |                                             |           |    |    |    |
|                          |   |   | Prüfgeräte  |   |   |                        |                              |                                             |           |    |    |    |
|                          |   |   |             |   |   |                        |                              |                                             |           |    |    |    |

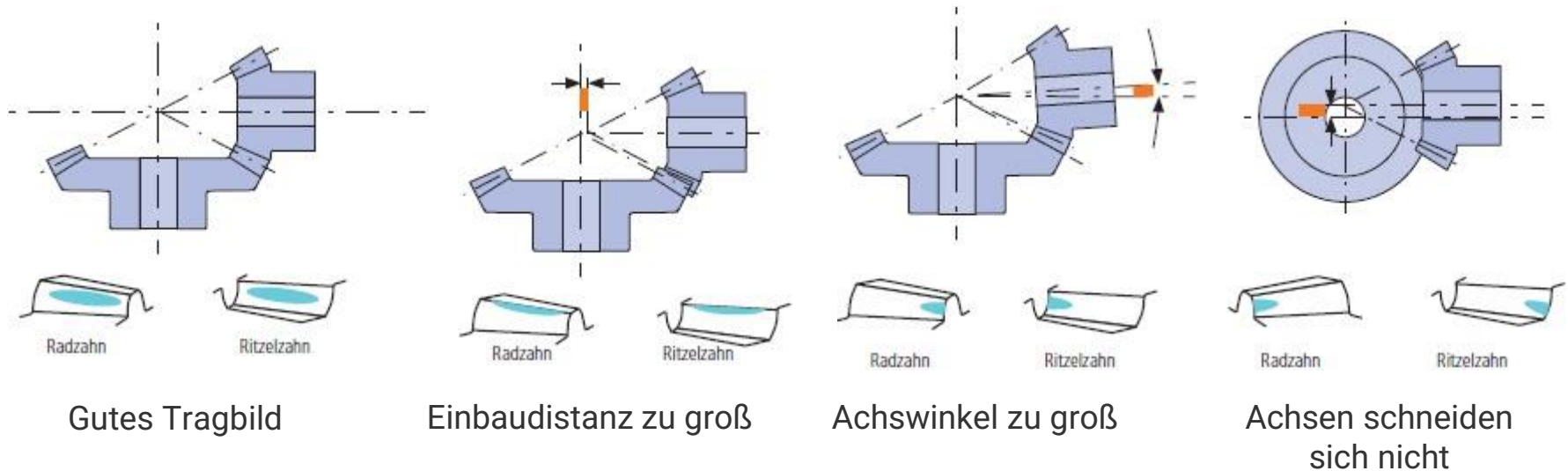
Quelle:  
Springer

Quelle:  
Springer

## 14.2 Zahnradgetriebe

### 14.2.4.4 Verzahnungsqualität

Beispiel: Kegelrad – Auswirkungen von Fertigungs- und Einbautoleranzen



Quelle:  
ludwigmeister.de

## 14.2 Zahnradgetriebe

### 14.2.5.1 Kräfte am Gerad-Stirnradpaar

Zahnkraft  $F_{bn1} \leftrightarrow$  Gegenkraft  $F_{bn2}$

Aufteilung in Tangential- und Radialkomponenten. Tangentialkomponenten

wirken als Umfangkraft:  $M_{t1,2} = \frac{F_{tn1,2} \cdot d_{1,2}}{2}$

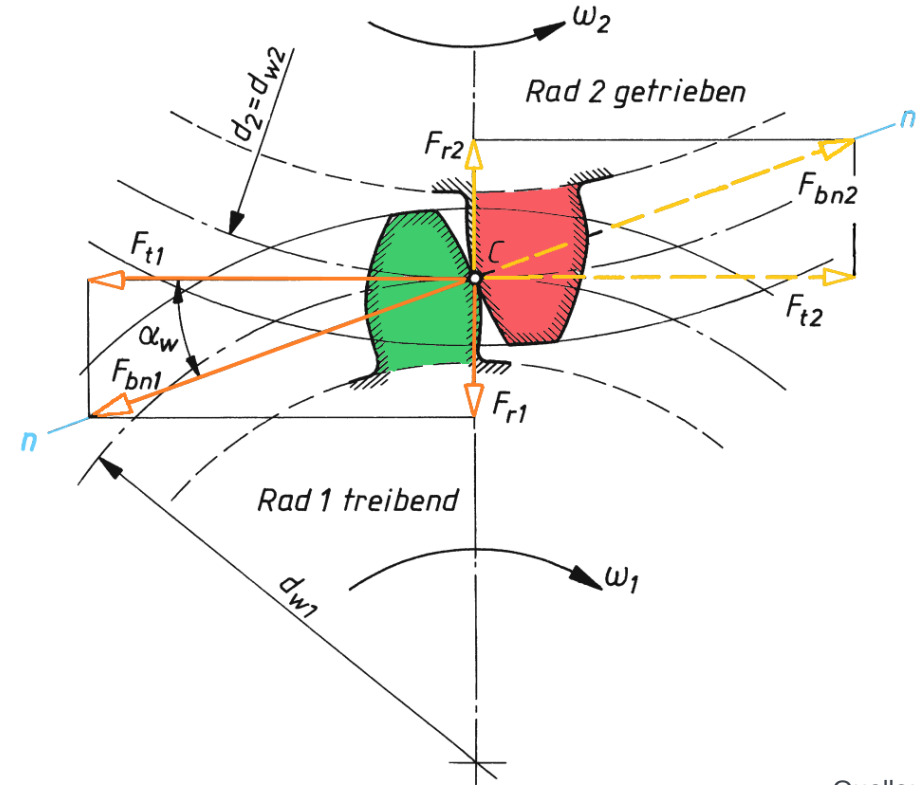
$$F_{t1,2} = F_{b1,2} \cdot \cos(\alpha) = \frac{2 \cdot M_{t1,2}}{d_{1,2}}$$

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

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

$P$  [kw]: Leistung

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



Quelle:  
Matek



## 14.2 Zahnradgetriebe

### 14.2.5.2 Kräfte am Schräg-Stirnradpaar

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

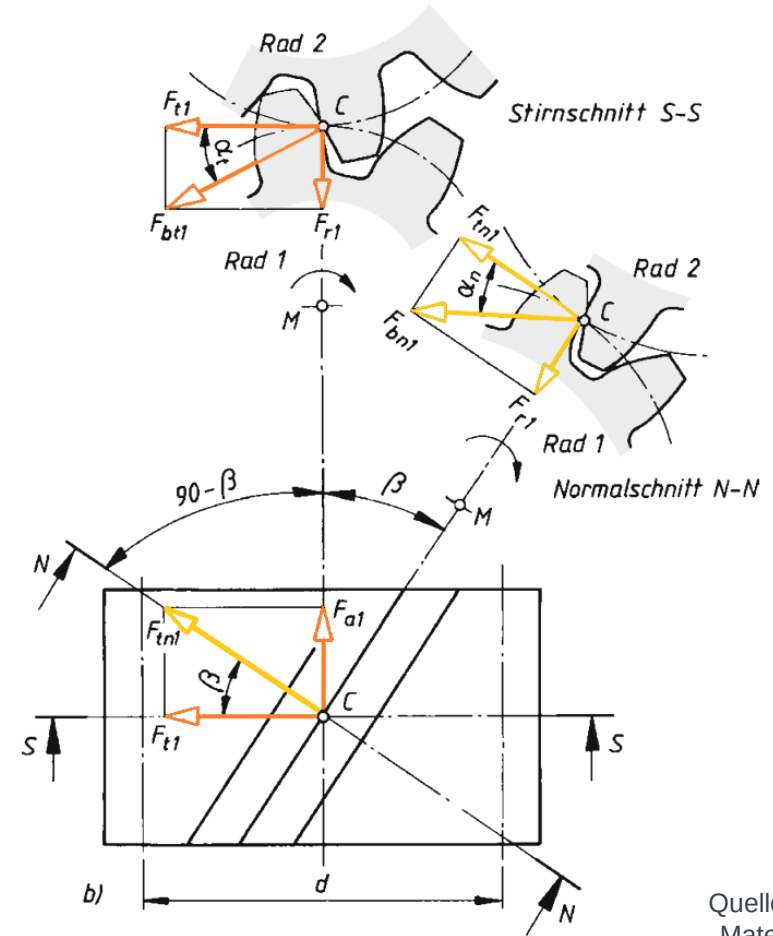
→ Aufteilung in drei senkrecht zueinander stehende Komponenten:  $F_t$ ,  $F_r$ ,  $F_a$

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

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

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

→ Bei Schrägverzahnten Zahnradern entsteht eine Kraft in Achsrichtung mit dem Abstand  $r_{\text{Wälzkreis}}$   
 → zusätzliches Biegemoment auf der Welle.

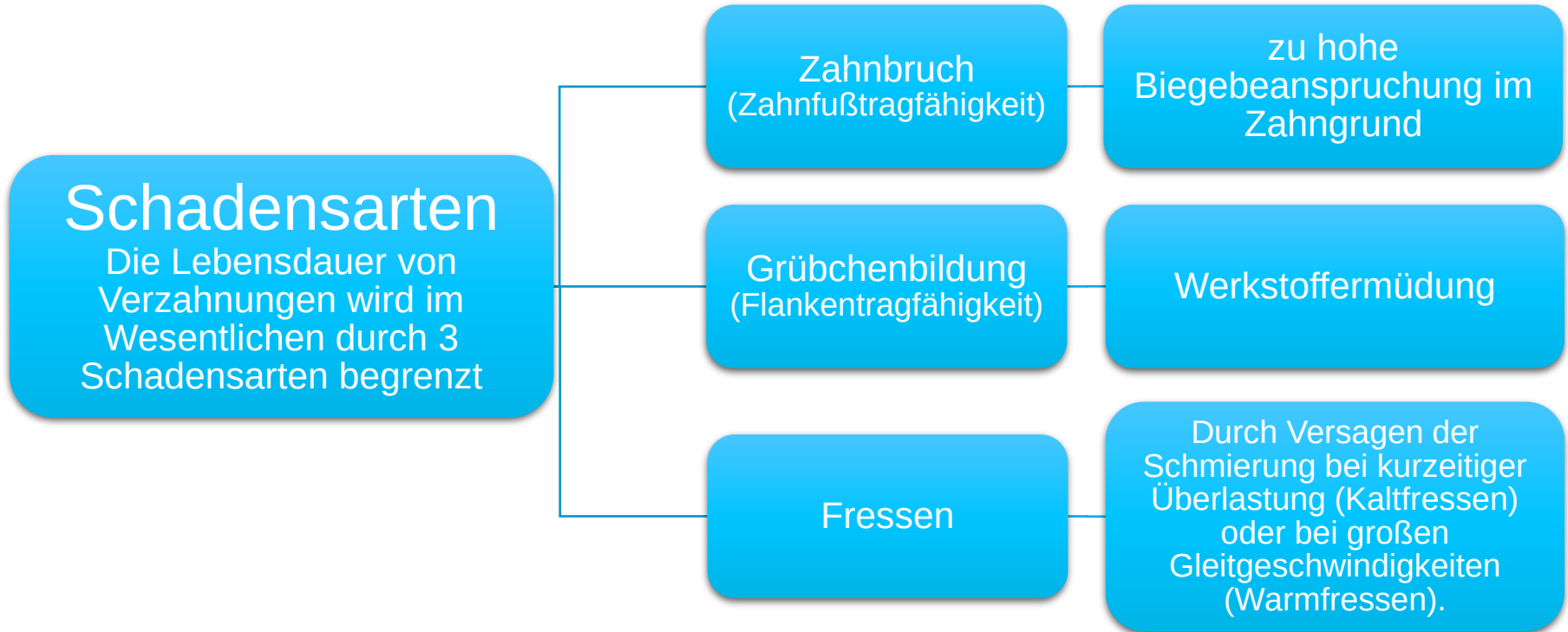


Quelle:  
Matek



## 14.2 Zahnradgetriebe

### 14.2.6 Schadensarten



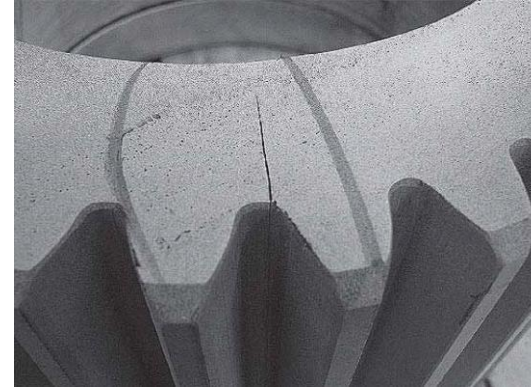


## 14.2 Zahnradgetriebe

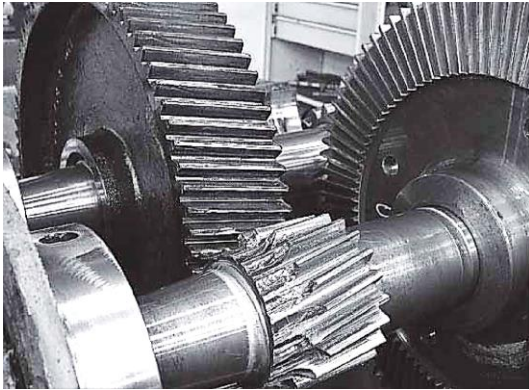
### 14.2.6.1 Schadensarten - Zahnbruch



Gewaltbruch am  
Zahnfuß  
(Sprödbbruch)



Ermüdungsbruch an  
drei Zähnen



Gewaltbruch am  
Zahnfuß  
(Verformungsbruch)



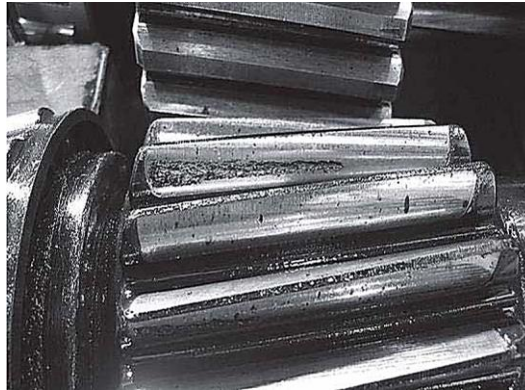
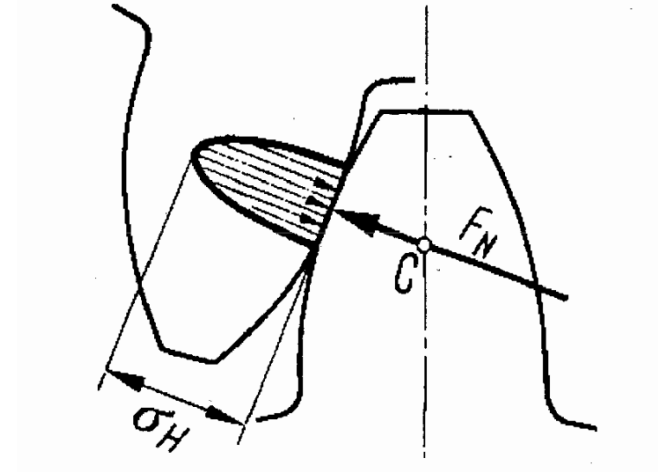
Ermüdungsbruch am  
Radkranz

Quelle:  
hs-anhalt

## 14.2 Zahnradgetriebe

### 14.2.6.2 Schadensarten - Grübchenbildung

- Als Folge der Hertzschen Pressung
- Gegenmaßnahmen:
  - Hohe Flankenhärte
  - Kleine Moduln
  - Positive Profilverschiebung bei kleinen Zähnezahlen

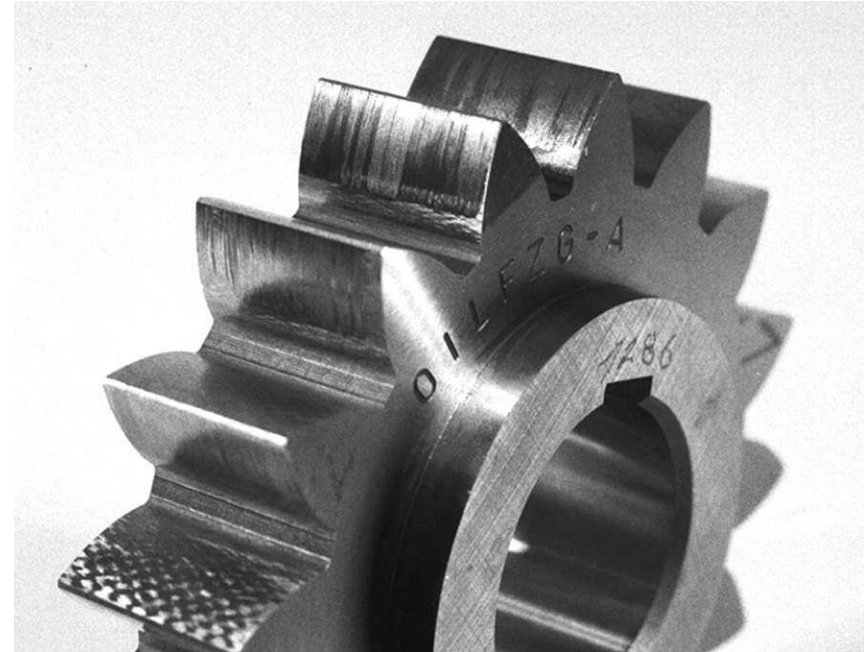


Quelle:  
hs-münchen, hs-anhalt

## 14.2 Zahnradgetriebe

### 14.2.6.3 Schadensarten - Fressen

- Schmierfehler lässt metallische Flächen unmittelbar aufeinander reiben  
→ kurzzeitige örtliche Verschweißungen
- Unterscheidung
  - Warmfressen
  - Kaltfressen ( $v < 4 \frac{m}{s}$ )
- Gegenmaßnahmen
  - Gute Schmierung
  - Geeignete Werkstoffwahl
  - Sorgfältige Wartung

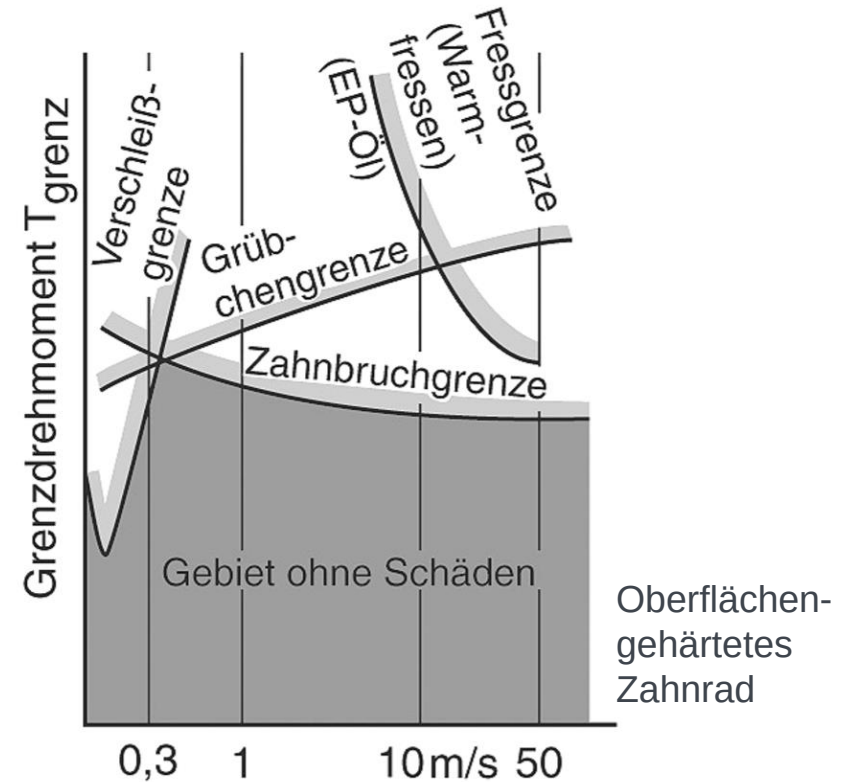
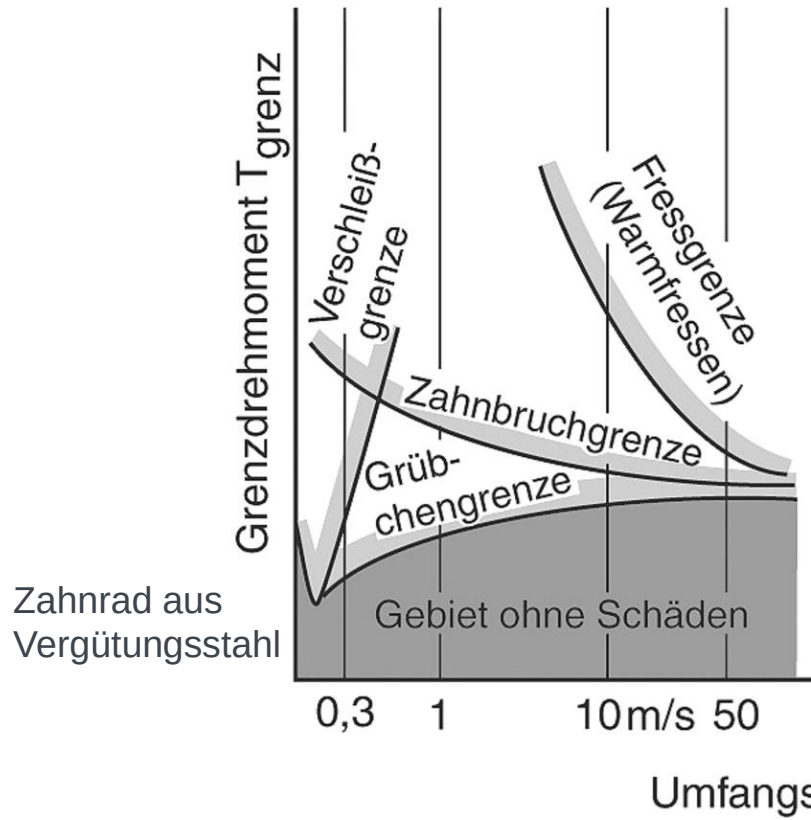


Quelle:  
uni-bochum



## 14.2 Zahnradgetriebe

### 14.2.6.4 Schadensarten - Überblick



Quelle:  
hs-anhalt

## 14.2 Zahnradgetriebe

### 14.2.7 Wirkungsgrad

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

- Verluste entstehen durch

- Gleiten der Zahnflanken

$\eta_z$

| Verzahnungsart          | $\eta_z$ bis |
|-------------------------|--------------|
| Gerad-Stirnradgetriebe  | 0,99         |
| Kegelradgetriebe        | 0,98         |
| Stirnradschraubgetriebe | 0,5...0,95   |
| Schneckengetriebe       | 0,2...0,97   |

- Lagerreibung

$\eta_L$

(mit zwei Wälzlagern/Gleitlager:  $\approx 0,99/0,97$ )

- Wellendichtungen

$\eta_D$

( $\approx 0,98$ )

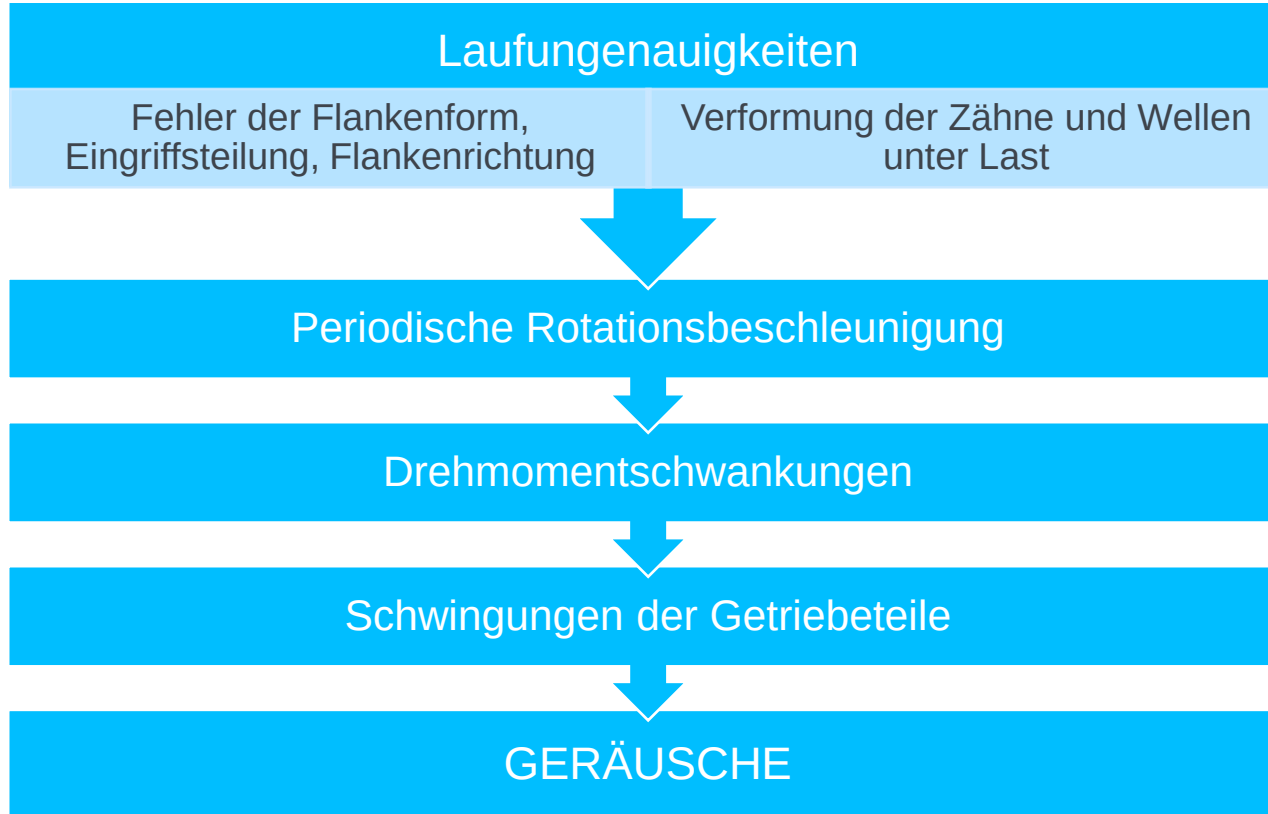
- Schmierung

$$\eta_{ges} = \eta_{z,ges} \cdot \eta_{L,ges} \cdot \eta_{D,ges}$$

Quelle:

## 14.2 Zahnradgetriebe

### 14.2.8.1 Gestaltung - Laufgeräusche





## 14.2 Zahnradgetriebe

### 14.2.8.1 Gestaltung - Laufgeräusche

#### Gegenmaßnahmen

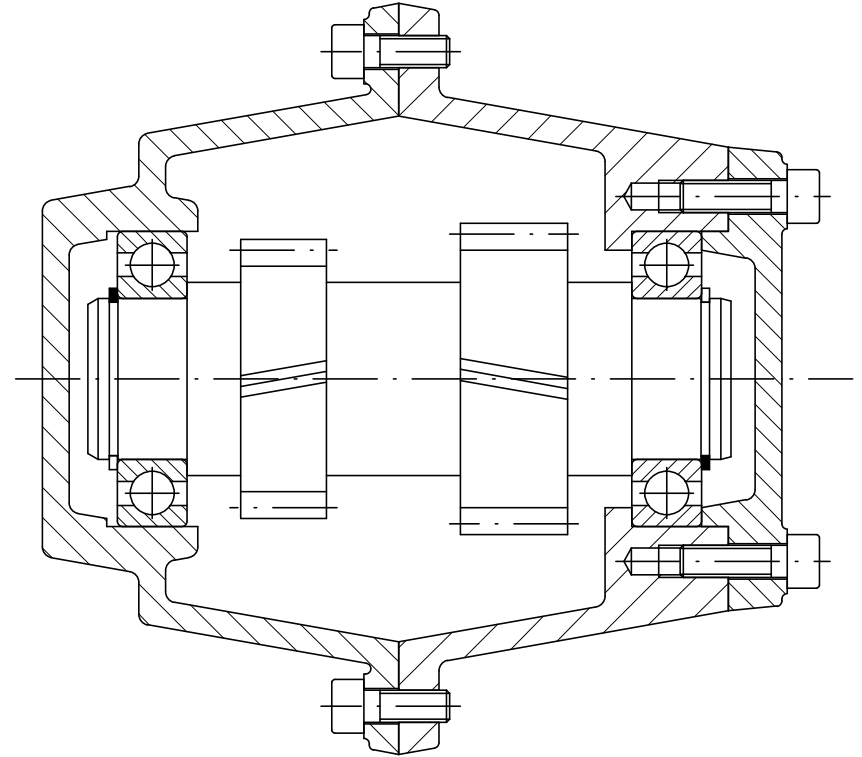
- |                                                                           |   |                                                                      |
|---------------------------------------------------------------------------|---|----------------------------------------------------------------------|
| 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<br>(duro- /thermoplastische Kunststoffe) | → | Schalldämpfung                                                       |
| Füllen der Radfelgen mit schalldämpfendem Material                        |   |                                                                      |
| Versteifen der Getriebegehäuse durch Rippen, Stege und dergleichen        | → | Verminderung der Schwingungsfähigkeit                                |

## 14.2 Zahnradgetriebe

### 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



## 14.2 Zahnradgetriebe

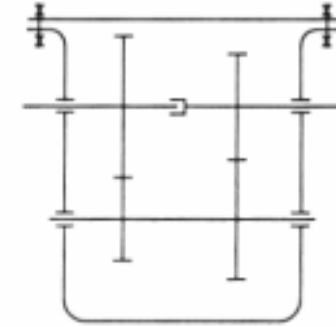
### 14.2.8.2 Gestaltung - Gehäuse

#### (1) Troggehäuse



Blick von oben in ein Troggehäuse

#### Troggehäuse



#### Vorteile:

- einfache Fertigung der Lagerbohrungen
- genaue Fertigung in einer Aufspannung

#### Nachteile:

- ungünstige Montagebedingungen
- keine automatisierte Montage möglich

Quelle:

IMA (Uni Stuttgart), fendt-oldtimer.de

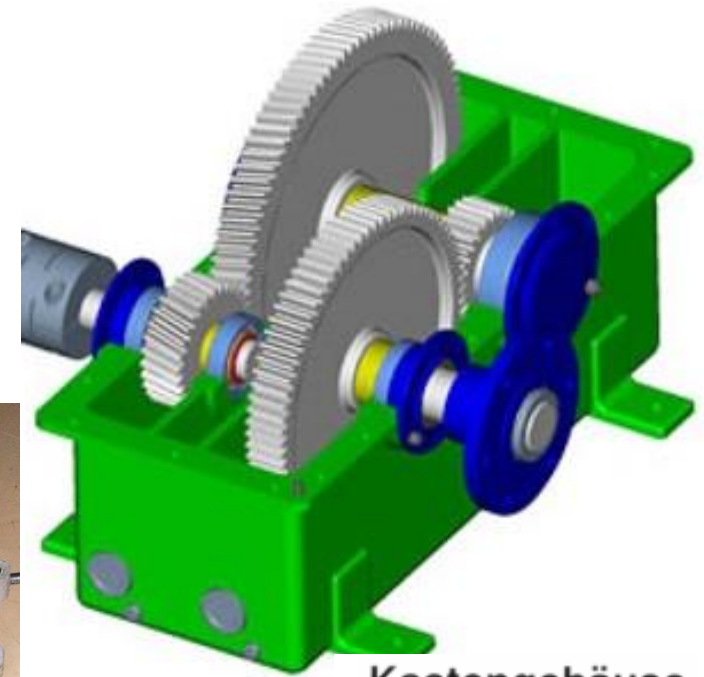
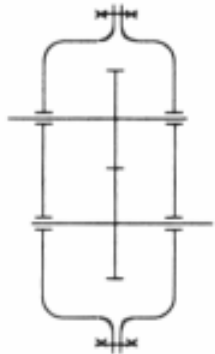
## 14.2 Zahnradgetriebe

### 14.2.8.2 Gestaltung - Gehäuse

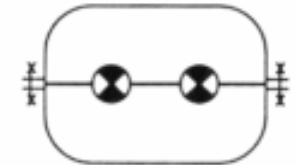
#### (2) Geteiltes Gehäuse

- Unterscheidung:  
quer- und  
längsgeteilt

**Topfgehäuse**  
quergeteilt



**Kastengehäuse**  
längsgeteilt



Quelle:  
Uni Linz, [de.wiktionary.org](http://de.wiktionary.org), IMA (Uni Stuttgart)

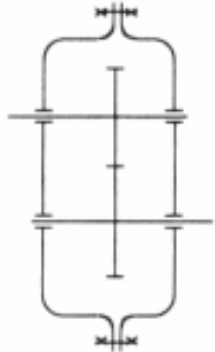
## 14.2 Zahnradgetriebe

### 14.2.8.2 Gestaltung - Gehäuse

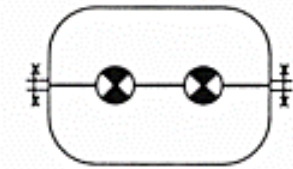
#### (2) Geteiltes Gehäuse

- Unterscheidung:  
quer- und längsgeteilt

**Topfgehäuse**  
quergeteilt



**Kastengehäuse**  
längsgeteilt



#### Vorteile:

- gut montierbar
- Montage  
automatisierbar

#### Topfgehäuse:

- Steifes Gehäuse

#### Kastengehäuse:

- genaue Fertigung in  
einer Aufspannung

#### Nachteile:

#### Topfgehäuse

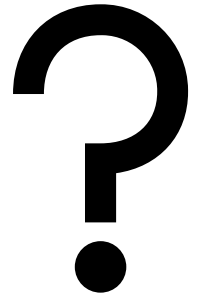
- Teure  
Fertigungseinrichtung
- Kritische Bohrungen in  
zwei Aufspannungen

#### Kastengehäuse

- Teilflächenbearbeitung  
teuer
- Keine hohe Steifigkeit

Quelle:  
IMA (Uni Stuttgart)

# Kontrollfragen



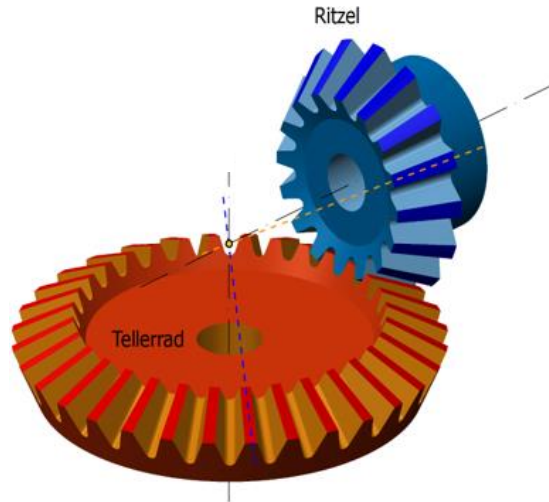
1. Welche Aufgaben haben Zahnräder?
2. Beschreibe die Entstehung von Evolventen.
3. Welche Vorteile haben Zahnräder mit Evolventenverzahnung?
4. Wie lautet das Grundgesetz der Verzahnung? Welche geometrischen Kurven erfüllen als Zahnflanken dieses Gesetz und werden in welchen technischen Bereichen hauptsächlich angewendet?
5. Was ist ein "Achsabstand"?
6. Ist es ein Problem, Zahnräder ohne Flankenspiel zu benutzen?

## 14.3 Kegelrad- und Hypoidradgetriebe

### Wiederholung

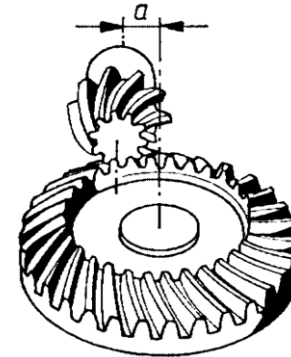
- Kegelräder

Übertragung von Drehzahl und Drehmoment zwischen Achsen, die sich schneiden.



- Hypoidräder

Übertragung von Drehzahl und Drehmoment zwischen Achsen, die sich bei kleinem Achsversatz kreuzen.



Kegelradschraubgetriebe  
(Hypoidradpaar)

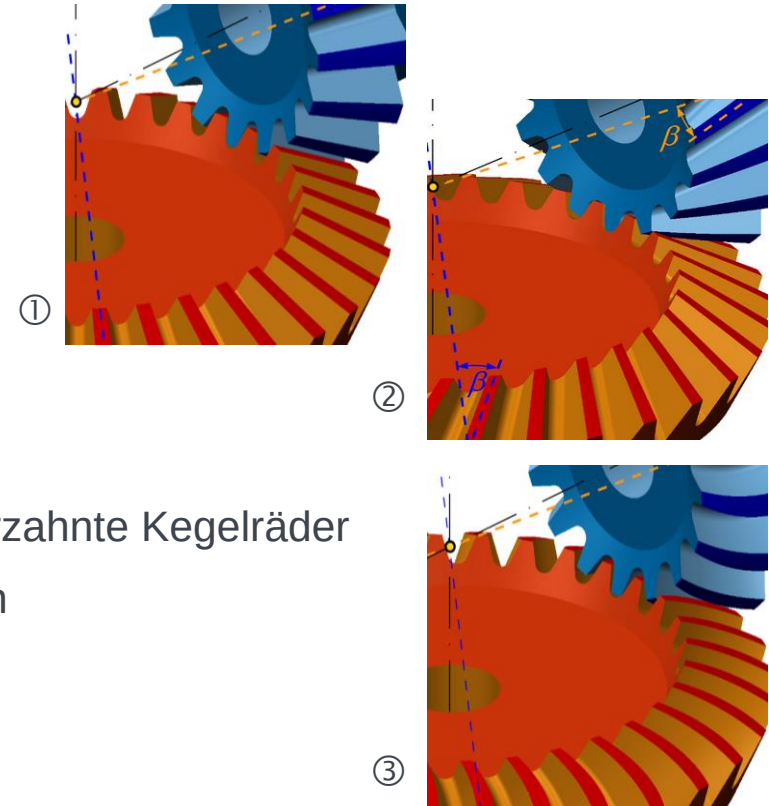
Quelle:  
ahoefer.de, Matek



## 14.3 Kegelrad- und Hypoidradgetriebe

### 14.3.1 Kegelradgetriebe

- Geradverzahnte Kegelräder ①
  - Verwendung bei kleinen Drehzahlen
  - $v_t = 6 - 20 \frac{m}{s}$
- Schrägverzahnte Kegelräder ②
  - Laufen ruhiger und geräuschärmer als geradverzahnte Kegelräder
  - Einsatz bei höheren Leistungen und Drehzahlen
  - $v_t = 40 - 60 \frac{m}{s}$
- Bogenverzahnte Kegelräder ③
  - Einsatz bei besonders hohen Anforderungen an Zahnfußtragfähigkeit und Laufruhe
  - $v_t = 30 - 60 \frac{m}{s}$



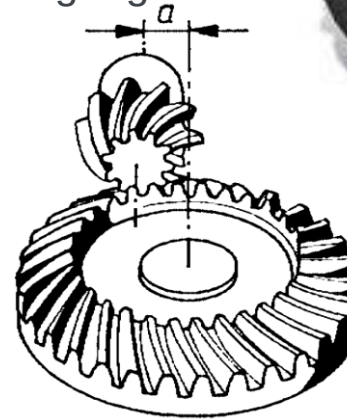
Quelle:  
ahoefer.de



## 14.3 Kegelrad- und Hypoidradgetriebe

### 14.3.2 Hypoidradgetriebe

- Einsatz bei kleinen Achsversetzungen  
(große Achsversetzungen werden mit Schraubstirnrädern oder Schneckengetrieben realisiert)
- Keine wälzende, sondern schraubende Bewegung
- Ritzel → kegelförmiges Schraubenrad:  
Schraubenkegelrad oder Hypoidrad



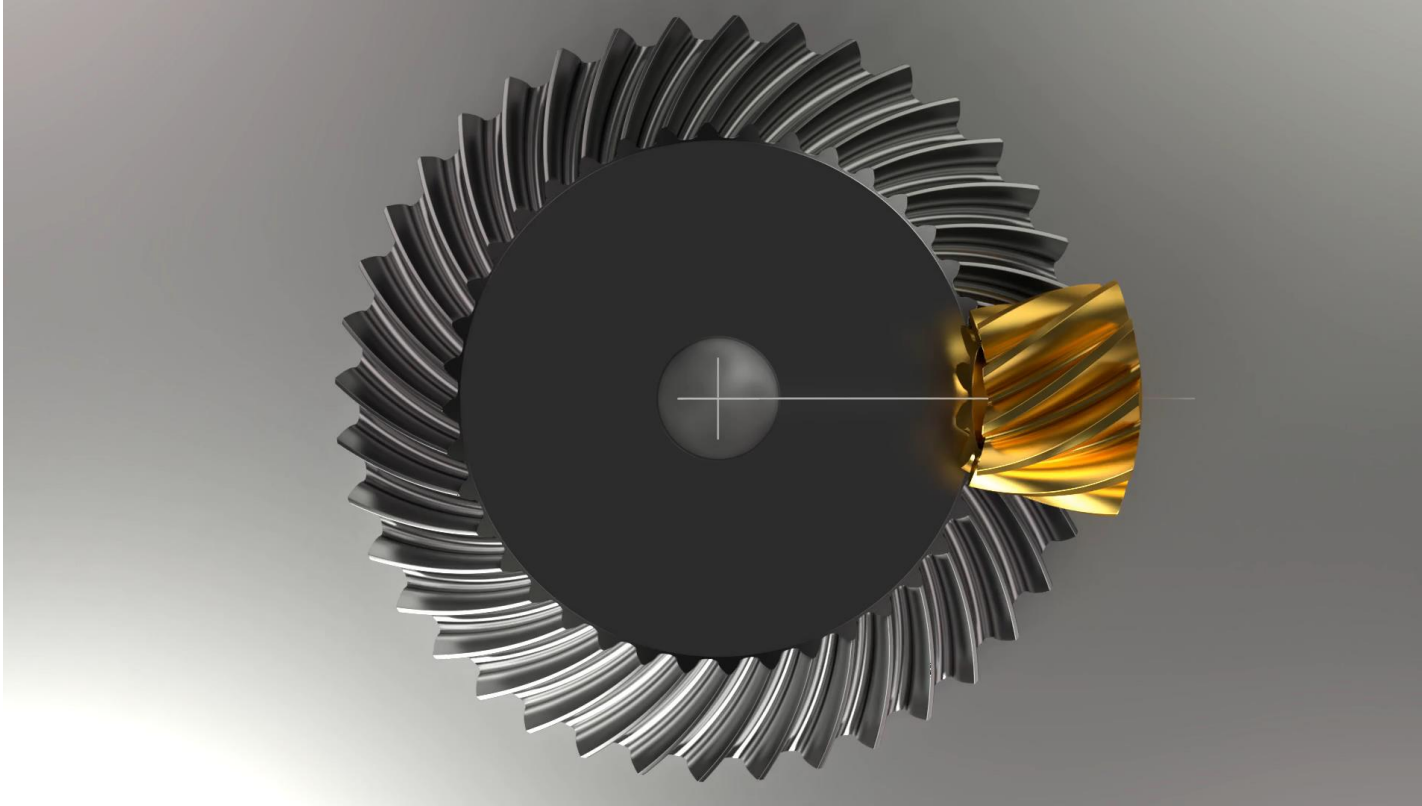
Kegelradschraubgetriebe  
(Hypoidradpaar)



Quelle:  
Matek & BMW R51

## 14.3 Kegelrad- und Hypoidradgetriebe

### 14.3.2 Hypoidradgetriebe



Quelle:  
tec-science.com

## 14.3 Kegelrad- und Hypoidradgetriebe

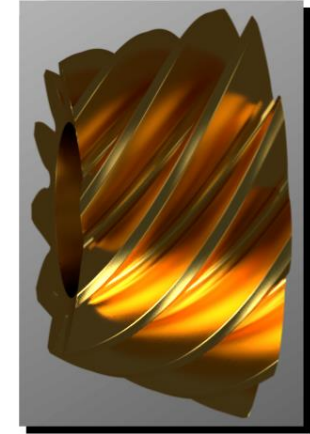
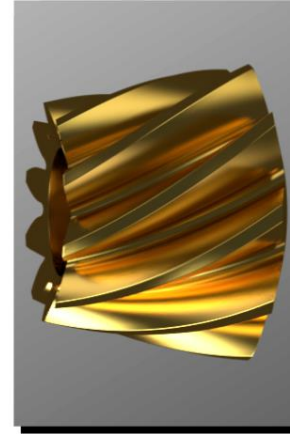
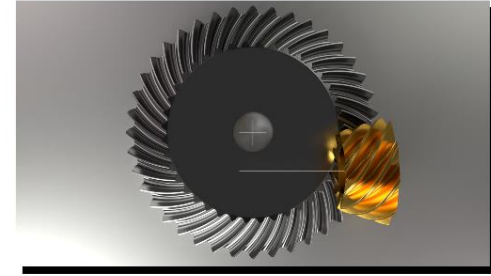
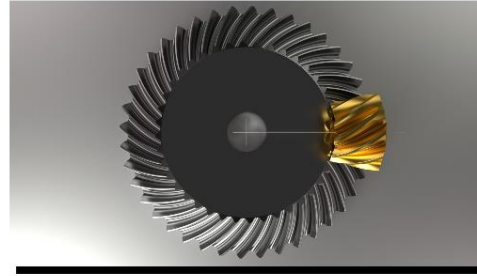
### 14.3.2 Hypoidradgetriebe

- Spiralwinkel

Positiver Achsversatz:  
Flankenlinien des Ritzels stärker  
gewunden (erhöhter Spiralwinkel)

Mehr Zähne gleichzeitig im Eingriff

Größere Drehmomente realisierbar  
bei weniger Geräuscentwicklung

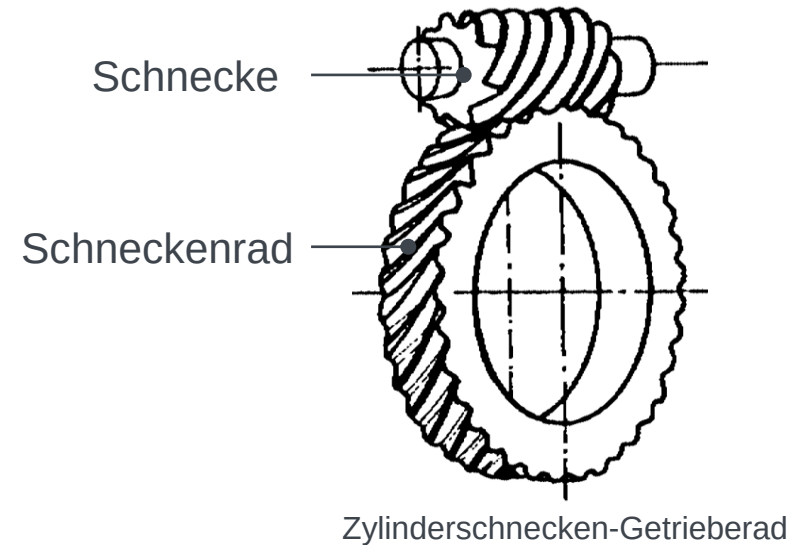


Quelle:  
tec-science.com

## 14.4 Schneckengetriebe

### 14.4.1 Funktionsweise

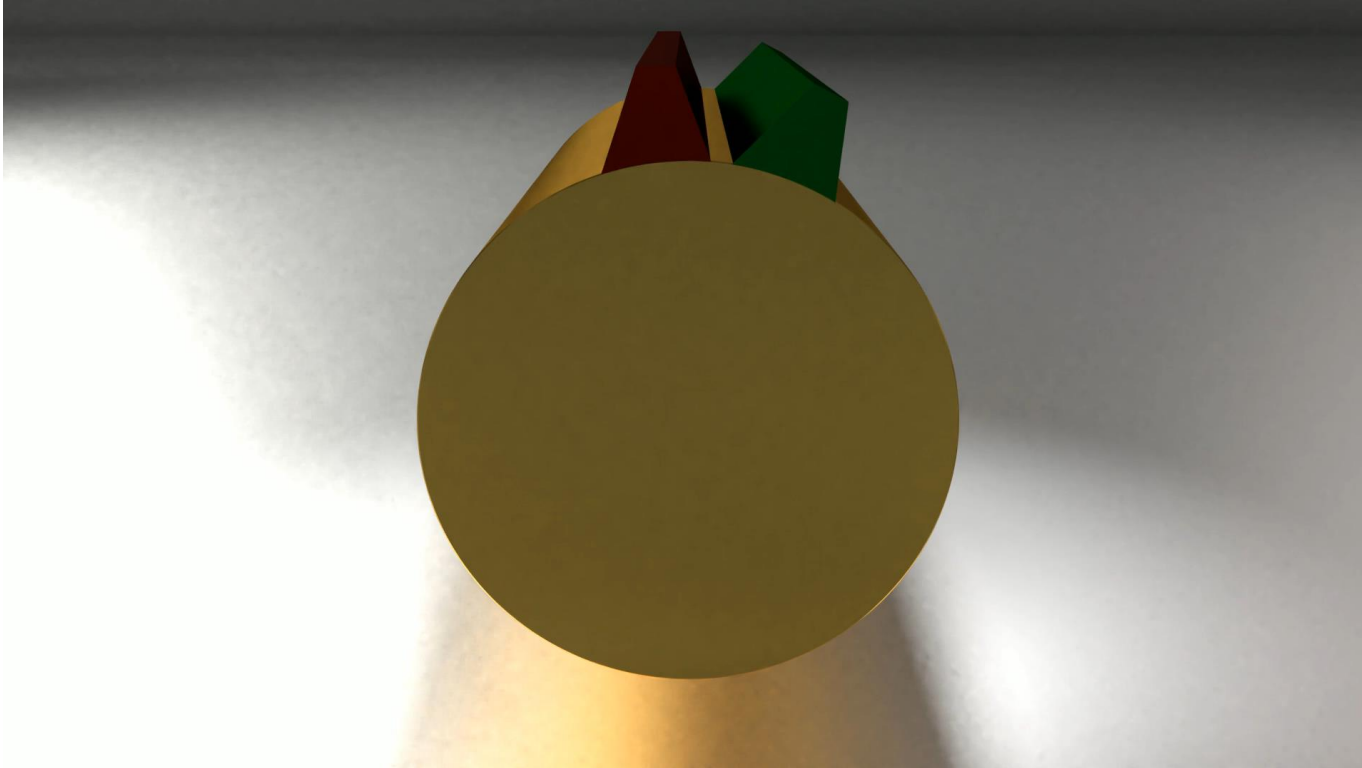
- Sonderfall eines schrägverzahnten Stirnrads
- „Zähnezahl“ = Gangzahl
- Übersetzungsverhältnis
  - $i = \frac{z_{\text{Schneckenrad}}}{z_{\text{Schnecke}}}$
  - Die Schnecke wird mit sehr kleinen Zähnezahlen ausgeführt:  $z_{\text{Schnecke}} = 1 \dots 4$   
(Üblich sind eingängige Schnecken  $z_{\text{Schnecke}} = 1$ )  
→ Übersetzungsverhältnisse von über 100 möglich



Quelle:  
Matek

## 14.4 Schneckengetriebe

### 14.4.1 Funktionsweise



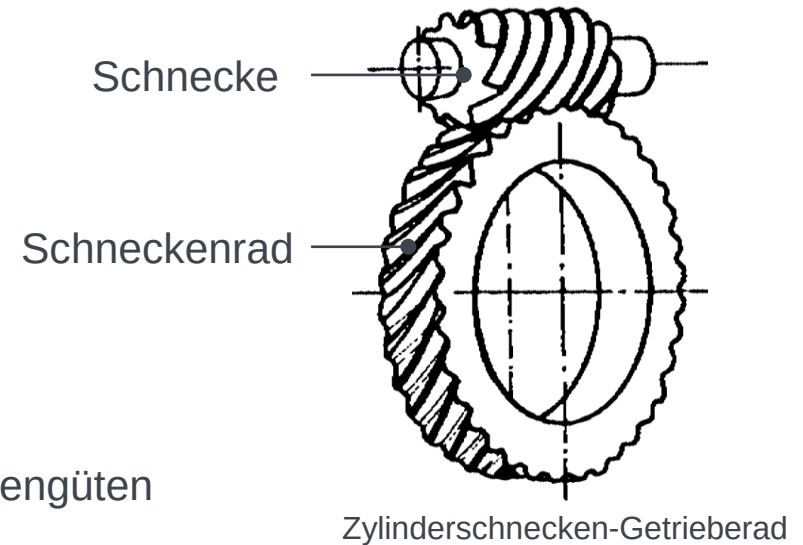
Quelle:  
tec-science.com

## 14.4 Schneckengetriebe

### 14.4.1 Funktionsweise

- Linienförmiger Flankenkontakt
  -  Erhöhte Flankentragfähigkeit
  -  Höhere Reibungsverluste
- Anforderungen
  - hohe Herstellungsgenauigkeiten und Oberflächengüten
  - geeignete Werkstoffpaarungen
  - starre Lagerung und genaueste Montage
  - sehr gute Schmierung und ausreichende Wärmeabfuhr

→ Hochleistungsschneckengetriebe mit Wirkungsgrad bis 96% realisierbar (ohne Selbsthemmung!)

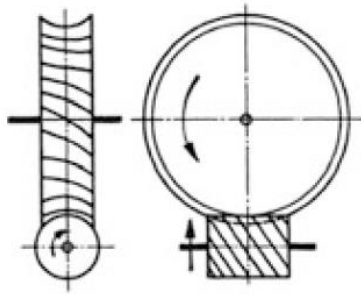


Quelle:  
Matek

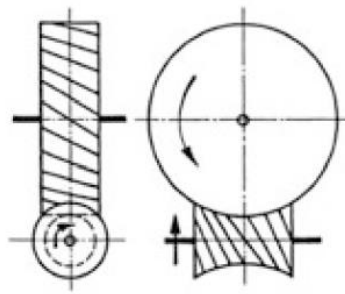
## 14.4 Schneckengetriebe

### 14.4.2 Bauformen

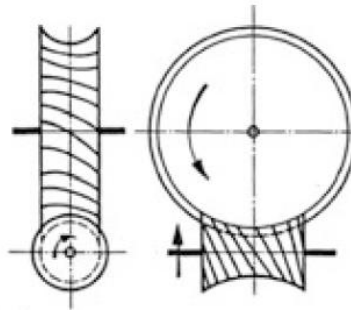
Nach der Paarung verschieden gestalteter Radkörper (zylindrisch oder globoidförmig) unterscheidet man die in dargestellten prinzipiellen Bauarten.



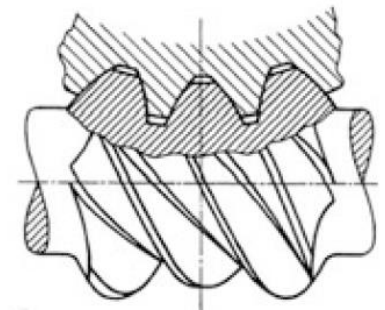
Zylinderschnecken-  
getriebe



Globoidschnecke  
und Schrägstirnrad



Globoidschneckengetriebe



Quelle:  
Springer



## 14.4 Schneckengetriebe

### 14.4.3 Selbsthemmung und Wirkungsgrad

Drehmomentübertragung in nur eine Richtung → An- und Abtrieb sind fest vorgegeben

- Beim Schneckengetriebe: Selbsthemmung durch die Anpresskraft der Schneckenradflanke an die Gewindeflanke der Schnecke bei geringem Steigungswinkel  
→ hohe Reibungskraft  
Antrieb: Schnecke  
Abtrieb: Schneckenrad
- Unterscheidung:
  - Statische Selbsthemmung: „Selbsthemmung im Ruhezustand“ (Haftreibung wird nicht überwunden)
  - Dynamische Selbsthemmung: „Selbstbremsung aus dem Betriebszustand“ (Gleitreibung wirkt bremsend)



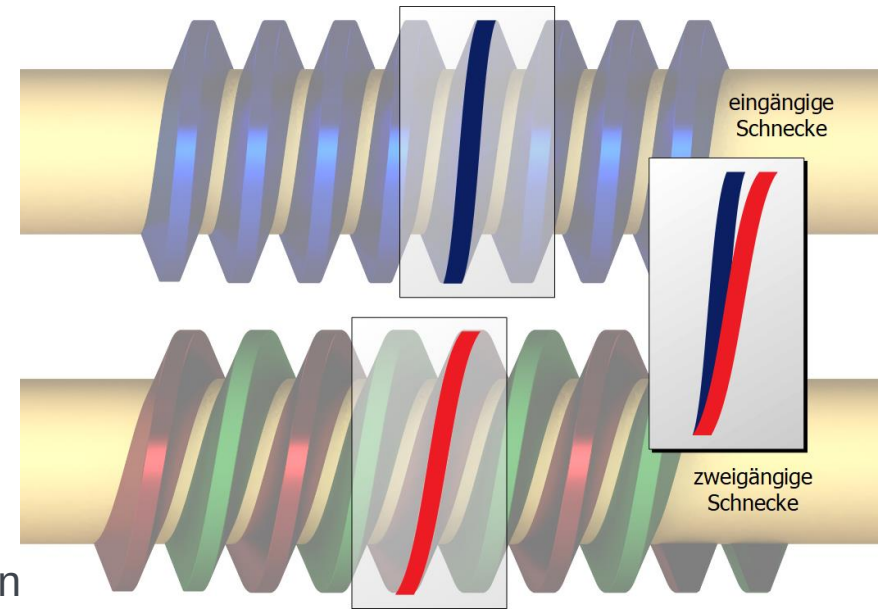
Quelle:  
RamoMorat



## 14.4 Schneckengetriebe

### 14.4.3 Selbsthemmung und Wirkungsgrad

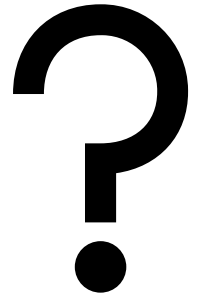
- Selbsthemmung durch Reibung  
→ wenn Wirkungsgrad  $\eta < 0,5$
- Forderung:  
hoher Wirkungsgrad + Selbsthemmung  
→ Feststellbremse erforderlich
- Mehrgängige Schnecken haben einen größeren Steigungswinkel  
→ geringere Selbsthemmung → höherer Wirkungsgrad
- Achtung: Massenträgheit der Elemente vor und nach dem Getriebe beachten



eingängige Schnecken:  
geringerer Steigungswinkel als mehrgängige  
Schnecken → winden sich stärker und sind deshalb  
häufiger selbsthemmend als mehrgängige.

Quelle:  
tec-science.com

# Kontrollfragen



1. Wie kann der Wirkungsgrad eines Getriebes definiert werden?
2. Wann tritt bei einem Schneckengetriebe mit treibendem Schneckenrad Selbsthemmung ein?
3. Welche Ausführungsformen für das Ritzel können vorgesehen werden, um eine möglichst kleine Bauweise zu erreichen?
4. Wann werden Hypoidradgetriebe eingesetzt?

## 14.5 Umlaufgetriebe

- **Definition:**

Getriebe, die gegenüber Standgetrieben Räder mit beweglichen geometrischen Achsen haben.

- **Planetengetriebe:**

Umlaufgetriebe mit Freiheitsgrad  $F = 1$ ;  
haben nur eine Antriebs- und Abtriebswelle

- **Differentialgetriebe:**

Umlaufgetriebe mit Freiheitsgrad  $F = 2$ ;  
entweder zwei Antriebs- oder zwei Abtriebswellen



Quelle: Hazet,  
Alibaba

## 14.5 Umlaufgetriebe

### 14.5.1 Planetengetriebe (Wiederholung)

- Standgetriebe

1. Getriebestufe:  $i_1 = \frac{z_{Zw}}{z_{An}}$

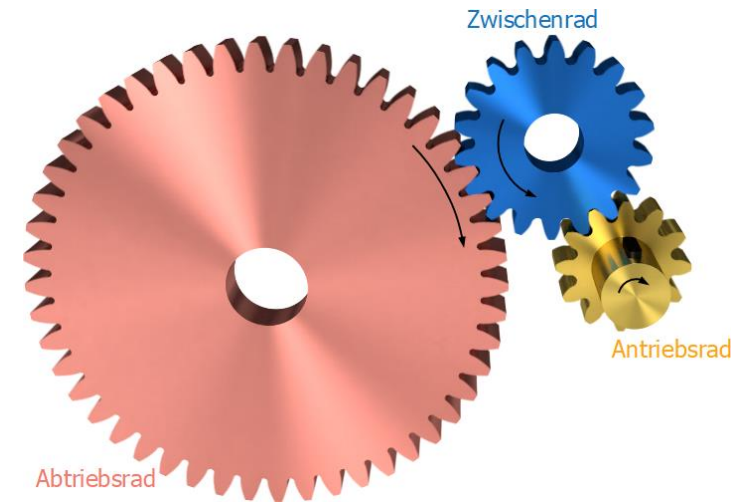
2. Getriebestufe:  $i_2 = \frac{z_{Ab}}{z_{Zw}}$

$$i_{ges} = i_1 \cdot i_2 = \frac{z_{Zw}}{z_{An}} \cdot \frac{z_{Ab}}{z_{Zw}} = \frac{z_{Ab}}{z_{An}}$$

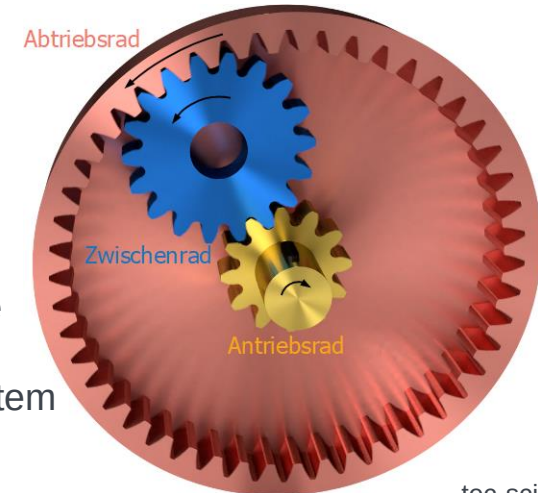
- Hohlrad als Abtriebsrad

Abtriebs- und Antriebswelle auf  
gemeinsamer Drehachse

2-stufiges  
Standgetriebe  
mit drei  
Zahnradern



Standgetriebe  
mit  
innenverzahntem  
Abtriebsrad



Quelle:  
tec-science.com

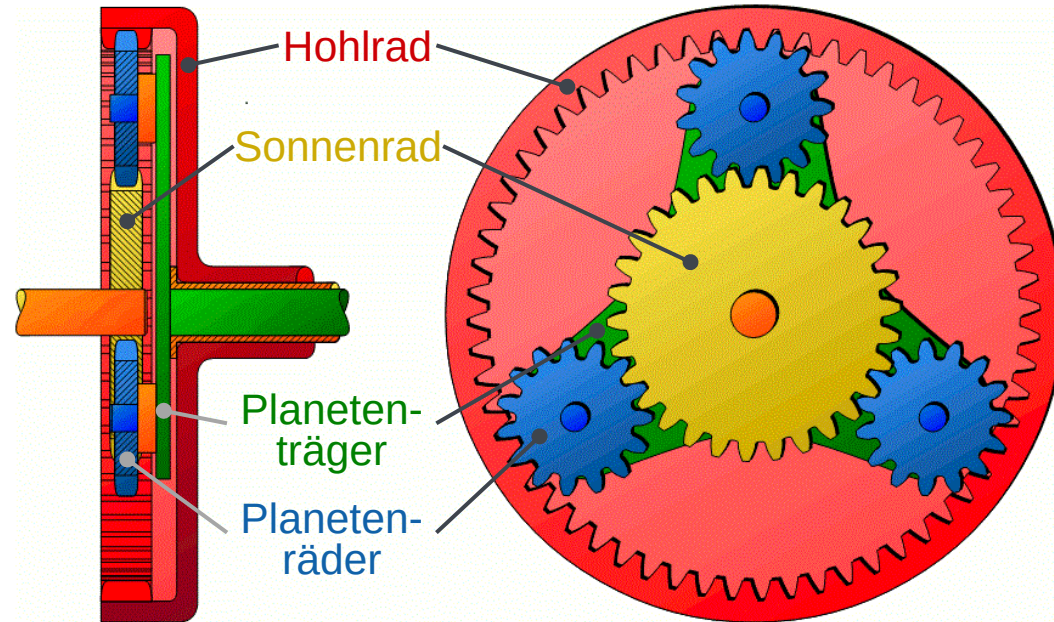
## 14.5 Umlaufgetriebe

### 14.5.1 Planetengetriebe (Wiederholung)

Achtung: Biegebeanspruchung für  
Antriebs- und Abtriebswelle  
→ Drei Zwischenräder

Mit Zufügen einer Trägerplatte ist das  
Planetengetriebe vollständig

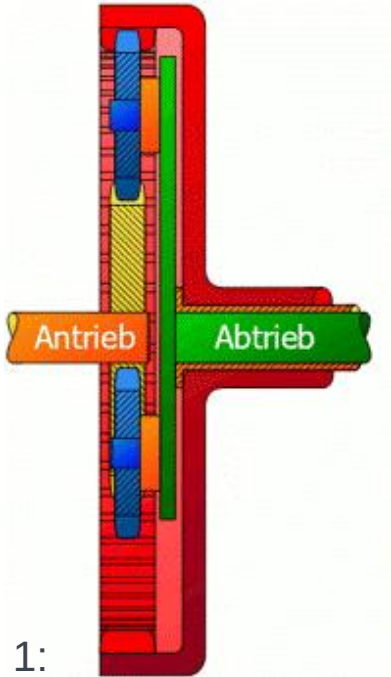
- Planetengetriebe
  - Hier können Antriebs- und Abtriebswelle frei gewählt werden.
  - Umlaufende Achsen → Umlaufgetriebe



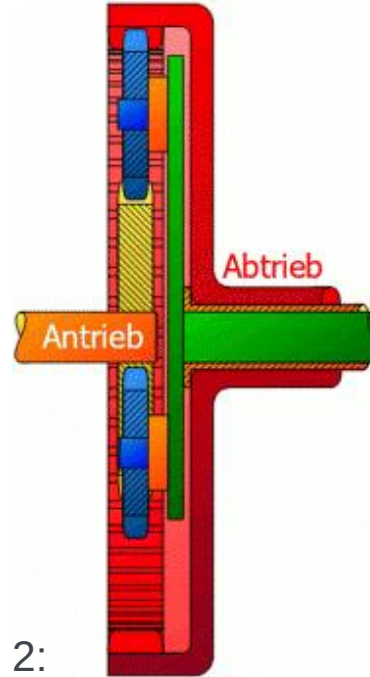
Quelle:  
ahoefer.de

## 14.5 Umlaufgetriebe

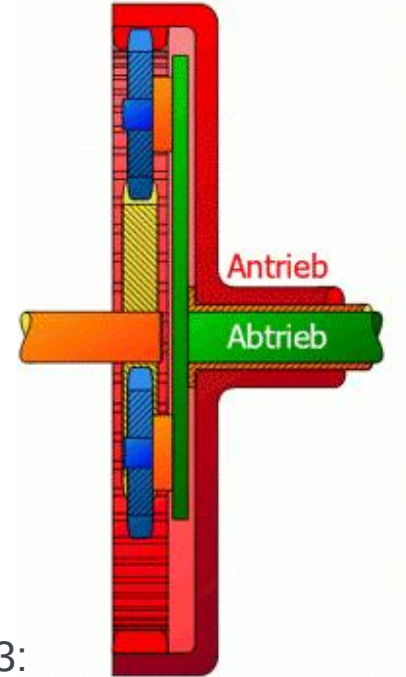
### 14.5.1 Planetengetriebe (Wiederholung)



- Variante 1:
  - Antrieb: Sonnenrad
  - Abtrieb: Planetenträger



- Variante 2:
  - Antrieb: Sonnenrad
  - Abtrieb: Hohlrad



- Variante 3:
  - Antrieb: Hohlrad
  - Abtrieb: Planetenträger

## 14.5 Umlaufgetriebe

### 14.5.1 Planetengetriebe (Wiederholung)

- Je nachdem an welchen Wellen der An- und Abtrieb erfolgt können verschiedene Übersetzungsverhältnisse realisiert werden:

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

→ In Schaltgetrieben kann zwischen verschiedenen Übersetzungsverhältnissen gewechselt werden



## 14.5 Umlaufgetriebe

### 14.5.2 Willis-Gleichung – Grundgleichung der Umlaufgetriebe

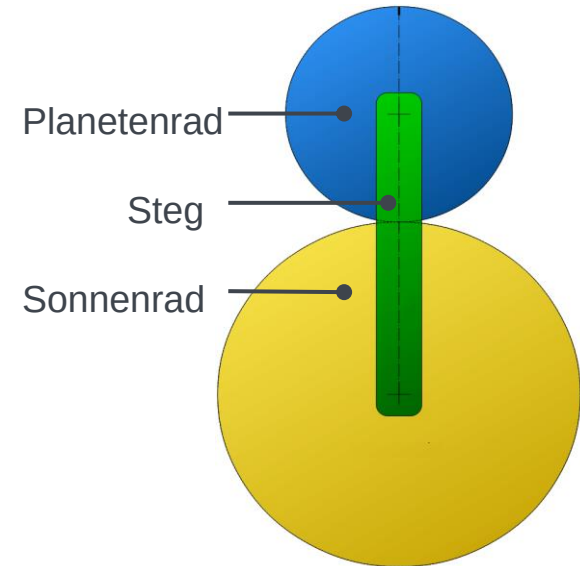
- Die Bewegung eines umlaufenden Planetenrades lässt sich auf die Überlagerung dreier getrennt zu betrachtender Bewegungen zurückführen:
  - Rotation des Steges um das Sonnenrad
  - Rotation des Planetenrades um den eigenen Schwerpunkt
  - Rotation des Sonnenrades.

Daraus ergibt sich folgende Gleichung:

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

$n [\frac{1}{s}]$ : Drehzahl  
 $z [1]$ : Zähnezahl

Indizes: P: Planetenrad, T: Planetenträger (Steg), S: Sonnenrad,



Quelle:  
tec-science.com



## 14.5 Umlaufgetriebe

### 14.5.2 Willis-Gleichung – Grundgleichung der Umlaufgetriebe

- Für Planetengetriebe gilt:

$$n_H \cdot z_H = n_T \cdot (z_H + z_S) - n_S \cdot z_S$$

mit Standübersetzung  $i_0 = -\frac{z_H}{z_S}$  ergibt sich

$$n_S = n_T \cdot (1 - i_0) + n_H \cdot i_0$$



$i_0$  [1]: „Standübersetzung“: Variante 2,  $-\infty < i_0 < -1$

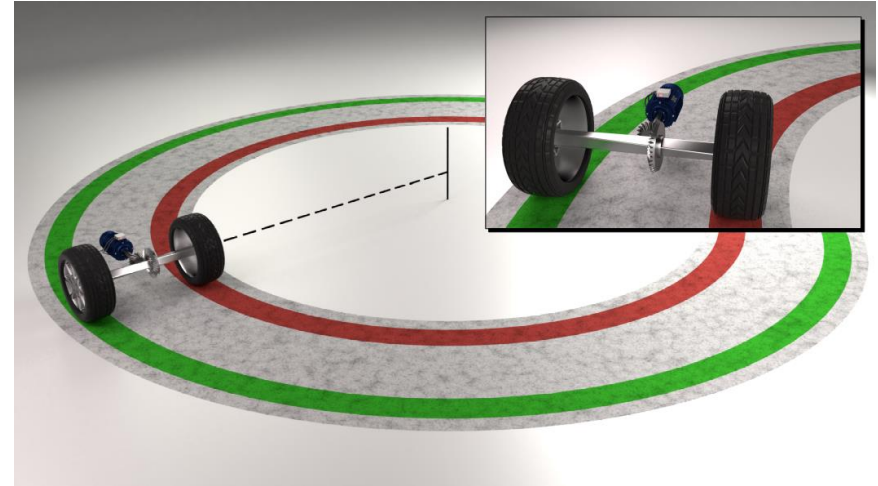
Indizes: H: Hohlrad

Quelle: Moteg

## 14.5 Umlaufgetriebe

### 14.5.3.1 Differentialgetriebe - Funktionsweise

- Einleitung
    - Radantrieb im Auto:  
Bei Kurvenfahrten muss das äußere Rad schneller rotieren als das innere Rad!  
→  Durchrutschen der Räder
- Differentialgetriebe

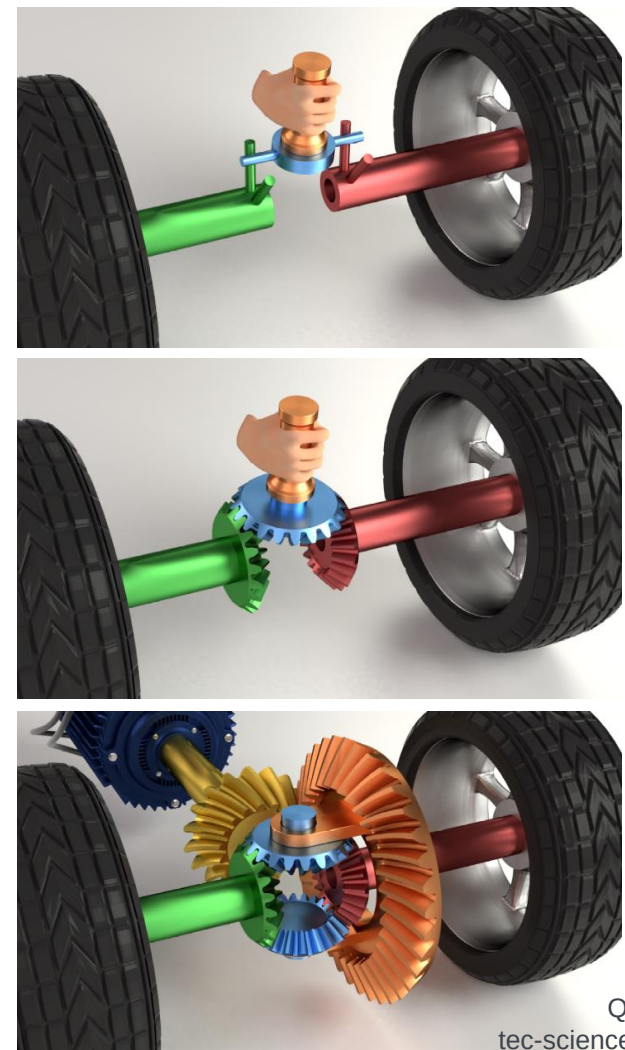


Quelle:  
tec-science.com

## 14.5 Umlaufgetriebe

### 14.5.3.1 Differentialgetriebe - Funktionsweise

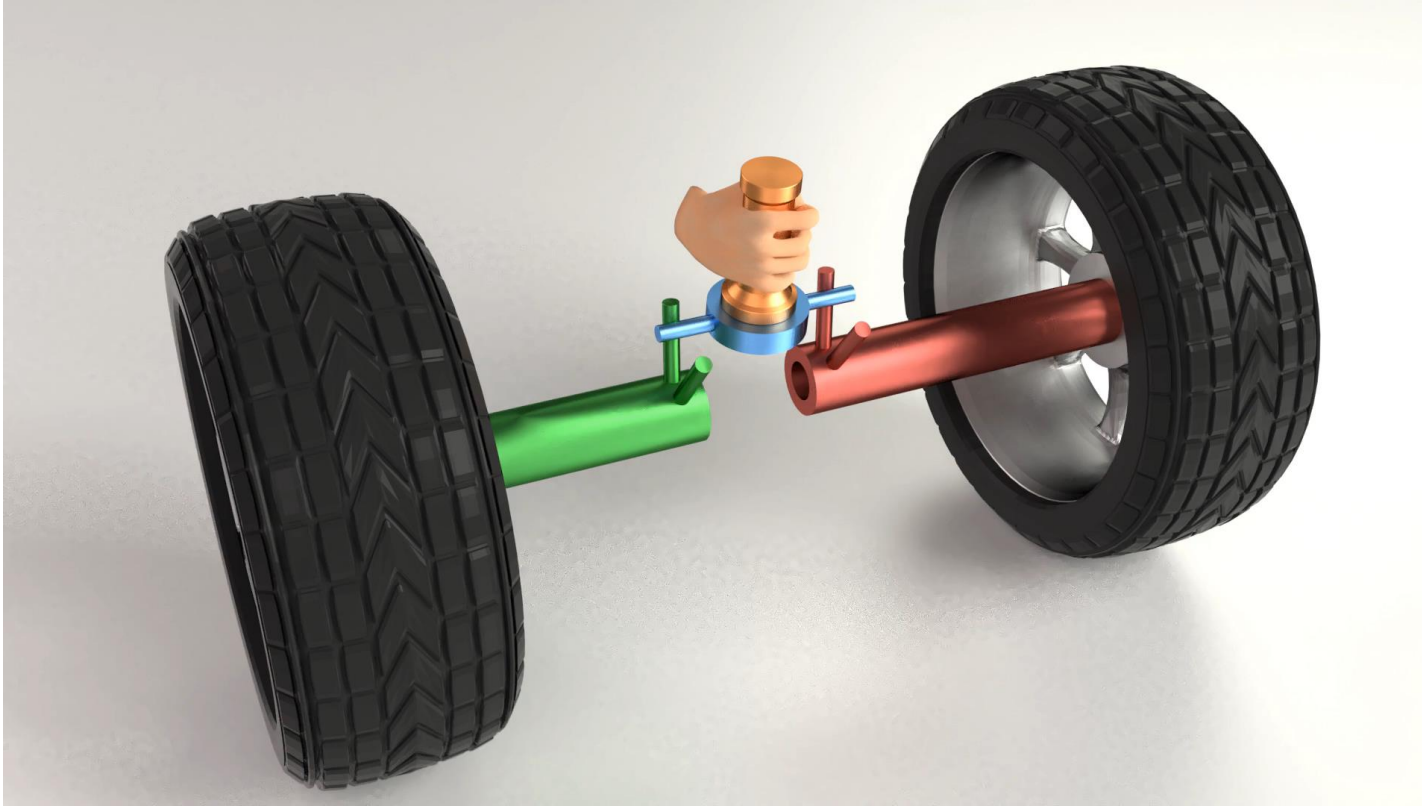
1. Trennung der gemeinsamen Antriebswelle.
2. Antrieb der Wellen über mehrere Stifte und frei rotierbare Stäbe.
3. Ersetzen der Stifte und Stäbe durch Kegelräder (blaues Kegelrad = Umlaufkegelrad)
4. Antrieb der Wellen über weitere Kegelräder. (gelb: Ritzel, orange: Umlaufradträger)
5. Symmetrische Anordnung der Kegelräder zur Vermeidung von Biegebeanspruchungen. (180°)



Quelle:  
tec-science.com

## 14.5 Umlaufgetriebe

### 14.5.3.1 Differentialgetriebe - Funktionsweise



Quelle:  
tec-science.com

## 14.5 Umlaufgetriebe

### 14.5.3.2 Differentialgetriebe – Drehzahl und Drehmoment

- Die Drehzahl der Räder ist in Kurven unterschiedlich.
- Das Drehmoment ist gleich.  
Bei Getrieben ergibt sich Drehmomentänderung über Verhältnis der Zähnezahlen der Zahnräder. Symmetrie → gleiche Zähnezahl → gleiches Drehmoment
- Leistung  $P = 2 \cdot \pi \cdot M \cdot n$   
Abhängig von Drehzahl → unterschiedliche Leistung
- **Eine Differentialgetriebe teilt zwar die Drehzahlen und damit die Motorleistung auf die unterschiedlichen Räder auf, das Drehmoment ist jedoch an beiden Rädern identisch!**

Quelle:  
tec-science.com

## 14.5 Umlaufgetriebe

### 14.5.3.3 Differentialgetriebe – Sonderform des Planetengetriebes

Auch hier gilt:  $n_S = n_T \cdot (1 - i_0) + n_H \cdot i_0$

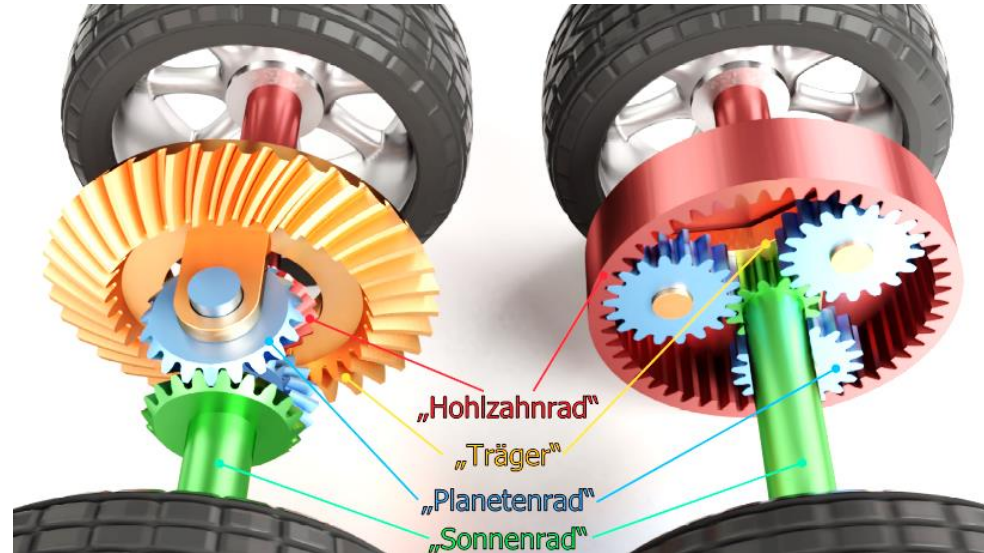
Standübersetzung: Stillstehender Umlaufradträger.

$$i_0 = -1$$

$$n_H + n_S = n_T \cdot 2$$

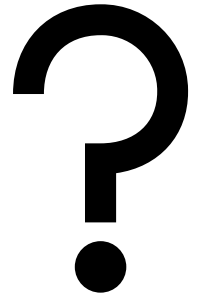
Mit  $n_H = n_1$  und  $n_S = n_2$  ergibt sich

$$n_T = \frac{n_1 + n_2}{2}$$



Quelle:  
tec-science.com

# Kontrollfragen



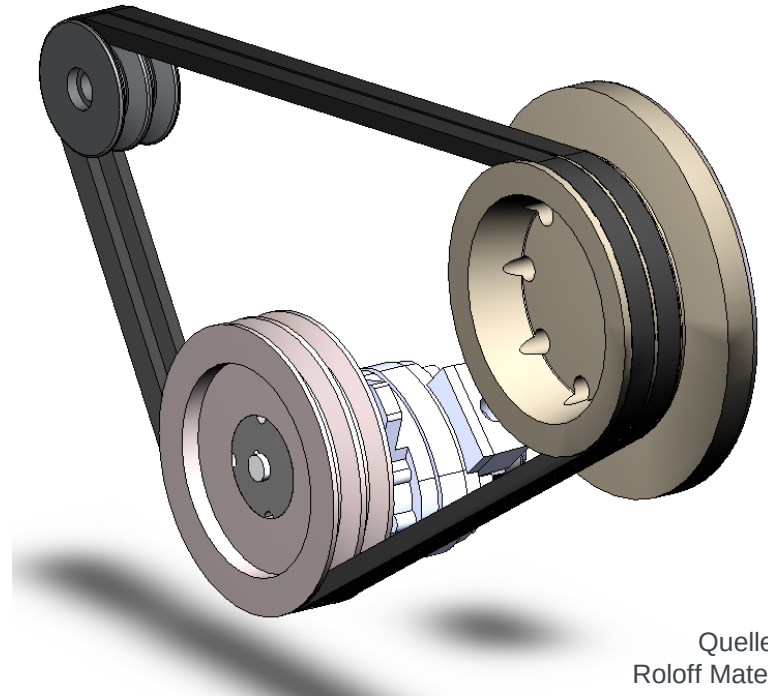
1. Unter welchen Bedingungen wirkt ein Planetengetriebe als Standgetriebe?
2. Nennen Sie Vor- und Nachteile eines Planetengetriebes
3. Was sind die Aufgaben eines Differenzialgetriebes und wo kommt es zum Einsatz?

## 14.7 Riemengetriebe

### 14.7.1 Riemenaufbau und Riemenwerkstoff

Geforderte Kriterien hinsichtlich der Antriebs- und Abtriebsbedingungen:

- Hohe Zerreißfestigkeit
- Gutes Reibverhalten
- Unempfindlichkeit gegenüber Umwelteinflüsse



Quelle:  
Roloff Matek



# 14.7 Riemengetriebe

## 14.7.1 Riemenaufbau und Riemenwerkstoff

### Antriebsriemen

#### Flachriemen

Lederriemen

Geweberiemen  
(Textilriemen)

Kunststoffriemen

Mehrschicht- oder  
Verbundriemen



#### Keilriemen

a) Normalkeilriemen

b) Schmalkeilriemen

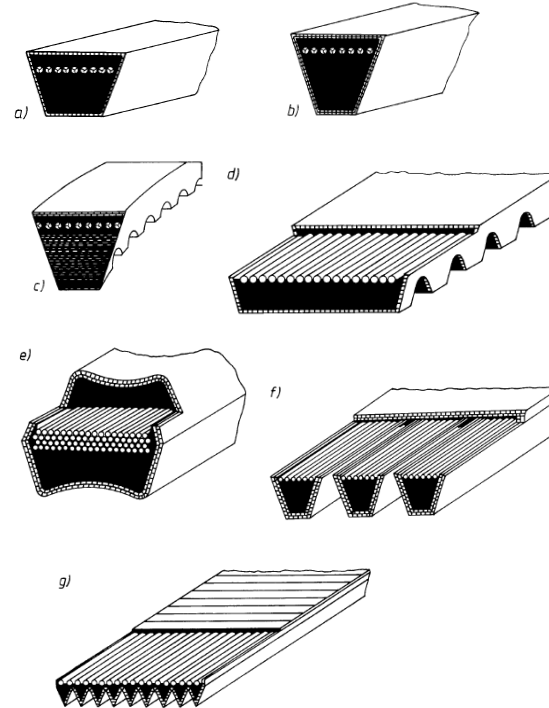
c) Schmalkeilriemen  
flankenoffen, gezähnt

d) Breitkeilriemen  
(gezähnt)

e) Doppelkeilriemen

f) Verbundkeilriemen

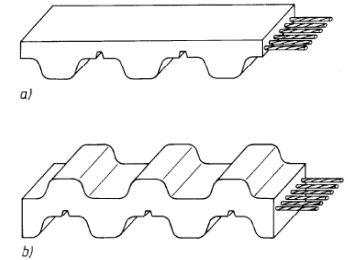
g) Keilrippenriemen



#### Synchronriemen

a) Einfachverzähnt

b) Doppelverzähnt



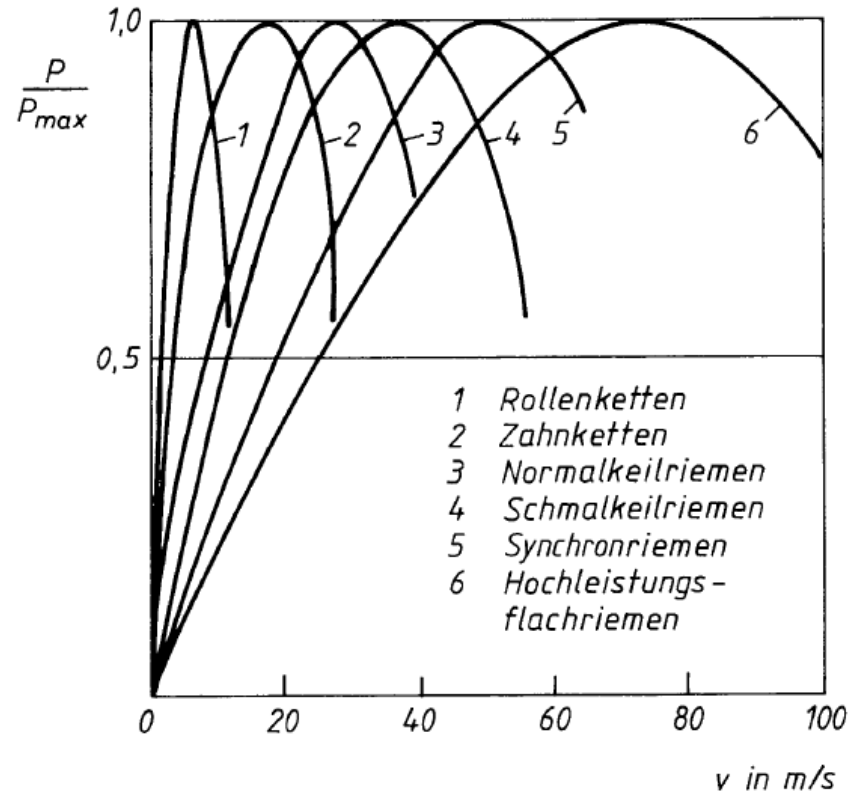
Quelle:  
Roloff Matek

## 14.7 Riemengetriebe

### 14.7.2 Gestalten und Entwerfen

#### Wahl der Riemenart:

Einsatzbereiche der Zugmittel in  
Abhängigkeit von der  
Umfangsgeschwindigkeit



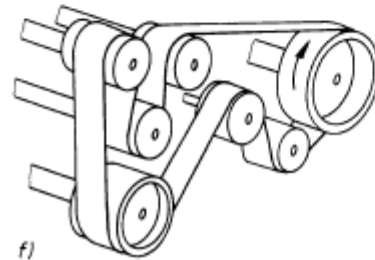
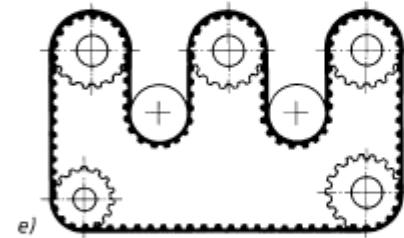
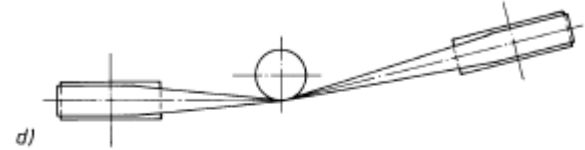
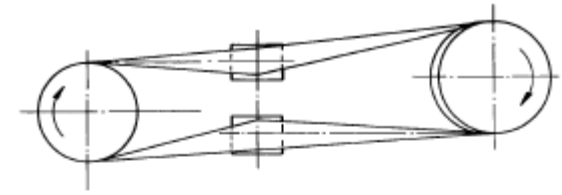
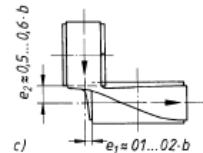
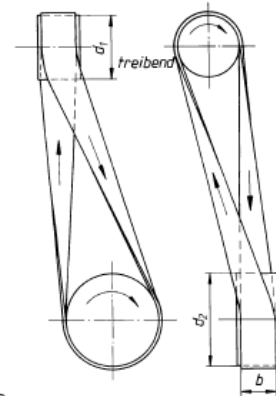
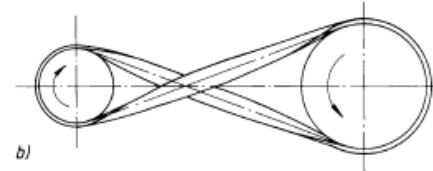
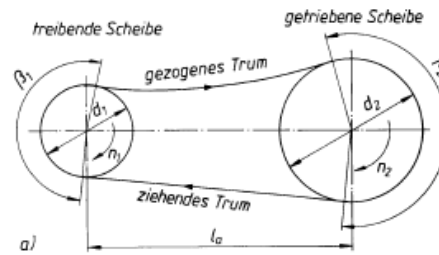
Quelle:  
Rolof Matek

## 14.7 Riemengetriebe

### 14.7.2 Gestalten und Entwerfen

#### Riemenführung:

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



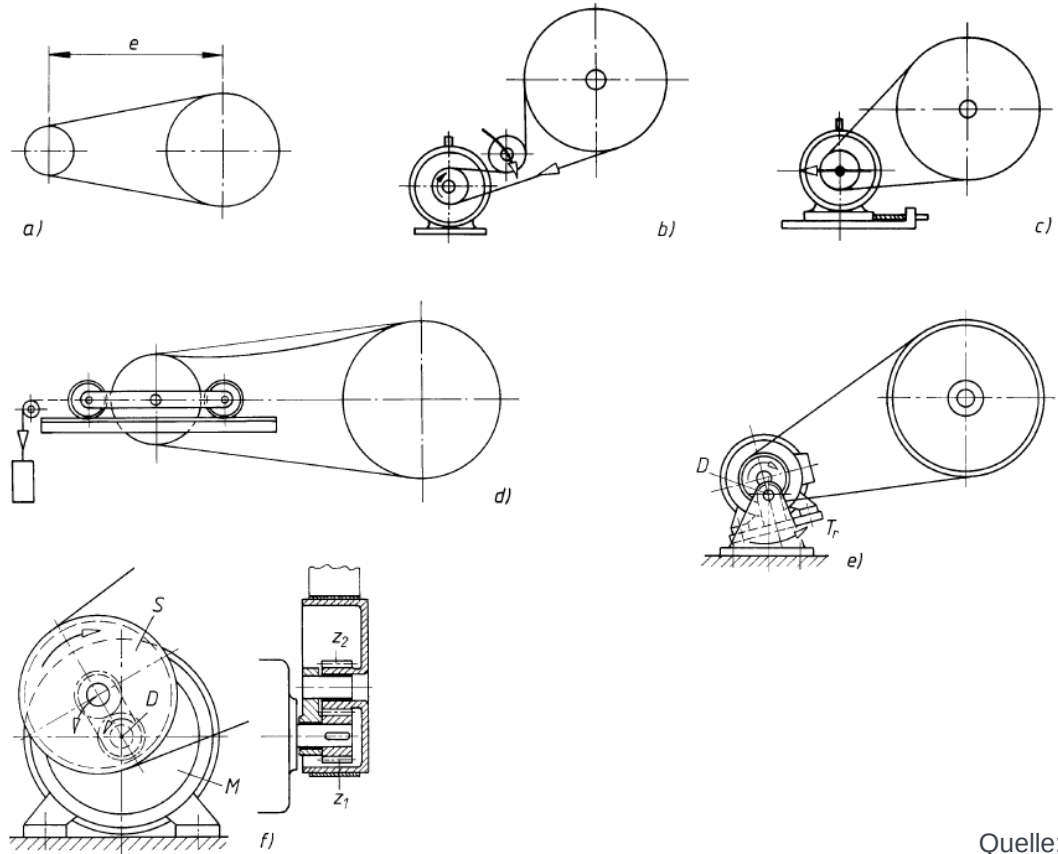
Quelle:  
Rolof Matek

## 14.7 Riemengetriebe

### 14.7.2 Gestalten und Entwerfen

#### Vorspannmöglichkeiten bei Riemengetriebe:

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



Quelle:  
Rolof Matek

## 14.7 Riemengetriebe

### 14.7.3 Auslegung der Riemengetriebe

#### Allgemein:

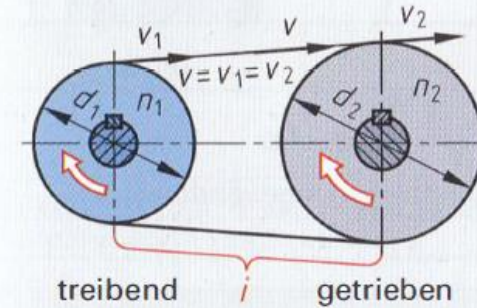
- Geschwindigkeit:  $v = \text{const.}$
- Antriebsformel:  $n_1 \cdot d_1 = n_2 \cdot d_2$
- Übersetzungsverhältnis:

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

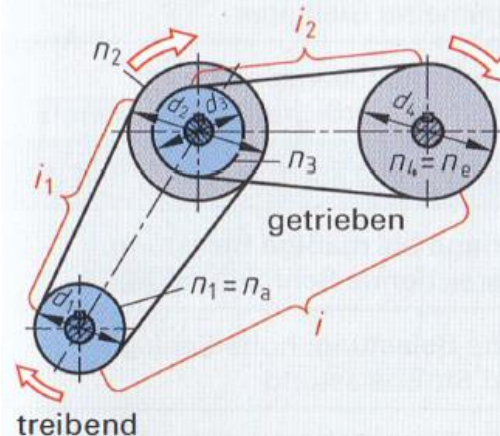
- Gesamtübersetzungsverhältnis:

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

einfache Übersetzung



mehrfache Übersetzung



Europa Lehrmittel Tabellenbuch Metall

## 14.7 Riemengetriebe

### 14.7.3 Auslegung der Riemengetriebe

#### Kräfte am Riemengetriebe

Riemengetriebe können eine Leistung nur dann übertragen, wenn die Reibkraft  $F_R$  zwischen Riemen und Scheibe mindestens gleich oder größer ist als die zu übertragende Umfangskraft  $F_t$ .

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

$\mu \rightarrow$  Reibungszahl für den umspannten Scheibenbogen, abhängig von der Riemenart und der Scheibenoberfläche

$F_N \rightarrow$  notwendige Anpresskraft (Normalkraft)

Wird die treibende Scheibe  $d^1$  durch ein Drehmoment  $M$  angetrieben, dann ist die von der Scheibe auf den Riemen zu übertragende Umfangskraft  $F_t$  gleich:

$$F_t = F_1 - F_2 = 2 \cdot \frac{M}{d}$$

## 14.7 Riemengetriebe

### 14.7.3 Auslegung der Riemengetriebe

#### Kräfte am Riemengetriebe

Theoretische Wellenbelastung:

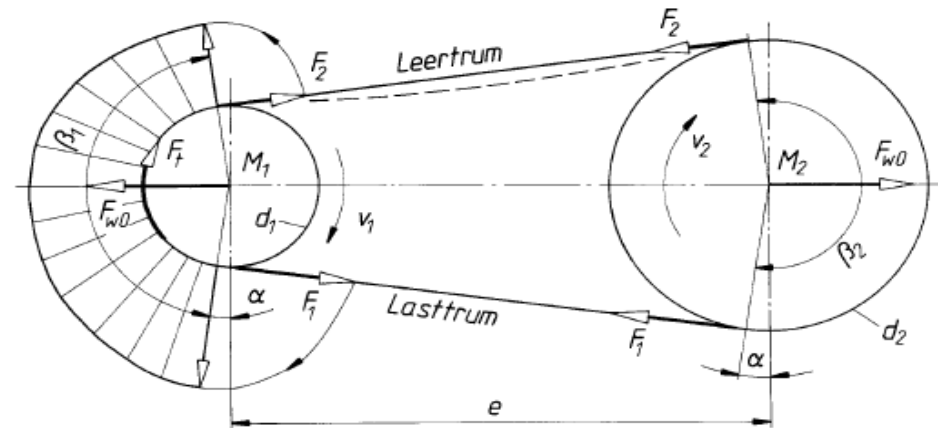
$$F_{w0} = F_w + F_Z = k \cdot F_t + F_Z$$

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

$A_S$  Riemenquerschnitt

$\rho$  Dichte des Riemenwerkstoffs

$v$  Riemengeschwindigkeit



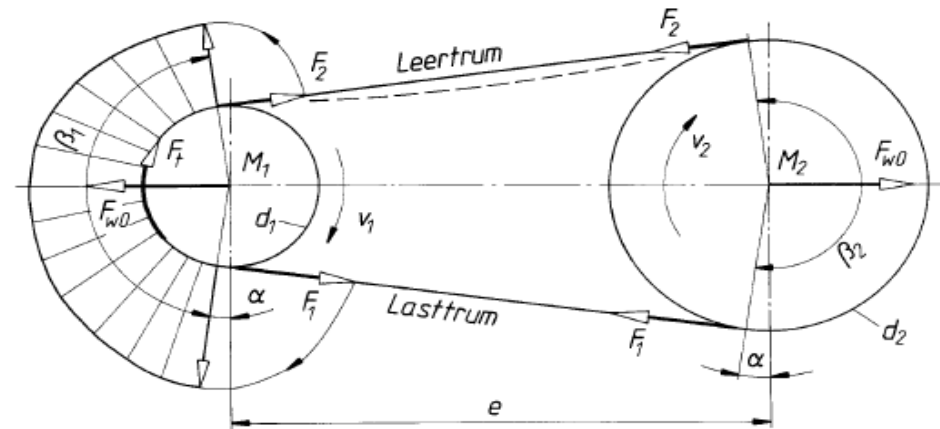
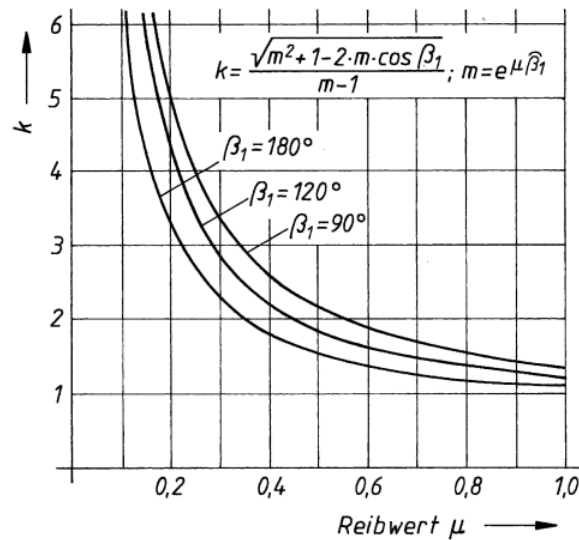
Kräfte am offenen Riemengetriebe

## 14.7 Riemengetriebe

### 14.7.3 Auslegung der Riemengetriebe

#### Kräfte am Riemengetriebe

Faktor  $k$  zur Ermittlung der Wellenbelastung für Flachriemengetriebe. Gilt näherungsweise auch für Keil- und Keilrippenriemen.



Kräfte am offenen Riemengetriebe

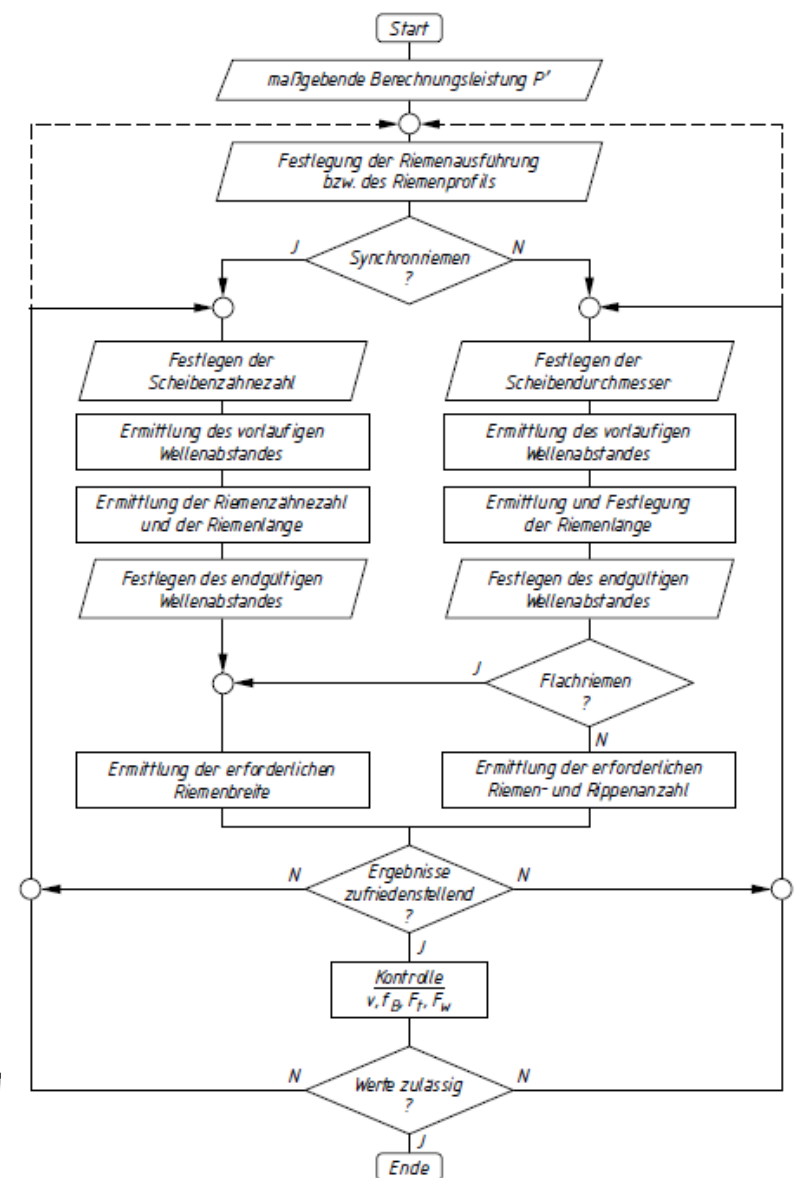


## 14.7 Riemengetriebe

### 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  $0,5 \cdot (d_g + d_k) + 15 \text{ mm} \leq e' \leq 2 \cdot (d_g + d_k)$

Nach festgelegten Riemenlänge ergibt sich die endgültige Wellenabstand:

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

## 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:

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

## 14.7 Riemengetriebe

### 14.7.3 Praktische Berechnung der Riemengetriebe

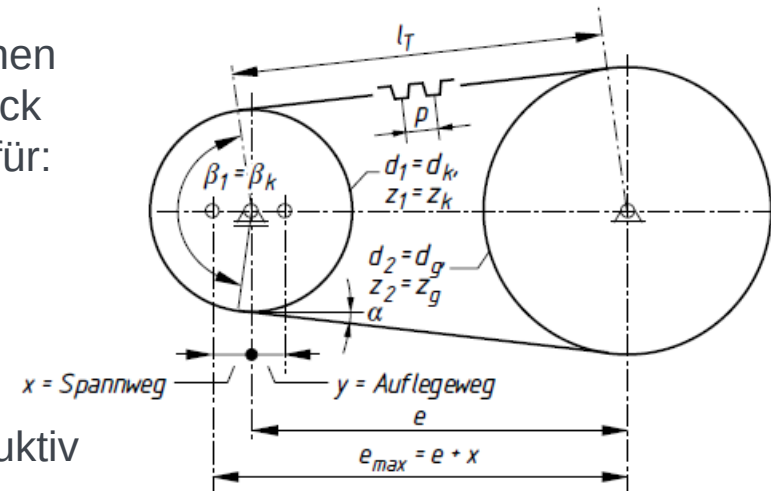
#### Spann- und Verstellwege $x, y$

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  $y \geq (1 \dots 2,5) \cdot p$



## 14.7 Riemengetriebe

### 14.7.3 Praktische Berechnung der Riemengetriebe

#### Leistungsberechnung

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

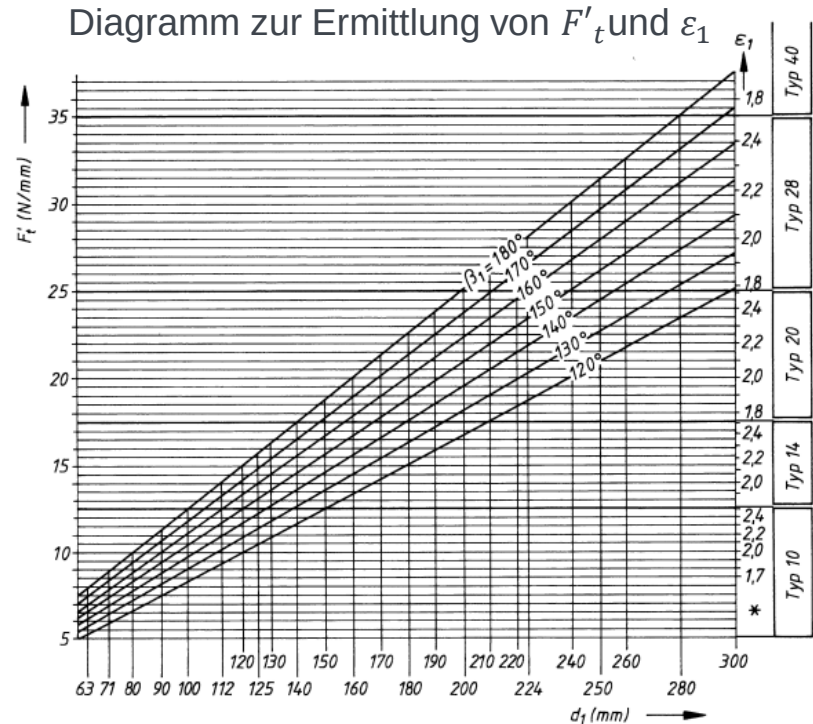
$$\text{Riemenbreite: } b' = F_t / F'_t$$

Erforderliche Anzahl der Keilriemen bzw. die erforderliche Rippenanzahl:

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

Wellenbelastung:

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



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

Roloff Matek

# 14.7 Riemengetriebe

## 14.7.3 Praktische Berechnung der Riemengetriebe

### Kontrollabfrage

Riemen-geschwindigkeit:

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

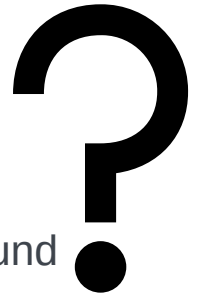
Biege-frequenz:

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

| Riemenwerkstoff<br>Riemensorte |                                                                                   | Elastizitätsmodul          |           | Dichte                       | zul.<br>Riemen-<br>spannung         | max.<br>Verhältnis | max. Biege-<br>häufigkeit | zul. Nenn-<br>umfangs-<br>kraft | Riemen-<br>geschwin-<br>digkeit | Reibungszahl                                                                        | Tem-<br>peratur         |    |
|--------------------------------|-----------------------------------------------------------------------------------|----------------------------|-----------|------------------------------|-------------------------------------|--------------------|---------------------------|---------------------------------|---------------------------------|-------------------------------------------------------------------------------------|-------------------------|----|
|                                |                                                                                   | $E_z$<br>N/mm <sup>2</sup> | $E_b$     | $\rho$<br>kg/dm <sup>3</sup> | $\sigma_{zul}$<br>N/mm <sup>2</sup> | $t/d$<br>—         | $f_{Bmax}^{5)}$<br>1/s    | $F'_{tmax}$<br>N/mm             | $v_{max}^{5)}$<br>m/s           | $\mu^{6)}$<br>—                                                                     | $\vartheta_{max}$<br>°C |    |
| Leder-                         | Standard S                                                                        | 250                        | 50 ... 90 | 1,0                          | 3,6 ... 4,1                         | 0,033              | 5                         | —                               | 30                              | Fleischseite<br>(0,25 + 0,02 $\sqrt{v}$ )<br>Haarseite<br>(0,33 + 0,02 $\sqrt{v}$ ) | 35                      |    |
|                                | Geschmeidig G                                                                     | 350                        | 40 ... 80 | 0,95                         | 4,3 ... 5                           | 0,04               | 10                        | —                               | 40                              |                                                                                     |                         |    |
|                                | Hoch-<br>geschmeidig                                                              | HGL                        | 450       | 30 ... 70                    | 0,9                                 | 4,3 ... 6,5        | 0,05                      | 25                              | —                               |                                                                                     | 50                      | 45 |
|                                |                                                                                   | HGC                        |           |                              |                                     | 4,3 ... 7,5        |                           |                                 |                                 |                                                                                     |                         | 70 |
| Gewebe-                        | einlagig: Gummi-<br>Polyamid- bzw.<br>Polyesterfasern                             | 350 ... 1200               |           | 1,1 ... 1,4                  | 3,3 ... 5,4                         | 0,35               | 10 ... 50                 | 100                             | 80                              | (0,5)                                                                               | −20 ... 100             |    |
|                                | mehrlagig: Gummi-,<br>Polyamid- bzw.<br>Polyester- oder<br>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<br>(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<br>Polyamid oder<br>Polyester in<br>Gummi<br>gebettet <sup>1)</sup> | 600 ... 700                | 300       | 1,1 ... 1,4                  | 14 ... 25                           | 0,008 ...<br>0,025 | 100                       | 200                             | 60 ... 120                      | (0,7)                                                                               | −20 ... 100             |    |
|                                |                                                                                   | <sup>2)</sup> 500 ... 600  | 250       |                              | 4 ... 12                            | 0,01 ...<br>0,035  |                           | 400                             |                                 | (0,6)                                                                               |                         |    |
|                                | ein oder mehrere<br>Polyamidbänder<br>geschichtet und<br>vorgereckt <sup>4)</sup> | <sup>1)</sup> 500 ... 600  | 250       |                              | 6 ... 18                            | 0,008 ...<br>0,025 |                           | 800                             | 60 (80)                         | (0,7)                                                                               |                         |    |
|                                |                                                                                   | <sup>2)</sup> 400 ... 500  | 200       |                              | 4 ... 15                            | 0,01 ...<br>0,035  |                           |                                 |                                 | (0,6)                                                                               |                         |    |

Roloff Matek

# Kontrollfragen



1. Die Art und Weise der Kraftübertragung bei Flach- und Keilriemen einerseits und Zahnriemen andererseits ist zu erläutern.
2. Welche nachteiligen Folgen ergeben sich bei einem kraftschlüssigen Riementrieb, wenn dieser nicht genügend vorgespannt ist?
3. Es ist eine qualitative Aussage zur Belastung der Wellen bei Flach-, Keil- und Zahnriementrieben zu treffen und die Begründung hierfür anzugeben.
4. Von welchen Größen ist die Kraftübertragung eines Riementriebs im wesentlichen abhängig?

## 14.7 Literaturverzeichnis

- Matek, W.: u.a.: Roloff / Matek Maschinenelemente, Vieweg Verlag, Wiesbaden, 2017
- Horst Haberhauer: Maschinenelemente, Springer Vieweg, 2018
- Tec-science: Getriebetechnik unter:  
<https://www.tec-science.com/de/category/getriebe-technik>  
(Abgerufen am 01.04.2019)
- Prof. Dr.-Ing. H. Gruss: Antriebstechnik 1, Hochschule Anhalt unter  
[https://www.hs-anhalt.de/fileadmin/Dateien/FB6/personen/voigt\\_st/Lehrunterlagen/02\\_MA\\_FMB/AnTe\\_03.pdf](https://www.hs-anhalt.de/fileadmin/Dateien/FB6/personen/voigt_st/Lehrunterlagen/02_MA_FMB/AnTe_03.pdf)  
(Abgerufen am 02.04.2019)





Universität Stuttgart

# 15. Bolzen- und Stiftverbindungen

Diese Vorlesung basiert auf Vorarbeiten von Prof. T. Maier  
Institut für Konstruktionstechnik und Technisches Design  
Forschungs- und Lehrgebiet Technisches Design

## Konstruktion in der Medizingeräte- technik 2

SoSe 2020

**Prof. Dr.  
Peter P. Pott  
und Mitarbeiter**

# 15. Bolzen- und Stiftverbindungen

## Inhalt

### 15.1 Allgemeines

15.1.1 Definition

15.1.2 Einteilung

15.1.3 Verwendung

### 15.2 Stifte

15.2.1 Kegelstifte

15.2.2 Zylinderstifte

15.2.3 Kerbstifte

15.2.4 Spannstifte

15.2.5 Berechnung

# 15. Bolzen- und Stiftverbindungen

## Inhalt

### 15.3 Bolzen

#### 15.3.1 Formen

#### 15.3.2 Berechnung

#### 15.3.3 Sicherung

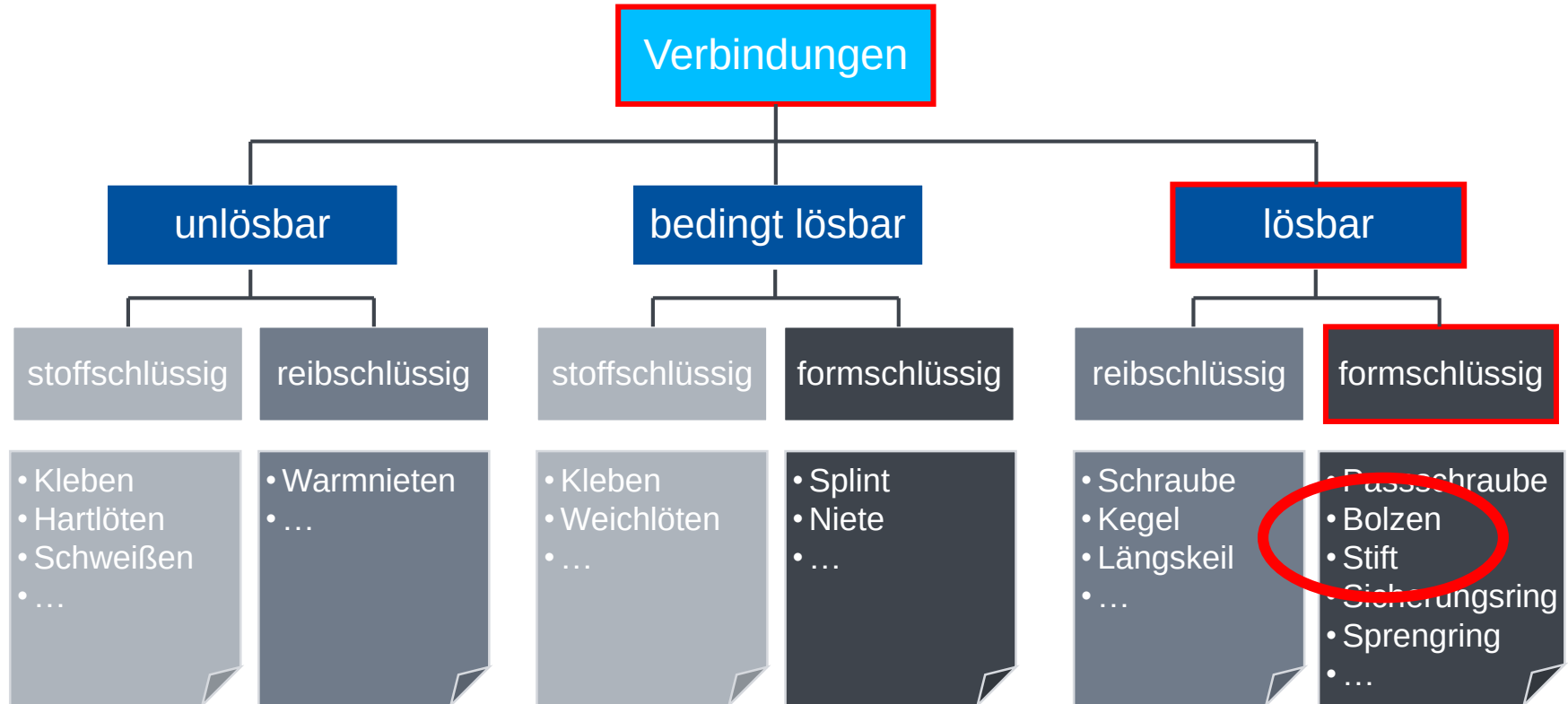
#### 15.3.4 Herstellung

#### 15.3.5 Anwendungsbeispiele

### 15.4 Literaturverzeichnis

# 15.1 Allgemeines

## 15.1.1 Definition



# 15.1 Allgemeines

## 15.1.1 Definition

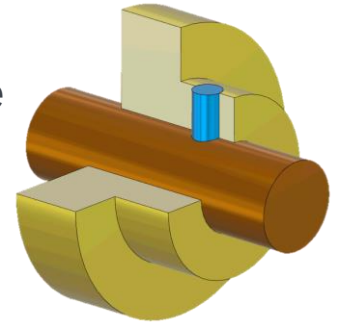
- Einfache und billige Verbindung von zwei oder mehreren Bauteilen.
- Gehören zu ältesten Verbindungen und sind weitestgehend genormt.

### Bolzen- und Stiftverbindungen



**Bolzen** werden für  
**bewegliche** Verbindungen  
von Bauteilen genutzt

**Stifte** verbinden Bauteile  
**fest** miteinander  
(Presspassung)

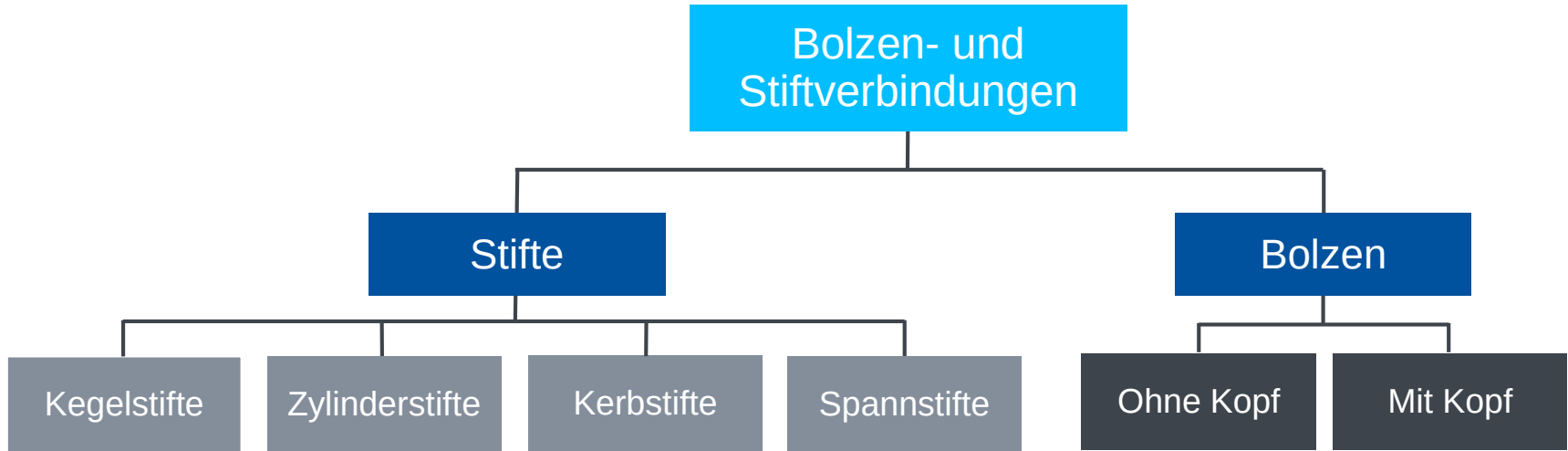


Quellen:

[preis.de](http://preis.de), [konstruktionsatlas.de](http://konstruktionsatlas.de)

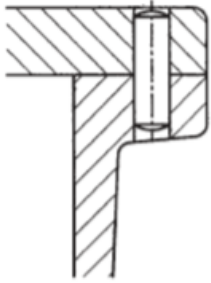
# 15.1 Allgemeines

## 15.1.2 Einteilung

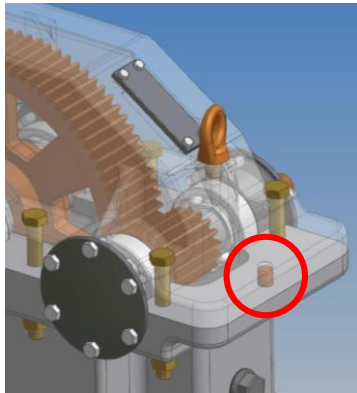


# 15.1 Allgemeines

## 15.1.3 Verwendung



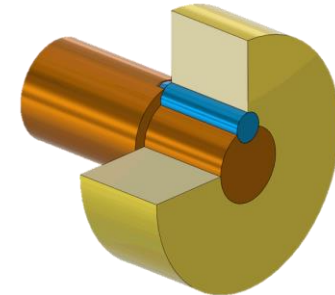
Positionierung



Stifte



Kraftübertragung



Quellen:

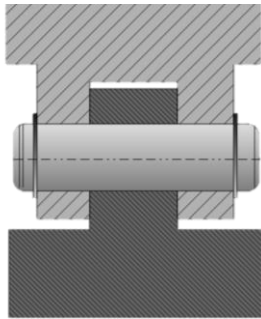
Haberhauer, H., Fahrzeug-instandhaltung.ch,  
Wikipedia.org, konstruktionsatlas.de

## 15.1 Allgemeines

### 15.1.3 Verwendung



Gelenkverbindungen



**Bolzen**



Achse für Lagerung



Quellen:

helpster.de, preis.de,

ingenieurekurse.de, rosinski-hebezeuge.de



## 15.2 Stifte

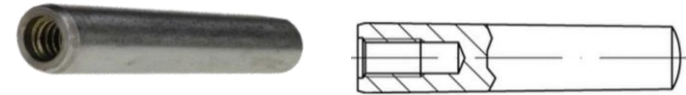
### 15.2.1 Kegelstifte

- Einsatz als **Passstifte zur Lagesicherung**
- Ausgleich von auftretender Abnutzung oder Lochaufweitung
- **kostspielig** aufgrund erforderlicher Bohrungen
- Leicht **zu lösen**, nicht rüttelfest
- **Innengewinde** oder **Gewindezapfen** zum Lösen aus Sacklöchern

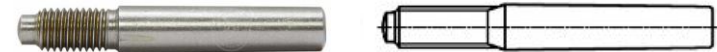
*Kegelstift*



*Kegelstift mit Innengewinde*



*Kegelstift mit Gewindezapfen*



Quellen:

werkzeug-profi-shop.de, schraubenhandel24.de,  
reidl.de, schrauben-jaeger.de

## 15.2 Stifte

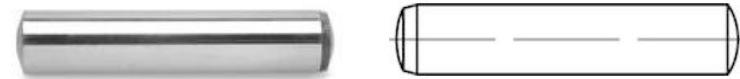
### 15.2.2 Zylinderstifte

- Anwendung wie Kegelstifte
- **Schwerer lösbar** als Kegelstifte, nicht rüttelfest
- **Gehärtete** Zylinderstifte zum Verbinden und Fixieren **starkbeanspruchter Teile**
- Wenn der Zylinderstift nicht rausgeschlagen werden kann, wird ein **Innengewinde** zum Ausziehen genutzt.

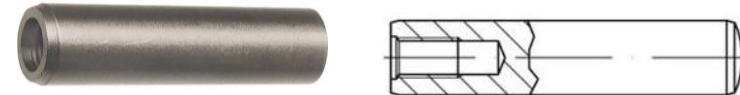
*Zylinderstifte*



*Zylinderstift, gehärtet*



*Zylinderstift mit Innengewinde*



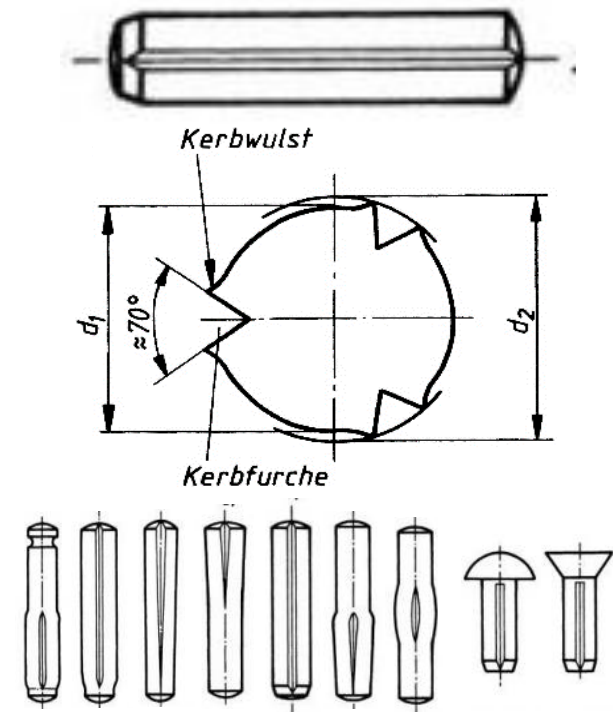
Quellen:

werkzeug-profi-shop.de, schraubenhandel24.de, pegnitz-schrauben.de,  
shop.eriks.lu, Webshop.schachermayer.com, contorion.de

## 15.2 Stifte

### 15.2.3 Kerbstifte

- Drei um **120° versetzte Längskerben**
- Beim Einschlagen werden die **Kerbwulste** in **Kerbfurche** hereingedrängt
- **Radiale Verspannung** hält Kerbstift rüttelfest
- **Einfache** und **wirtschaftliche** Arbeitsweise
- Verwendung als **Befestigungs-, Pass- und Sicherungstift** oder als **Lager- bzw. Gelenkbolzen**



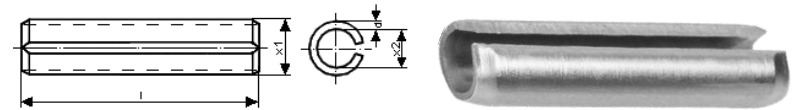
Quelle:  
Matek

## 15.2 Stifte

### 15.2.4 Spannstifte

- In Längsrichtung **geschlitzte Hülsen**
- **Leichte oder schwere Ausführung** je nach Wanddicke
- **Elastizität** führt zu besonders **festem Sitz** und erfordert keine besonders präzise Bohrung
- Verwendung als **Pass-, Befestigungs- und Sicherungsstifte** oder als **Schrauben- und Bolzenhülsen** (Scherhülsen)

Spannstift



Spiral-Spannstift



Connex-Spannstift



Quellen:

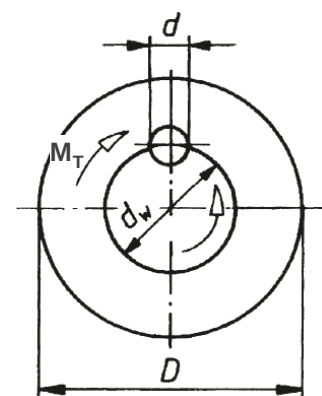
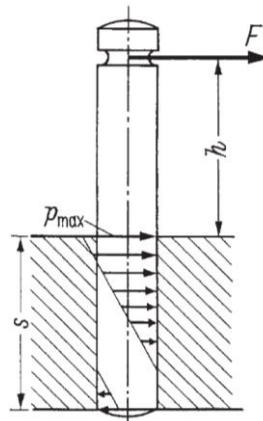
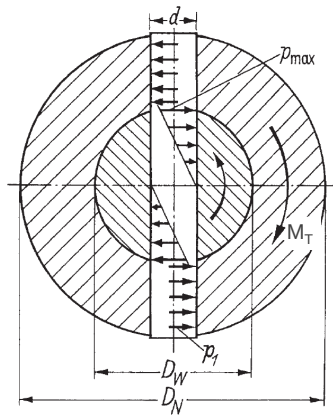
[spannhuelse.de](http://spannhuelse.de), [norelem.de](http://norelem.de), [zamro.de](http://zamro.de), [directindustry.de](http://directindustry.de), [mekom.se](http://mekom.se)

## 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:

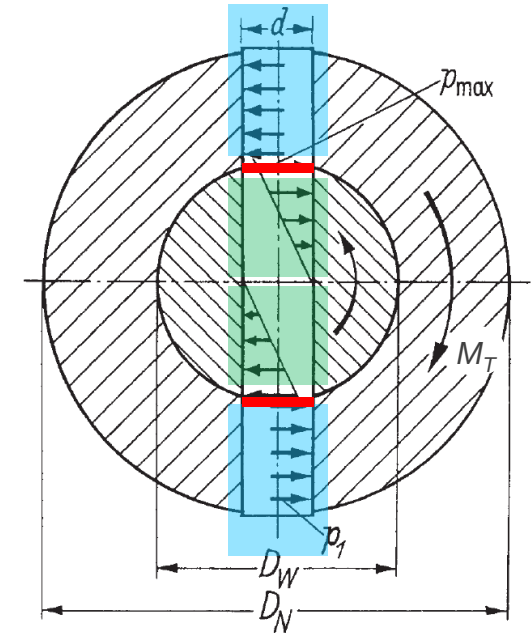
$$\tau_s = \frac{4 \cdot M_T}{D_W \cdot \pi \cdot d^2} \leq \tau_{s,zul}$$

b) Pressung in Wellenbohrung:

$$p_{\max} = \frac{6 \cdot M_T}{d \cdot D_W^2} \leq p_{zul}$$

c) Pressung in Nabenbohrung:

$$p_1 = \frac{4 \cdot M_T}{d(D_N^2 - D_W^2)} \leq p_{zul}$$



Quelle:  
Haberhauer, H.

## 15.2 Stifte

### 15.2.5 Berechnung

#### (1) Querstift-Verbindungen

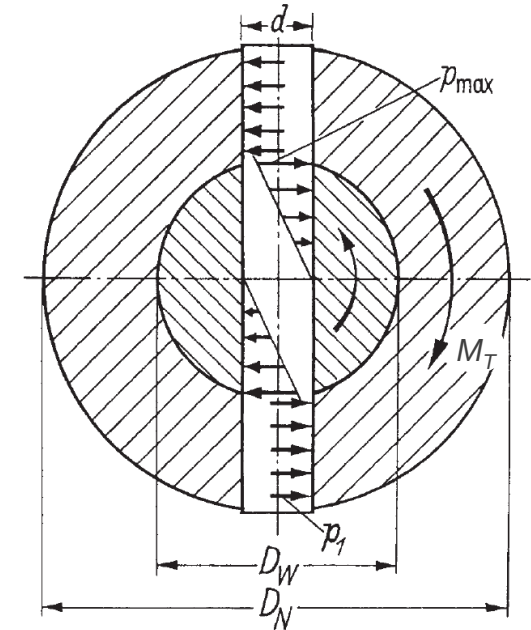
- Gestaltung von Querstiftverbindungen:

- Stiftdurchmesser  $d \approx (0,2 \dots 0,3) \cdot D_W$

- 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

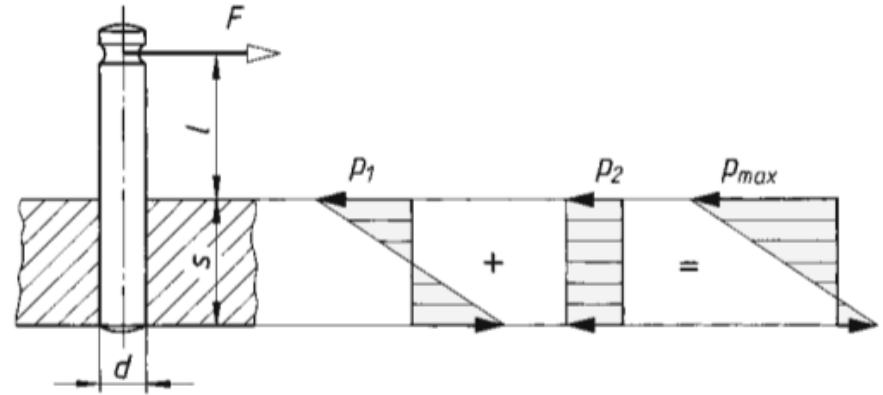
### 15.2.5 Berechnung

#### (2) Steckstift-Verbindungen

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

$$\sigma_b = \frac{M_b}{W_b} = \frac{F \cdot l}{\frac{\pi \cdot d^3}{4}} \leq \sigma_{b,zul}$$

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



Quelle:  
Matek



## 15.2 Stifte

### 15.2.5 Berechnung

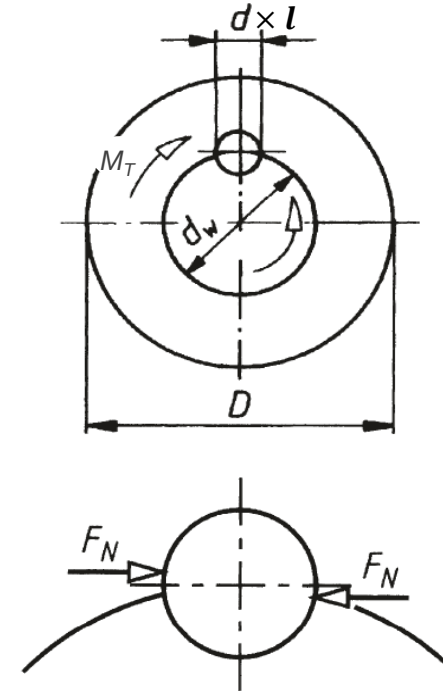
#### (3) Längsstift-Verbindungen

- Übertragung eines Drehmomentes
- Beanspruchung auf Flächenpressung und Abscherung

$$p = \frac{4 \cdot M_T}{d_W \cdot d \cdot l} \leq p_{zul}$$

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

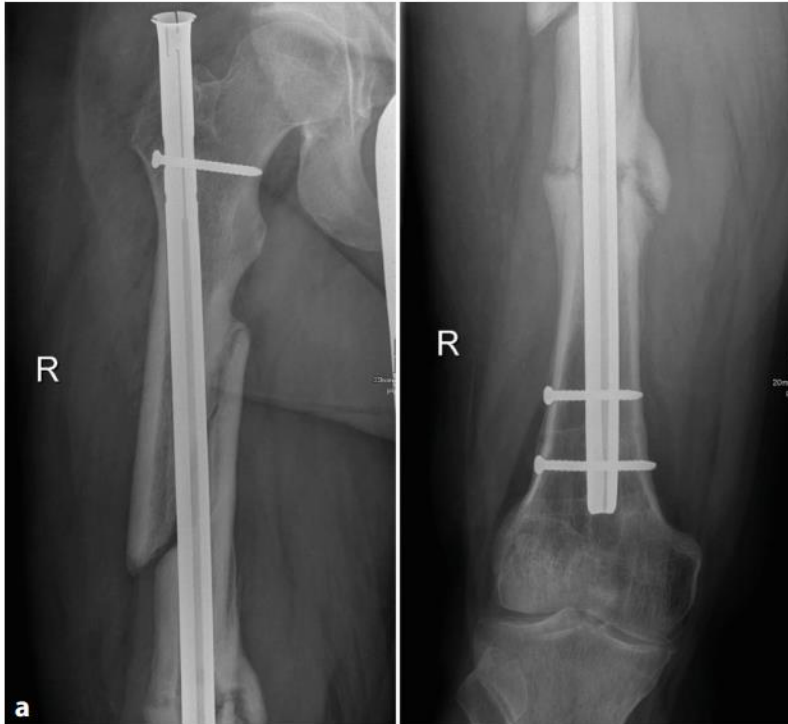
- Abscherung ist immer halb so groß wie Flächenpressung  
→ kann vernachlässigt werden



Quelle:  
Matek

## 15.2 Stifte

Anwendungsbeispiel:



Quellen:

C. Hierholzer et al.; Entwicklung und Prinzipien der Verriegelungsmarknagelung; CME Zertifizierte Fortbildung; 2018

## 15.3 Bolzen

### 15.3.1 Formen

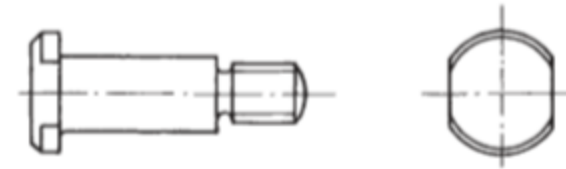
#### *Bolzen ohne oder mit Kopf*

- Ohne und mit Splintloch genormt
- Vorwiegend eingesetzt als Gelenkbolzen



#### *Bolzen mit Kopf und Gewindezapfen*

- Festsitzende Lager- und Achsbolzen



Quelle:  
Haberhauer, H.

## 15.3 Bolzen

### 15.3.2 Berechnung

Bei Gelenkverbindungen wird das Biegemoment durch die Einspannbedingungen bestimmt:

#### (a) Bolzen mit Spiel in Gabel und Stange

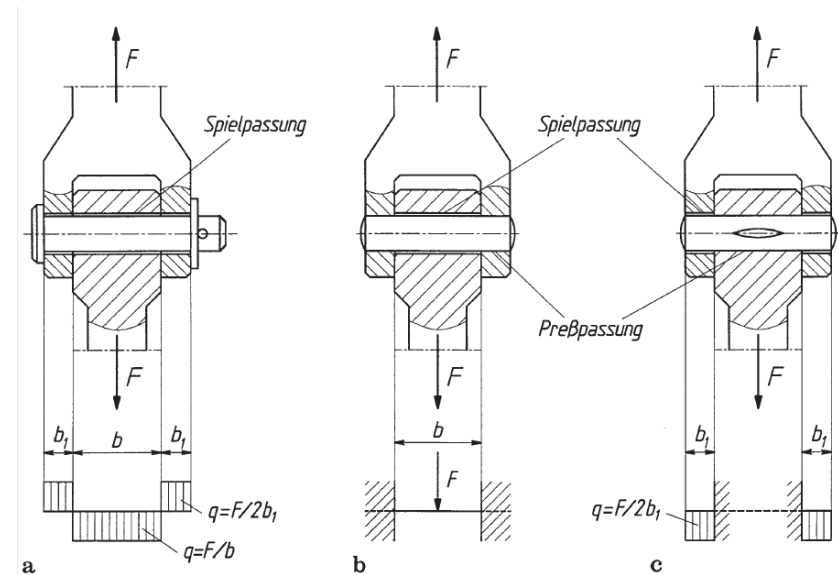
$$M_{b,\max} = \frac{F (b + 2b_1)}{8}$$

#### (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: 
$$p_{\text{Gabel}} = \frac{F}{2 \cdot b_1 \cdot d} \leq p_{\text{Gabel,zul}}$$

2. Flächenpressung Stange: 
$$p_{\text{Stange}} = \frac{F}{b \cdot d} \leq p_{\text{Stange,zul}}$$

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  
( $i = \text{Scherflächen}$ ) 
$$\tau_s = \frac{F}{i \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4}} \leq \tau_{s,zul}$$

Im Allgemeinen:  $i = 2$

## 15.3 Bolzen

### 15.3.2 Berechnung

- Wahl des Bolzendurchmessers abhängig vom Einbaufall:

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

- Zulässige Belastungen (ruhend/schwellend/wechselnd):

$$\sigma_{b,\text{zul}} = 0,3 / 0,2 / 0,15 \cdot R_m$$

$$p_{\text{zul}} = 0,35 / 0,25 \cdot R_m$$

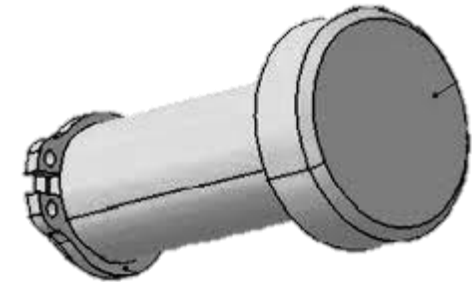
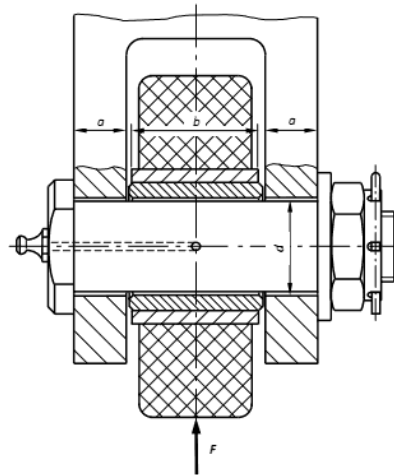
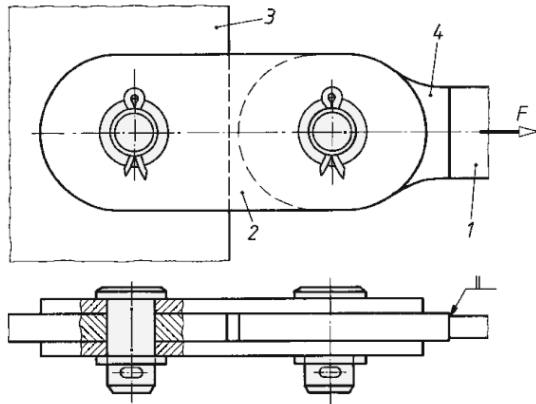
$$\tau_{s,\text{zul}} = 0,2 / 0,15 / 0,1 \cdot R_m$$

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

## 15.3 Bolzen

### 15.3.3 Sicherung

- Sichern der Bolzen gegen Herausrutschen in Gelenkverbindung
- Einfachste Lösung: **Splint mit Scheibe**
- Alternativ: Nutzung der Bolzen mit **Gewindezapfen** und **Kronenmutter**, **Sicherungsringe** oder **Scheiben mit Senkschrauben**



Quellen:

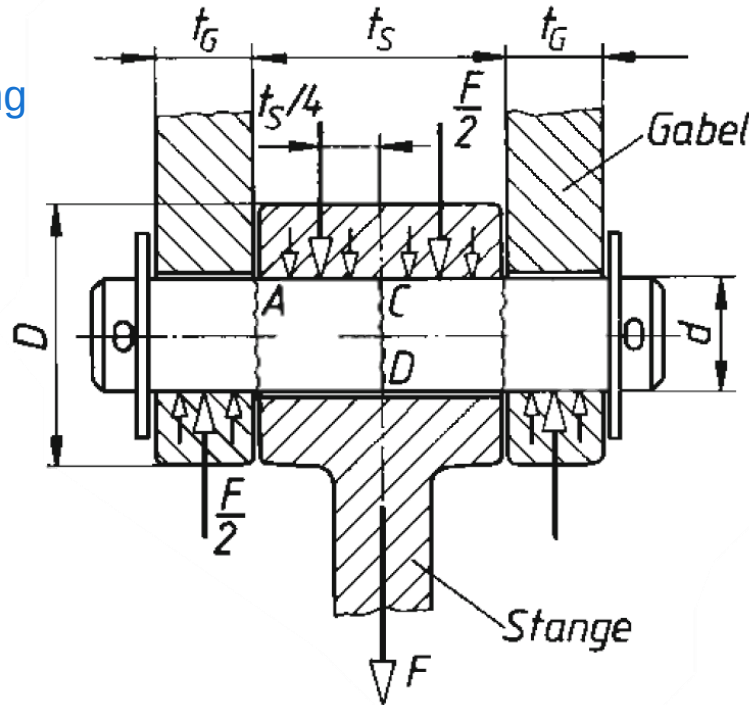
Matek, eassitant.eu, springer.com, Wikipedia

# Live-Voting



Auf was wird der Bolzen nicht beansprucht?

- A Flächenpressung
- B Zug
- C Biegung
- D Schub



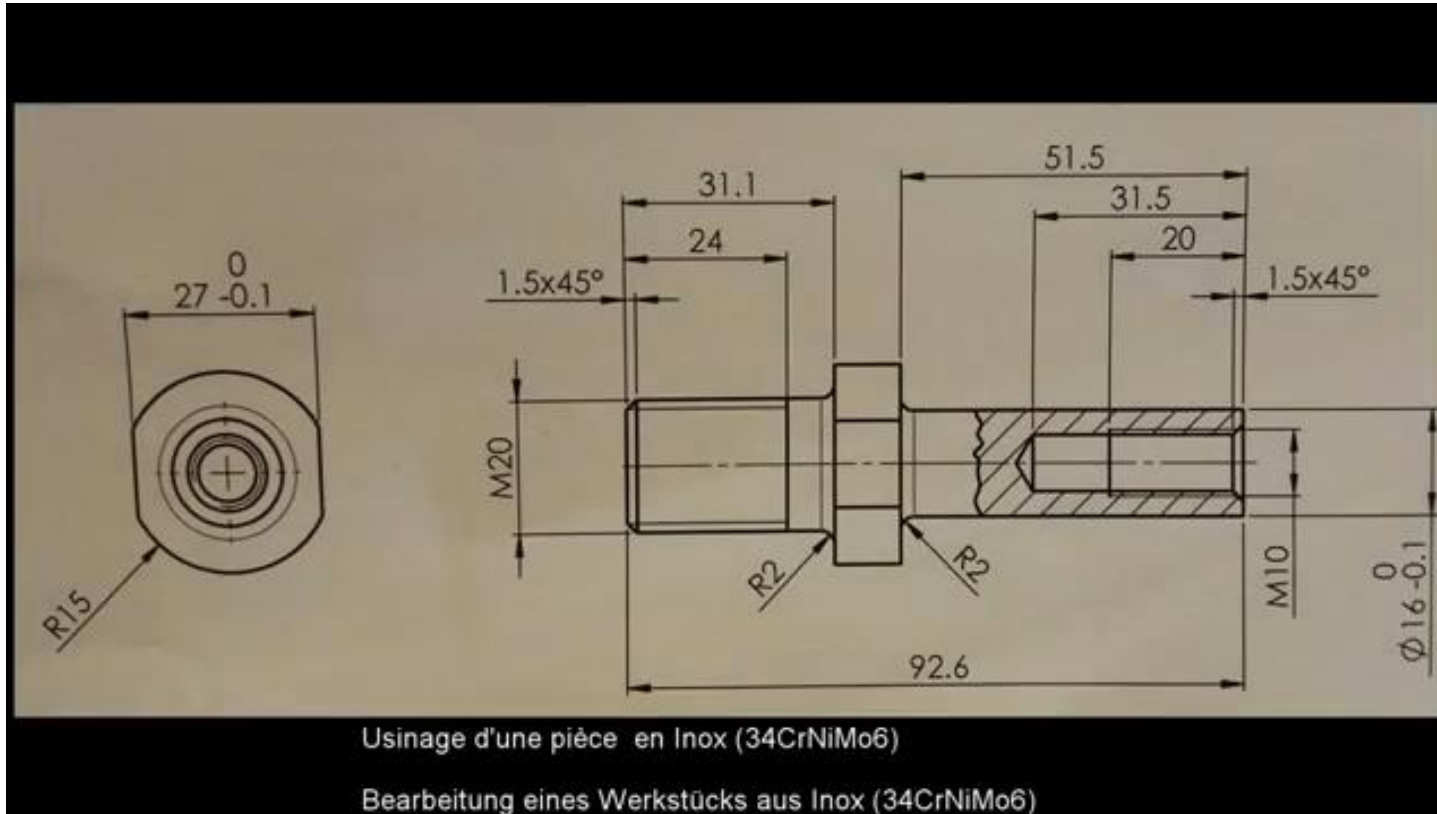
[vote at imt.participoll.com](https://imt.participoll.com/)

Quelle:  
Matek



## 15.3 Bolzen

### 15.3.4 Anwendungsbeispiele

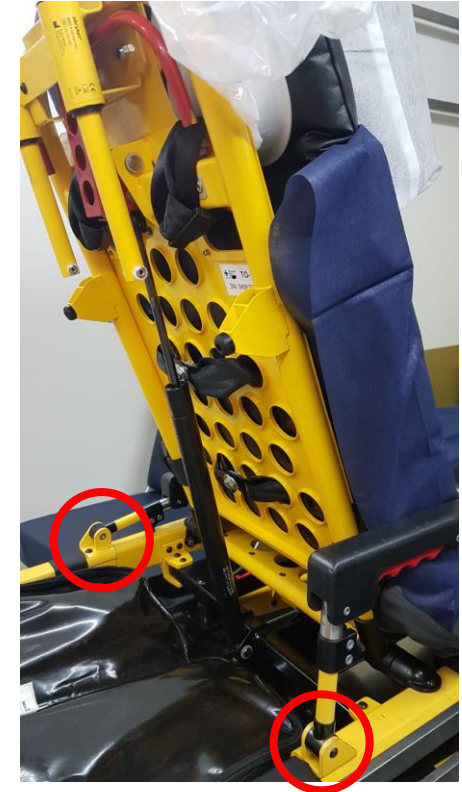


Quelle:

Frimeca Berufsbildung (youtube.de)

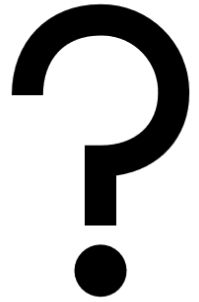
## 15.3 Bolzen

### 15.3.4 Anwendungsbeispiele



Quellen:  
de.aliexpress.com, blaudental.de, eigene Aufnahme

# Kontrollfragen



1. Wie werden die Bolzen in Gelenkverbindungen beansprucht?
2. Wie unterscheiden sich die Bolzenverbindungen von den Niet- und Schraubenverbindungen in der Art der Kraftübertragung?
3. Welche Möglichkeiten für axiales sichern eines Bolzen gibt es?
4. Welche Funktion haben Passstifte?
5. Welche Stifte werden hauptsächlich als Passstifte verwendet?
6. Welche Einbaufälle für eine Bolzenverbindung gibt es?

## 15.4 Literatur

- Haberhauer, H. & Bodenstein, F.: Maschinenelemente: Gestaltung, Berechnung, Anwendung, 17. Auflage, Springer Vieweg Verlag, 2014
- Wittel, H., Jannasch, D., Voßiek, J.& Spura, C.: Roloff/Matek Maschinenelemente Formelsammlung, 14. Auflage, Springer Vieweg Verlag, 2018
- Wittel, H., Muhs D. et al.: Roloff/Matek Maschinenelemente, 23. Auflage, Springer Vieweg Verlag, 2017



Universität Stuttgart

## 16. Schrauben- verbindungen

Diese Vorlesung basiert auf Vorarbeiten von Prof. T. Maier  
Institut für Konstruktionstechnik und Technisches Design  
Forschungs- und Lehrgebiet Technisches Design

# Konstruktion in der Medizin- gerätetechnik 2

SoSe 2020

**Prof. Dr.  
Peter P. Pott  
und Mitarbeiter**

# 16. Schraubenverbindungen

## Inhalt

### 16.1 Allgemeines

- 16.1.1 Definition

- 16.1.2 Einteilung

- 16.1.3 Einsatzmöglichkeiten

### 16.2 Grundlagen

- 16.2.1 Schraubenlinie

- 16.2.2 Gewindearten

- 16.2.3 Schraubenarten

- 16.2.4 Ausführung von Muttern

- 16.2.5 Scheiben und Schraubensicherungen

# 16. Schraubenverbindungen

## Inhalt

### 16.3 Berechnung von Befestigungsschrauben

16.3.1 Modellbildung

16.3.2 Vorgespannte Einschraubverbindung

16.3.3 Betriebskraft als Längskraft

16.3.4 Krafteinleitung, Setzen, Anziehfaktor

16.3.5 Betriebskraft als Querkraft

16.3.6 Anziehdrehmoment

16.3.7 Flächenpressung

16.3.8 Spannungen in Schraubverbindungen

16.3.9 Systematische Berechnung der Schraubenverbindung

# 16. Schraubenverbindungen

## Inhalt

### 16.4 Konstruktive Hinweise

#### 16.4.1 Gestaltung der Schraube

#### 16.4.2 Anordnung der Schraubenverbindung

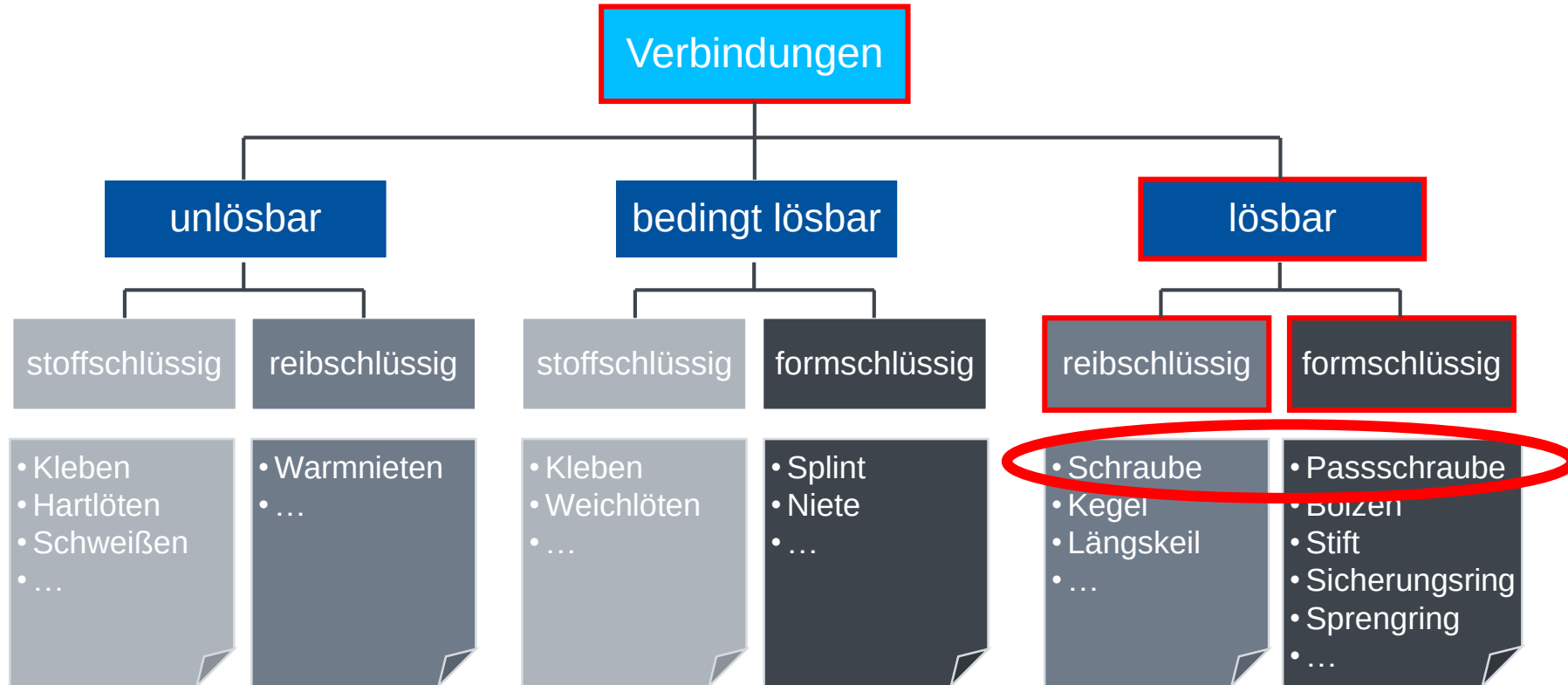
### 16.5 Bewegungsschrauben

### 16.6 Literaturverzeichnis



# 16.1 Allgemeines

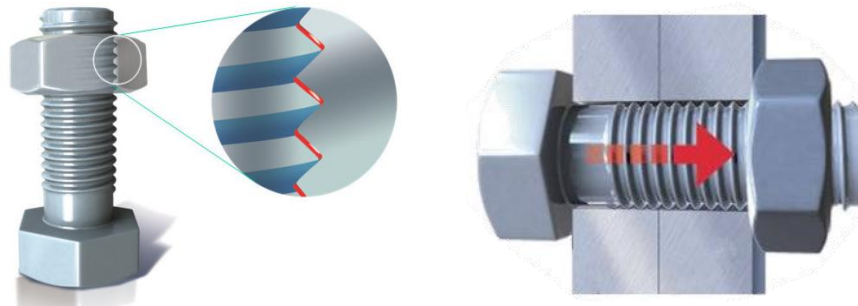
## 16.1.1 Definition



# 16.1 Allgemeines

## 16.1.1 Definition

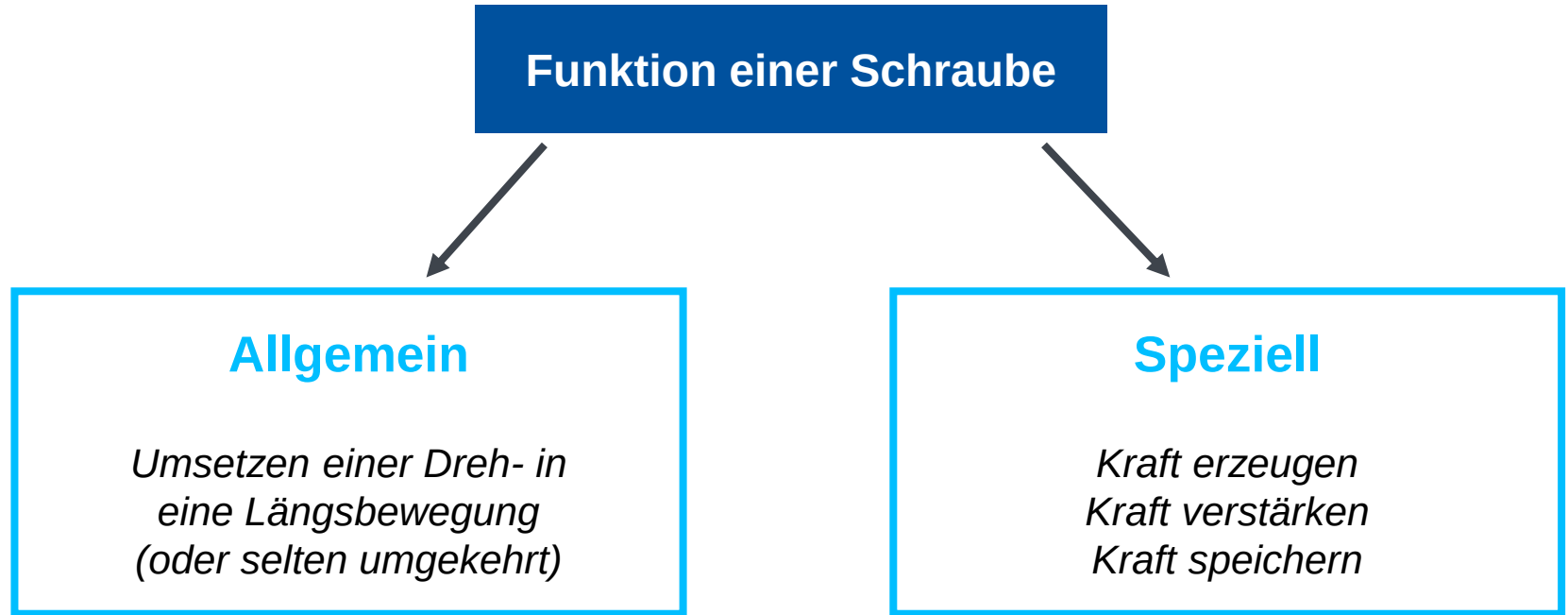
- Schrauben zählen zu den am häufigsten verwendeten Maschinen- und Verbindungselementen
- Die Schraubenverbindung beruht auf der Paarung einer Schraube bzw. eines Gewindestifts mit Außengewinde und einem Bauteil mit Innengewinde (z.B. Mutter)
- Befestigungsschrauben verbinden Bauelemente durch Vorspannkraft
- Die verbundenen Bauteile lassen sich zerstörungsfrei voneinander lösen



Quellen:  
[www.konstruktionspraxis.vogel.de](http://www.konstruktionspraxis.vogel.de)

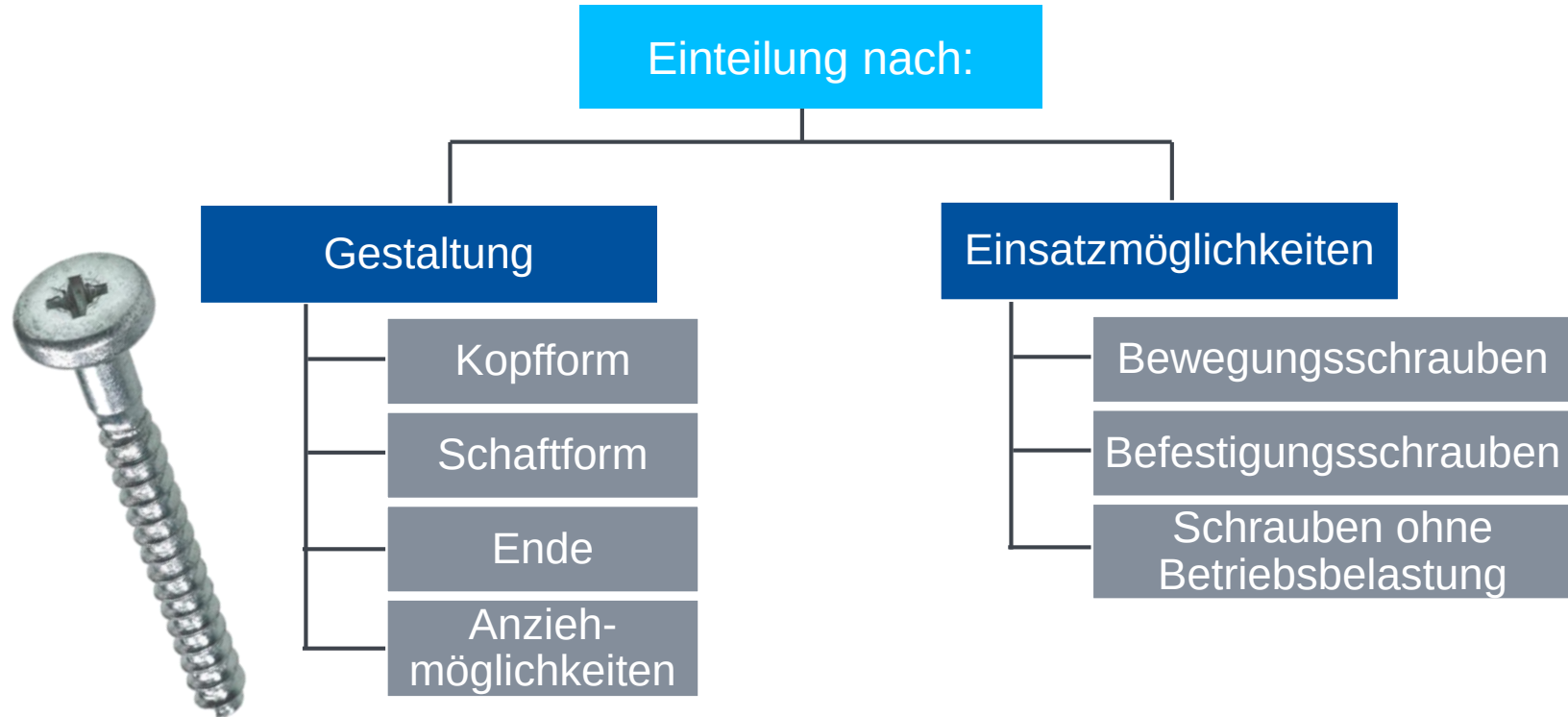
## 16.1 Allgemeines

### 16.1.1 Definition



# 16.1 Allgemeines

## 16.1.2 Einteilung

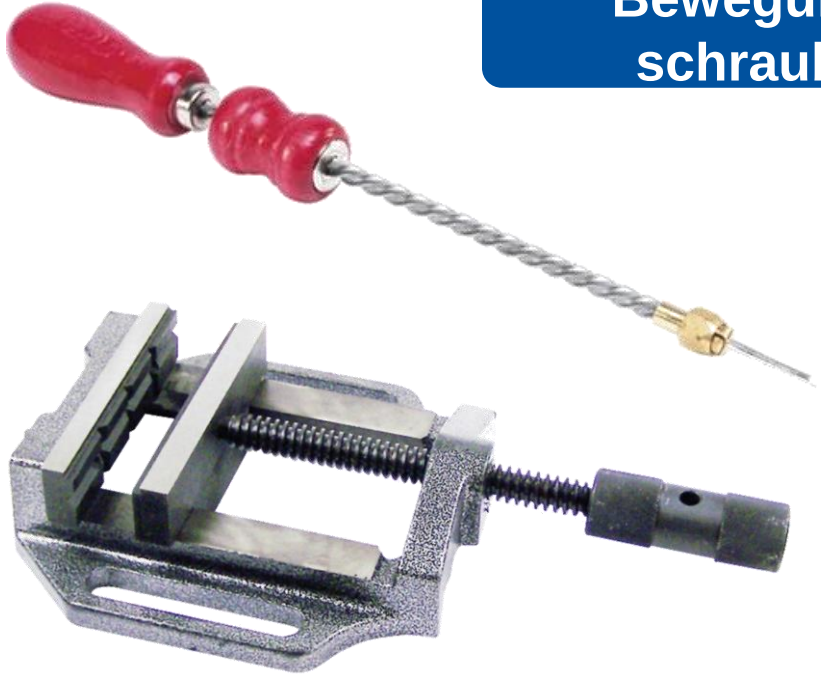


Quelle:  
Obi.ch

## 16.1 Allgemeines

### 16.1.2 Einsatzmöglichkeiten

#### Bewegungs- schrauben



Quellen:  
[Hornbach.de](http://Hornbach.de), [voelkner.de](http://voelkner.de), [inomed.de](http://inomed.de), [gutefrage.net](http://gutefrage.net)

## 16.1 Allgemeines

### 16.1.2 Einsatzmöglichkeiten

#### Befestigungs- schrauben



Quelle:  
Wikipedia.org, Medicaexpo

## 16.1 Allgemeines

### 16.1.2 Einsatzmöglichkeiten

#### Schrauben ohne Betriebsbelastung



Quellen:  
Wikiwand.com, duran-group.com, wartungsanleitung-online.de, amazon.de

## 16.1 Allgemeines

### 16.1.2 Einsatzmöglichkeiten

#### Knochenschraube



Quellen:  
Devicemed.de, maschinenmarkt.ch, sky-junkies.de

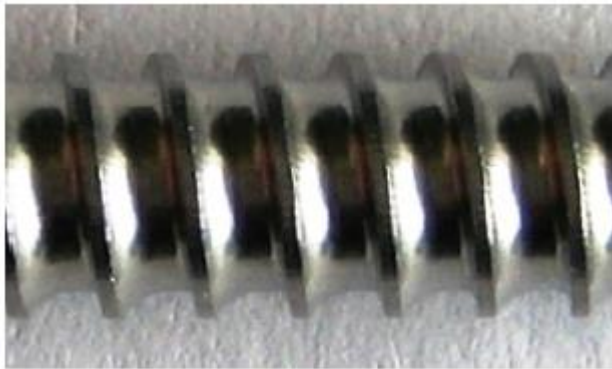


## 16.1 Allgemeines

### 16.1.2 Einsatzmöglichkeiten

#### Knochenschraube

##### Kortikalis Schraube



##### Spongiosa Schraube



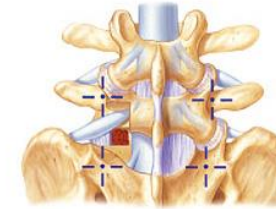
Quellen:

Devicemed.de, maschinenmarkt.ch, sky-junkies.de

# 16.1 Allgemeines

## 16.1.2 Einsatzmöglichkeiten

### Pedikelschraube



Platzierungen der  
Pedikelschrauben



Eröffnung des Pedikels



Austasten des Pedikels  
mit spezieller Sonde



Einbringen der Pedikel-  
schrauben und Lagekon-  
trolle mit Röntgen

Quellen:

Spinenet, Renovis Surgical, wirbelsäule-berlin.de

## 16.2 Grundlagen

### 16.2.1 Schraubenlinie

Funktion und Wirkung:

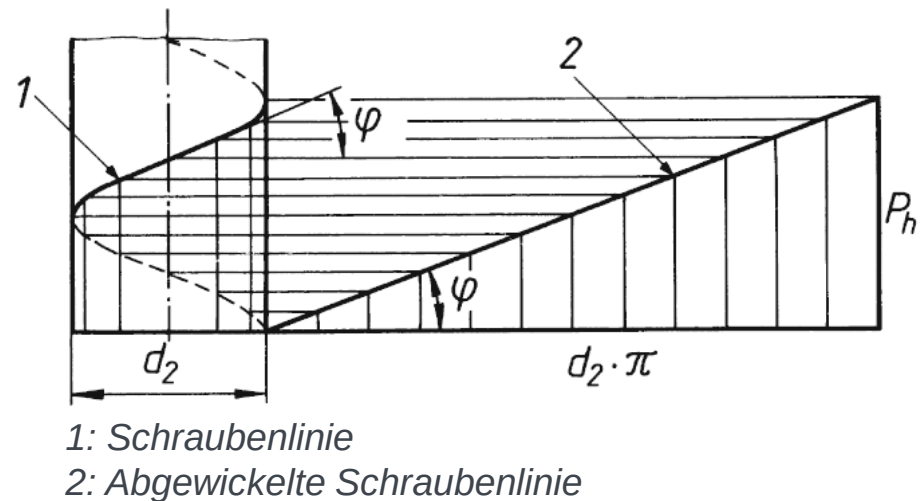
- **Gewinde:** profilierte Einkerbung, die längs einer um Zylinder gewundenen Linie verläuft
- **Schraubenlinie** hat konstante Steigung: proportionaler Zusammenhang zwischen Drehwinkel und Fortschritt in Achsrichtung

$d_2$ : Flankendurchmesser

$P_h$ : Steigung des Gewindes/Ganghöhe

$\varphi$ : Steigungswinkel

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



Quelle:  
Matek

## 16.2 Grundlagen

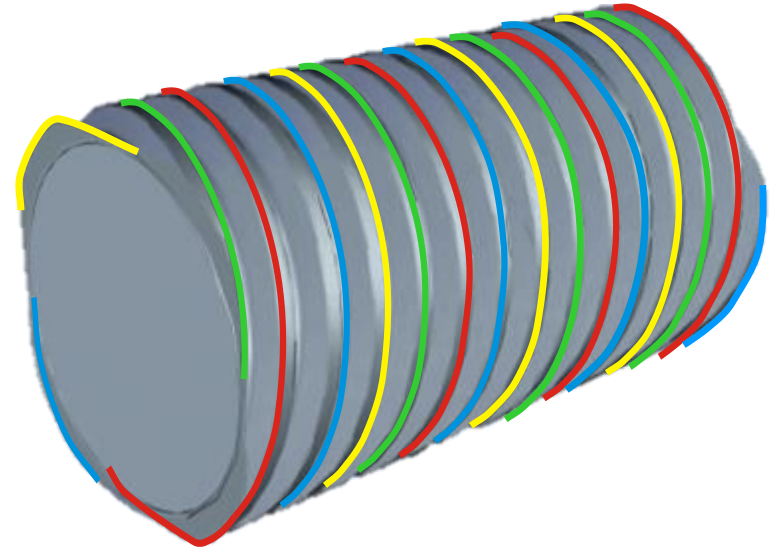
### 16.2.1 Schraubenlinie

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

**n:** Anzahl der Gänge

**P :** Teilung; Abstand zwischen einzelnen Gängen auf Zylindermantellinie:

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

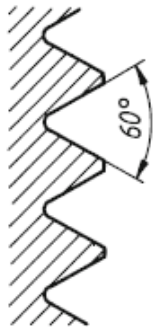


Quelle:  
TU-Dresden

## 16.2 Grundlagen

### 16.2.2 Gewindearten

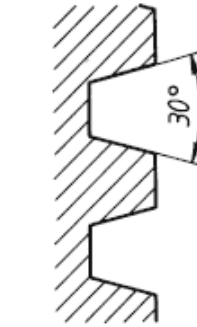
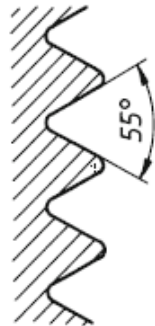
- Bestimmung der Art des Gewindes nach:
  - Profilform
  - Steigung
  - Gangzahl
  - Windungssinn
- Grundformen der gebräuchlichsten Gewinde:



*Metrisches Gewinde*



*Rohrgewinde*



*Trapezgewinde*



*Sägewinde*



*Halbrundgewinde*

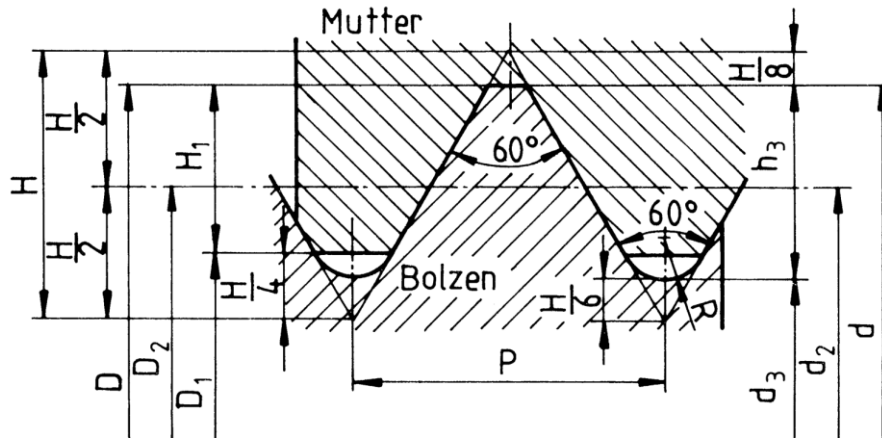
Quelle: Matek, beleuchtungdirekt.de

## 16.2 Grundlagen

### 16.2.2 Gewindearten

#### (1) Metrisches Gewinde (Spitzgewinde)

- Am häufigsten eingesetztes Gewinde bei Befestigungsschrauben
- DIN 13: Grundprofil und Fertigungsprofil mit Flankenwinkel  $60^\circ$
- Je nach Größe der Steigung: Regel (grobe)- oder Feingewinde (kleine Steigung)



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

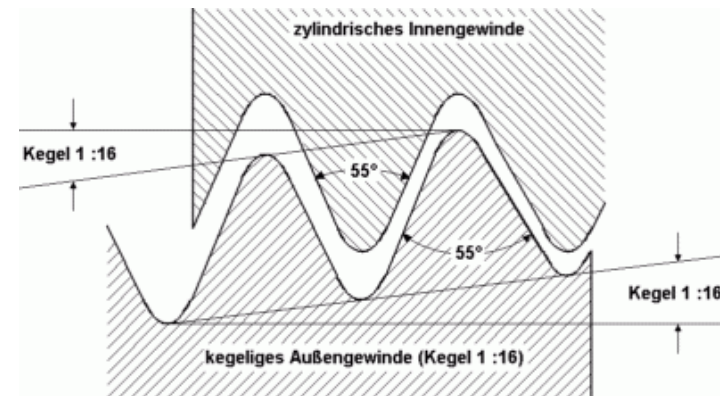
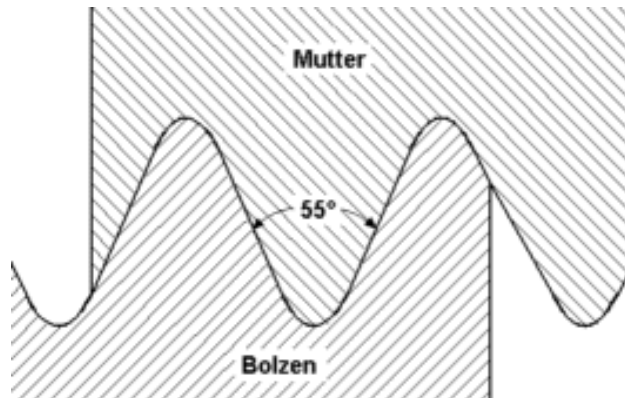
Quelle:  
Fachlexika.de

## 16.2 Grundlagen

### 16.2.2 Gewindearten

#### (2) Rohrgewinde

- DIN EN ISO 228: Für nicht im Gewinde dichtende Verbindungen:  
→ Zylindrisches Innen- und Außengewinde zur mechanischen Verbindung
- DIN EN 10226/DIN 3858: druckdichte Verbindung/ im Gewinde dichtend:  
→ kegeliges Außengewinde mit zylindrischen Innengewinde (mit Dichtmittel)



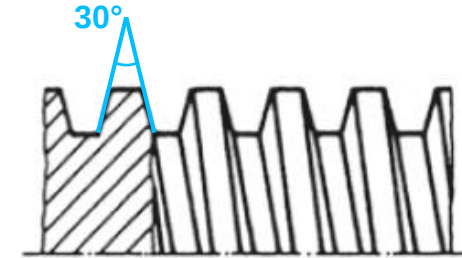
Quellen:  
innorat.ch, gueldner.com

## 16.2 Grundlagen

### 16.2.2 Gewindearten

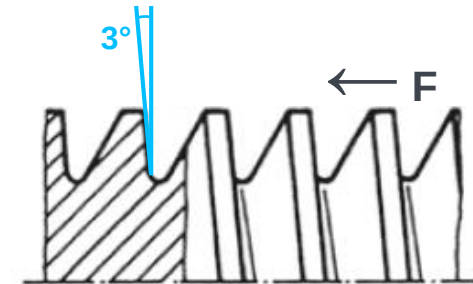
#### (3) Trapezgewinde (symmetrischer Trapez)

- DIN 103: Öffnungswinkel von  $30^\circ$
- bevorzugtes Bewegungsgewinde
- Kraftgewinde bei niedriger Beanspruchung oder unbestimmter Krafrichtung



#### (4) Sägewinde (unsymmetrischer Trapez)

- DIN 513/DIN 2781: Neigung von  $3^\circ$  gegen Achsnormale
- Kraftgewinde bei hoher einseitiger Belastung



Quelle:  
Albers, A.



## Live-Voting

Für welche der folgenden Anwendungen wird  
üblicherweise ein rechtsgängiges Gewinde verwendet?

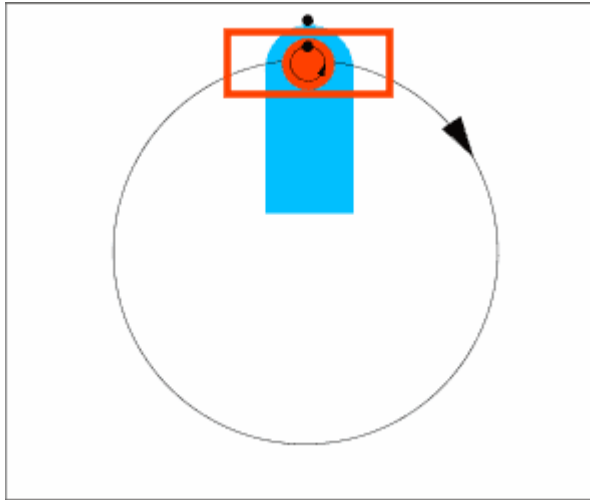
- A Verschraubung von Gasleitungen
- B Befestigung des rechten Fahrradpedals
- C Befestigung des linken Fahrradpedals



[vote at imt.participoll.com](https://imt.participoll.com/)

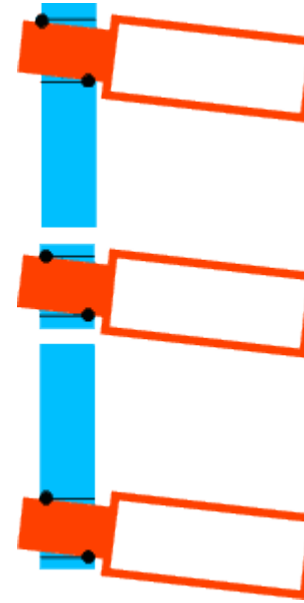
# Live-Voting

## Erklärung



Am rechten Kurbelarm vollführt das Pedal relativ zum Arm eine Linksrotation, die die Schraube mit Rechtsgewinde öffnen würde.

Das Drehmoment ist aber viel zu klein, als dass dies tatsächlich vorkommen könnte.



Die Ansicht von hinten zeigt, dass die exzentrisch angreifende Kraft des Fußes den Gewindezapfen in eine Taumelbewegung zwingt, die „rechts herum“ dreht.

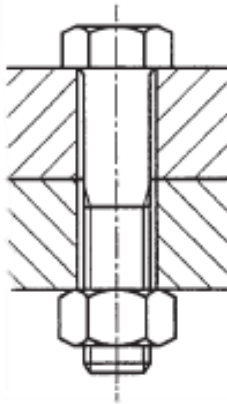
Daher ist am rechten Kurbelarm doch ein Rechtsgewinde

## 16.2 Grundlagen

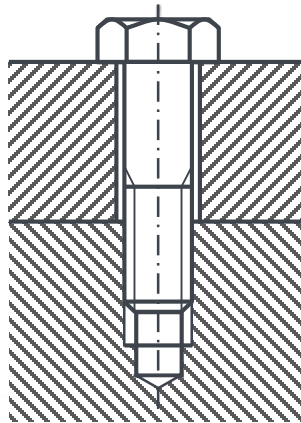
### 16.2.3 Schraubenarten

#### Unterscheidung nach Ausführungsform der Schraube

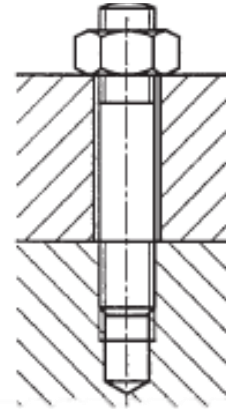
*Durchsteck-  
verbindung*



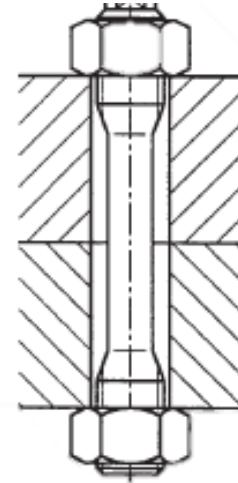
*Einschraub-  
verbindung*



*Einschraub-  
verbindung mit  
Stiftschraube*



*Dehnschrauben-  
verbindung*



Quelle:  
Haberhauer, H.

## 16.2 Grundlagen

### 16.2.3 Schraubenarten



Quellen:

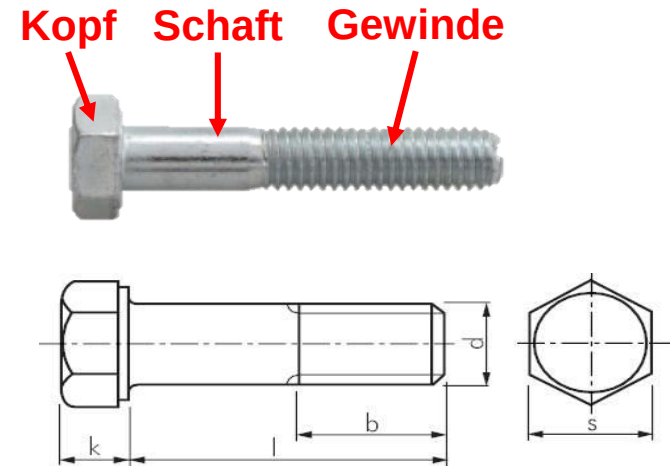
Eht-triptis.de, hornbach.de, egger-burgdorf.ch, hornbach.de, ebay.de, edelstahlrohrshop.com, kaiserspezial.de, Gueldner.com

## 16.2 Grundlagen

### 16.2.3 Schraubenarten

#### (1) Kopfschrauben

- Am meisten angewendete Gestaltungsart für Befestigungsschrauben
- Unterteilung in Kopf, Schaft, Gewinde
- Funktion des Kopfes:
  - überträgt Schraubenkraft auf Bauteile
  - dient Aufbringen des Anzugsmoments durch außen und innen angreifende Schlüssel
- Für Durchsteck- oder Einschraubverbindungen: Schrauben mit metrischem Gewinde
- Für hohe dynamische Belastung: Dehnschraube



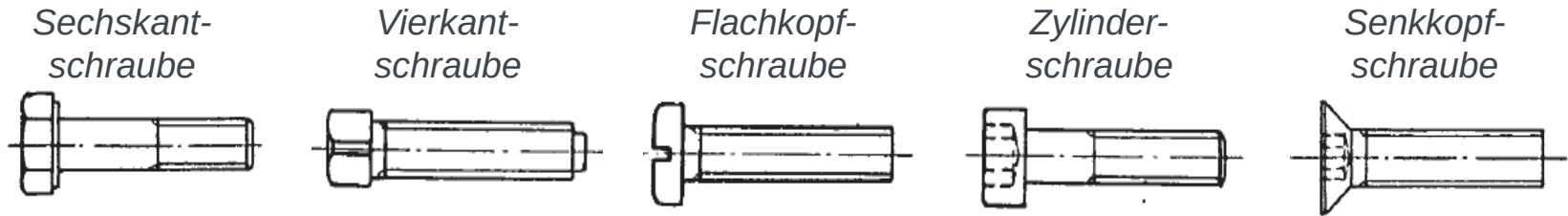
Quellen:  
Eht-triptis.de, Pneumatikshop-online.de

## 16.2 Grundlagen

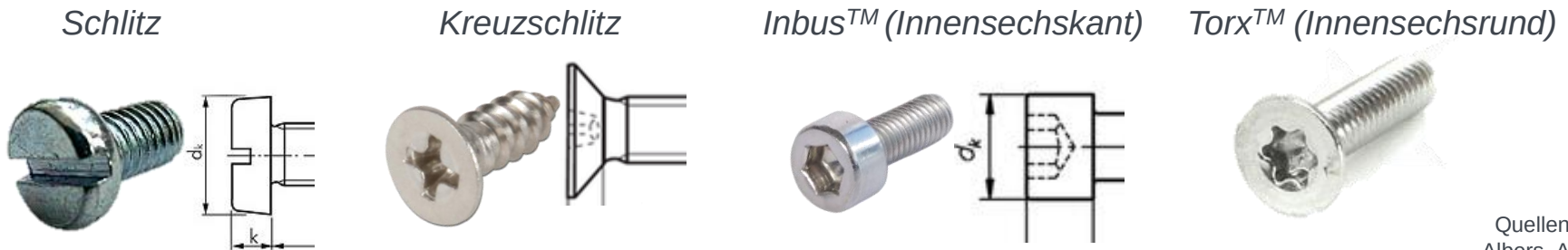
### 16.2.3 Schraubenarten

#### (1) Kopfschrauben

- Einteilung nach **Kopfform**:



- Einteilung der Senkkopf- und Zylinderschrauben nach **Form der Werkzeugsangriffsfläche**:



Schlitz: [esska.de](http://esska.de), Kreuzschlitz: [techni-translate.de](http://techni-translate.de), Proselect-schrauben.de, Innensechskant: [theo-schrauben.de](http://theo-schrauben.de), [nineka.de](http://nineka.de), Torx: [r2-bike.com](http://r2-bike.com)

Quellen:  
Albers, A.

## 16.2 Grundlagen

### 16.2.3 Schraubenarten

#### (2) Blechschrauben

- Verbinden von Blechen und dünnwandigen Profilen
- Nicht für beanspruchte Verbindungen (Schrauben können sich leicht lösen)



#### (3) Gewindeschneidende Schrauben

- Hauptsächlich in Kunststoff oder in Leichtmetall (gewindefurchend)
- Aus Kostengründen wird auf Gewindeschneiden verzichtet



#### (4) Holzschrauben

- Scharfe, dornartige Spitze
- Keine Bohrung notwendig



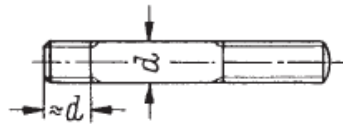
Quelle:  
Haberhauer, H.

## 16.2 Grundlagen

### 16.2.3 Schraubenarten

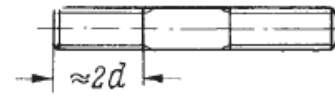
#### (5) Stiftschrauben

- Anwendung vorwiegend für Gehäuseverschraubungen
- Beim Lösen der Verschraubung wird Mutter abgeschraubt: fester Sitz des Einschraubgewindes erforderlich
- Verschiedene Stiftschraubentypen je nach Metall:



DIN 938

*Stiftschraube für Stahl*



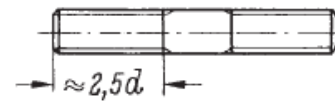
DIN 835

*Stiftschraube für Al*



DIN 939

*Stiftschraube für GG*



DIN 940

*Stiftschraube für Weichmetall*

Quelle:  
Haberhauer, H.



## 16.2 Grundlagen

### 16.2.3 Schraubenarten

#### (6) Gewindestifte

- Gewinde auf ganzer Länge, versehen mit Schlitz oder Innensechskant
- Anwendung zur Lagesicherung



DIN EN ISO 7435 *Gewindestift mit Zapfen*



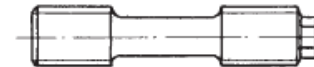
DIN EN ISO 4766 *Gewindestifte*  
DIN EN ISO 7434  
DIN EN ISO 7436

#### (7) Schraubenbolzen

- Glatter Schaft mit beidseitigem Gewindeende
- Verbindung von Teilen, die beidseitig unabhängig voneinander lösbar sein sollen



DIN 2509 *Schraubenbolzen*



DIN 2510 *Schraubenbolzen mit Dehnschaft*

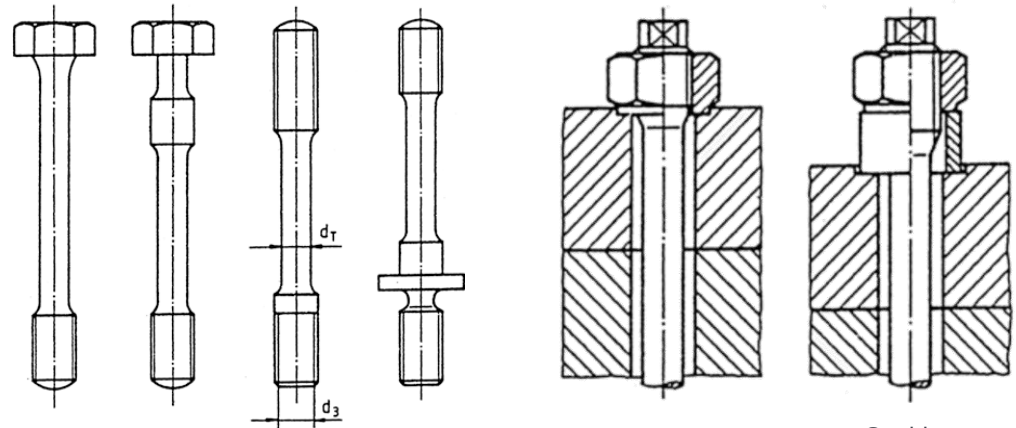
Quelle:  
Haberhauer, H.

## 16.2 Grundlagen

### 16.2.3 Schraubenarten

#### (8) Dehnschrauben

- Für hohe dynamische Belastung
- Anwendungsspezifisch, keine Normteile
- verjüngter Schaft: deswegen auch Dünnschaftschrauben genannt
- Dehnschrauben als Kopfschraube oder Schraubenbolzen ausführbar

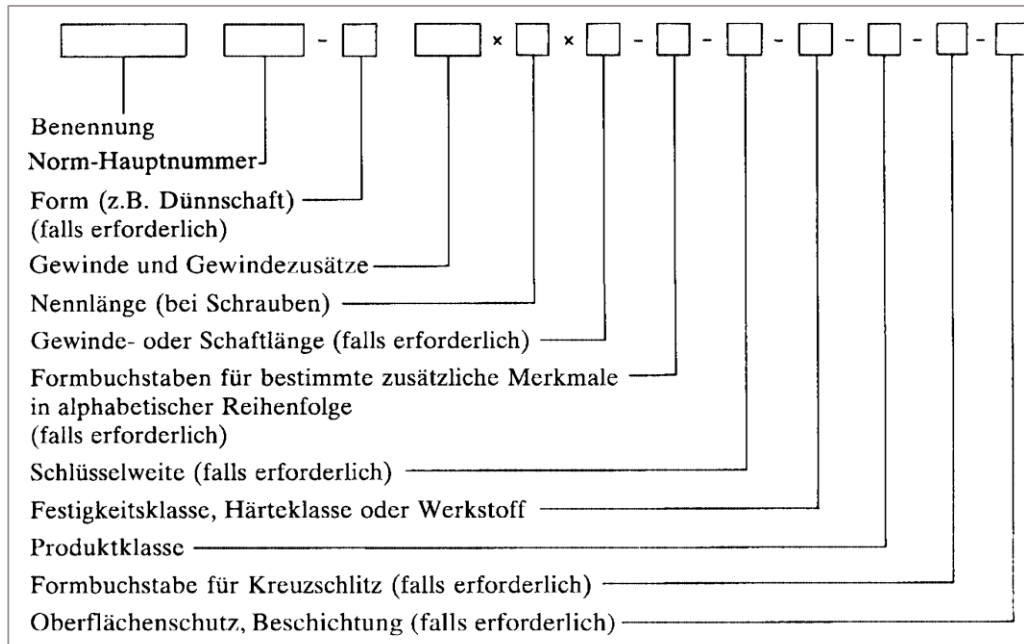


Quellen:  
Gueldner.com, Albers, A.

## 16.2 Grundlagen

### 16.2.3 Schraubenarten

- Bezeichnung genormter Schrauben (gilt auch für Muttern):



#### Bezeichnungsbeispiel:

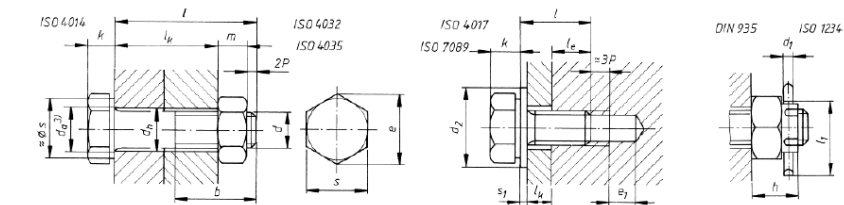
Sechskantschraube nach DIN EN ISO 4014 mit Gewinde M12, Nennlänge 50mm mit Festigkeitsklasse 8.8

*Sechskantschraube ISO 4014 – M12 x 50 – 8.8*

Quelle:  
Matek

# 16.2 Grundlagen

## 16.2.3 Schraubenarten



Sechskantschraube  
ISO 4014 – M12 x 50 – 8.8

### Festigkeitsklasse

1. Zahl = 8 =  $\frac{R_m}{100} \rightarrow R_m = 800 \text{ N/mm}^2$

2. Zahl = 0.8 =  $\frac{R_e}{R_m} \rightarrow R_e = 640 \text{ N/mm}^2$

| 1                          | 2                | 3        | 4        | 5                 | 6                 | 7                          | 8                                  | 9                | 10                       | 11           | 12                              | 13             | 14             |
|----------------------------|------------------|----------|----------|-------------------|-------------------|----------------------------|------------------------------------|------------------|--------------------------|--------------|---------------------------------|----------------|----------------|
| DIN EN ISO 4014, 4032 u.a. | 4014, 4032 u.a.  | 4014     | 4014     | 4017              | 4014              | 4014                       | 4032                               | 4035             |                          | 1234         | 7089, 7090                      |                |                |
| DIN EN 475, ISO 272        |                  |          |          |                   |                   |                            |                                    |                  | 935                      |              |                                 |                |                |
| Gewinde                    | Schüsselweite SW | Eckenmaß | Kopfhöhe | Nennlängenbereich | Nennlängenbereich | Gewindelänge für l ≤ 125mm | Gewindelänge für l > 125 bis 200mm | Mutterhöhe Typ I | Mutterhöhe niedrige Form | Kronenmutter | Splint                          | Scheiben       |                |
| d                          | s                | e        | k        | l <sup>1)</sup>   | l <sup>1)</sup>   | b                          | b                                  | m <sup>2)</sup>  | m                        | h            | d <sub>1</sub> × l <sub>1</sub> | d <sub>2</sub> | s <sub>1</sub> |
| M3                         | 5,5              | 6,01     | 2        | 20...30           | 6...30            | 12                         | 18                                 | 2,4              | 1,8                      | -            | -                               | 7              | 0,5            |
| M4                         | 7                | 7,66     | 2,8      | 25...40           | 8...40            | 14                         | 20                                 | 3,2              | 2,2                      | 5            | 1 × 10                          | 9              | 0,8            |
| M5                         | 8                | 8,79     | 3,5      | 25...50           | 10...50           | 16                         | 22                                 | 4,7              | 2,7                      | 6            | 1,2 × 12                        | 10             | 1              |
| M6                         | 10               | 11,05    | 4        | 30...60           | 12...60           | 18                         | 24                                 | 5,2              | 3,2                      | 7,5          | 1,6 × 14                        | 12             | 1,6            |
| M8                         | 13               | 14,38    | 5,3      | 40...80           | 16...80           | 22                         | 28                                 | 6,8              | 4                        | 9,5          | 2 × 16                          | 16             | 1,6            |
| M10                        | 16               | 17,77    | 6,4      | 45...100          | 20...100          | 26                         | 32                                 | 8,4              | 5                        | 12           | 2,5 × 20                        | 20             | 2              |
| M12                        | 18               | 20,03    | 7,5      | 50...120          | 25...120          | 30                         | 36                                 | 10,8             | 6                        | 15           | 3,2 × 22                        | 24             | 2,5            |
| M14                        | 21               | 23,38    | 8,8      | 60...140          | 30...140          | 34                         | 40                                 | 12,8             | 7                        | 16           | 3,2 × 25                        | 28             | 2,5            |
| M16                        | 24               | 26,75    | 10       | 65...160          | 30...200          | 38                         | 44                                 | 14,8             | 8                        | 19           | 4 × 28                          | 30             | 3              |
| M20                        | 30               | 33,53    | 12,5     | 80...200          | 40...200          | 46                         | 52                                 | 18               | 10                       | 22           | 4 × 36                          | 37             | 3              |
| M24                        | 36               | 39,98    | 15       | 90...240          | 50...200          | 54                         | 60                                 | 21,5             | 12                       | 27           | 5 × 40                          | 44             | 4              |
| M30                        | 46               | 51,28    | 18,7     | 110...300         | 60...200          | 66                         | 72                                 | 25,6             | 15                       | 33           | 6,3 × 50                        | 56             | 4              |
| M36                        | 55               | 61,31    | 22,5     | 140...360         | 70...200          | -                          | 84                                 | 31               | 18                       | 38           | 6,3 × 63                        | 66             | 5              |

Quelle:  
Matek



## Live-Voting

Gegeben: Sechskantschraube ISO 4014 – M8 x 24 – 8.8

Frage: Wie lang ist die gesamte Schraube?



A 21,3 mm

B 24 mm

C 29,3 mm

D 34 mm



## 16.2 Grundlagen

### 16.2.4 Ausführung von Muttern

- Scheibenförmige Bauteile mit Innengewinde und außenliegenden Angriffsflächen für Anziehwerkzeug
- Nutzung für Durchsteckverbindungen
- **Werkstoffwahl** wichtig: bei Überbeanspruchung sollte die Schraube versagen
- **Festigkeitsmäßige Zuordnung** von Schraube und Mutter (Festigkeitsklassen müssen übereinstimmen)
  - z.B.: Schraube 10.9 → Mutter 10
- **Kritische Mutterhöhe** genormter, voll belastbarer Muttern:  $m \geq 0,9 \cdot d$

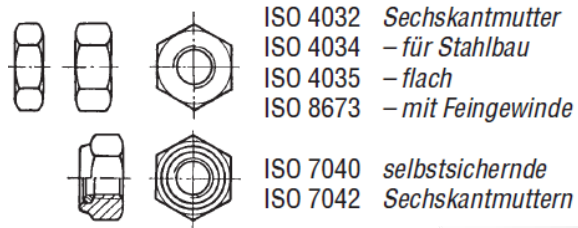
Quelle:  
Haberhauer, H.

## 16.2 Grundlagen

### 16.2.4 Ausführung von Muttern

#### (1) Sechskantmutter

- Häufigste Verwendung
- Nutzung mit Sechskantschrauben



#### (2) Vierkantmutter

- Nutzung mit Flachrund- oder Sechskantschrauben
- Verschraubung von Holzteilen



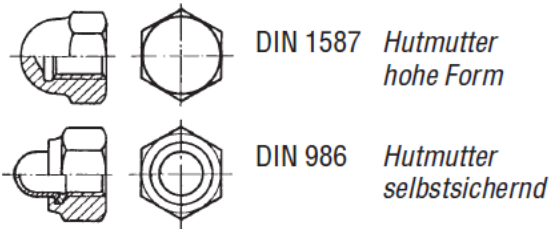
Quellen:  
Haberhauer, H., [hafen-muttern.de](http://hafen-muttern.de)

## 16.2 Grundlagen

### 16.2.4 Ausführung von Muttern

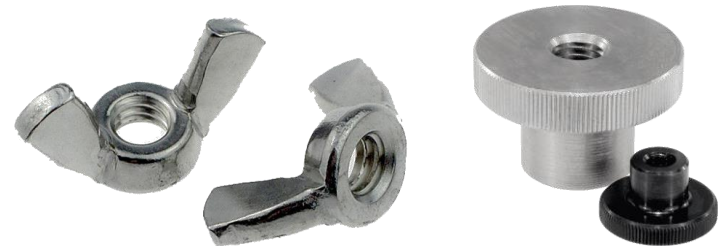
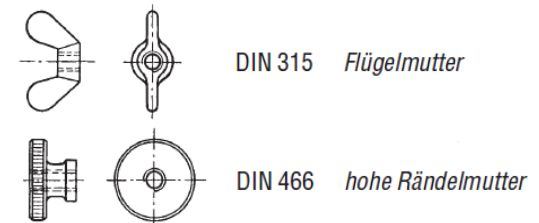
#### (3) Hutmuttern

- Dichte Abschließung der Verschraubung nach außen
- Schützen vor Beschädigung des Gewindes



#### (4) Flügelmutter und Rändelmutter

- Für häufig zu lösende Verbindungen
- Lösbar mit Hand



Quellen:  
Haberhauer, H., amazon.de, eBay.de, fotoschraubenshop.de, norelem.de



## 16.2 Grundlagen

### 16.2.4 Ausführung von Muttern

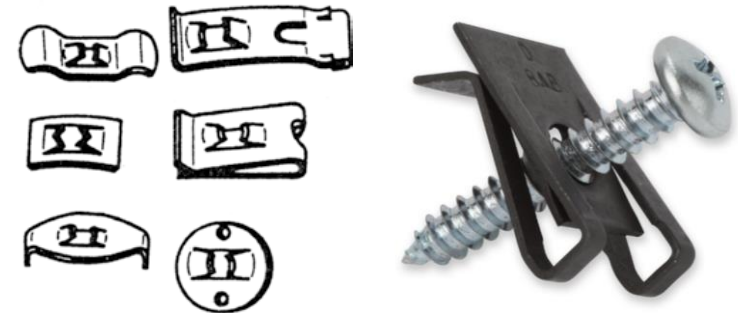
#### (5) Schlitz-, Zweiloch-, Kreuzloch und Nutmuttern

- Einbau bei beschränkten Platzverhältnissen



#### (6) Blechmuttern

- Muttergewinde: ausgestanztes Loch und zwei hochgebogene Blechkappen
- Blechkappen stemmen Schraube beim Anziehen in Gewindegrund



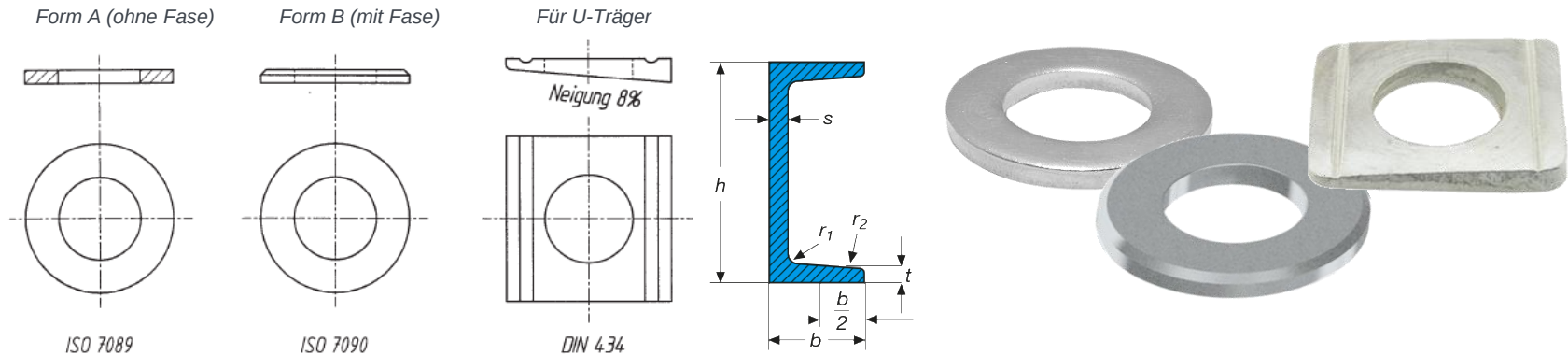
Quellen:

Haberhauer, H., [eshop.wuerth.de](http://eshop.wuerth.de), [zweirad-store.com](http://zweirad-store.com), [befestigungsfuchs.de](http://befestigungsfuchs.de), [ganter-griff.de](http://ganter-griff.de), Albers, A., [araymond-industrial.de](http://araymond-industrial.de)

## 16.2 Grundlagen

### 16.2.5 Scheiben und Schraubensicherung

- Mitverspannte Elemente: überwiegend genormt
- **Scheiben** zwischen Schraubenkopf bzw. Mutter und Auflagefläche
  - Benötigt bei großen Durchgangslöchern und Langlöchern, wenn Auflage weich ist oder sie nicht senkrecht zur Schraubenachse steht
  - Schutz der Werkstückoberfläche
  - Gleichmäßige Verteilung der Auflagekraft der Schraube



Quellen:

Dittmar-stahl.de, Haberhauer, H., Werkzeug-profi-shop.de, foerch.de, schraubengigant.de

## 16.2 Grundlagen

### 16.2.5 Scheiben und Schraubensicherung

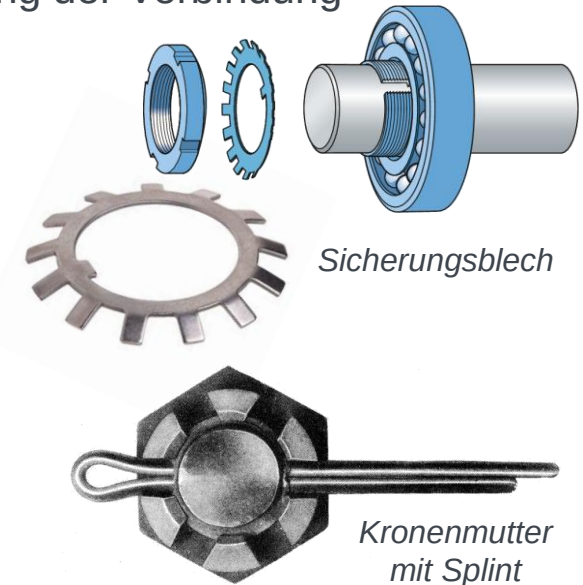
- **Schraubensicherungen** für Erhaltung der Funktion unter beliebig lange wirkender Beanspruchung
- Notwendigkeit abhängig von Art der Ausführung und Belastung der Verbindung
- Zusammenfassung nach Wirkprinzip:

(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



Quellen:  
Skf.com, Maedler.de, trabitechnik.com

## 16.2 Grundlagen

### 16.2.5 Scheiben und Schraubensicherung

- (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



*Sperrverzahnschraube*



*Keilsicherungsscheibe*

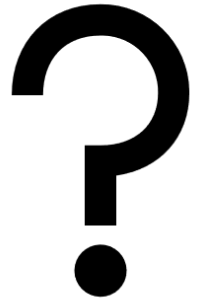


*Schraubenkleber*

Quellen:

Cat.renusol.com, Powtech.de, industriehandel.de

# Kontrollfragen

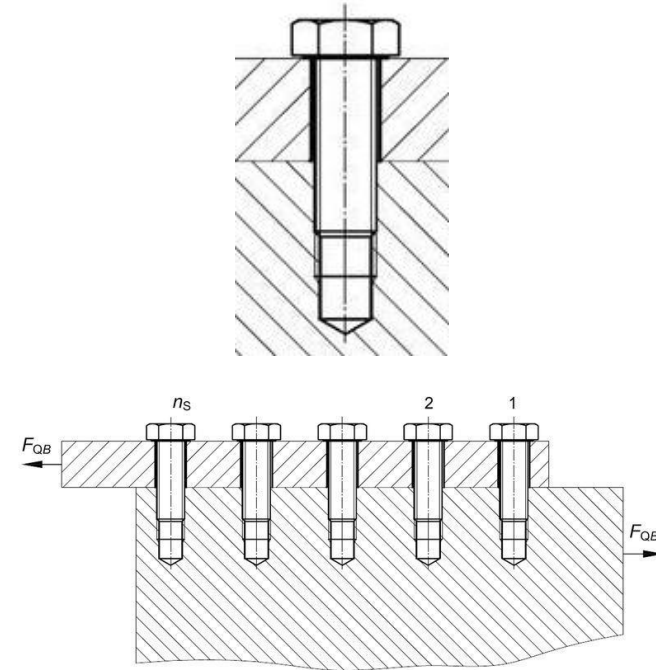


1. Was für Verwendungszecke von Gewinde gibt es ?
2. Was für Gewindeprofile gibt es ?
3. Was verstehen Sie unter der Selbsthemmung eines Gewindes?
4. Welche Gewindearten eignen sich für Befestigungsschrauben bzw. Bewegungsschrauben?
5. Begründen Sie, warum eine Spongiaschraube ein größeres Verhältnis von Kern- zu Außendurchmesser besitzt als eine Kortikalisschraube.
6. Was sind Dehnschrauben und nennen Sie ein paar Anwendungsbeispiele ?
7. Wann werden Linksgewinde eingesetzt?

## 16.3 Berechnung von Befestigungsschrauben

### 16.3.1 Modellbildung

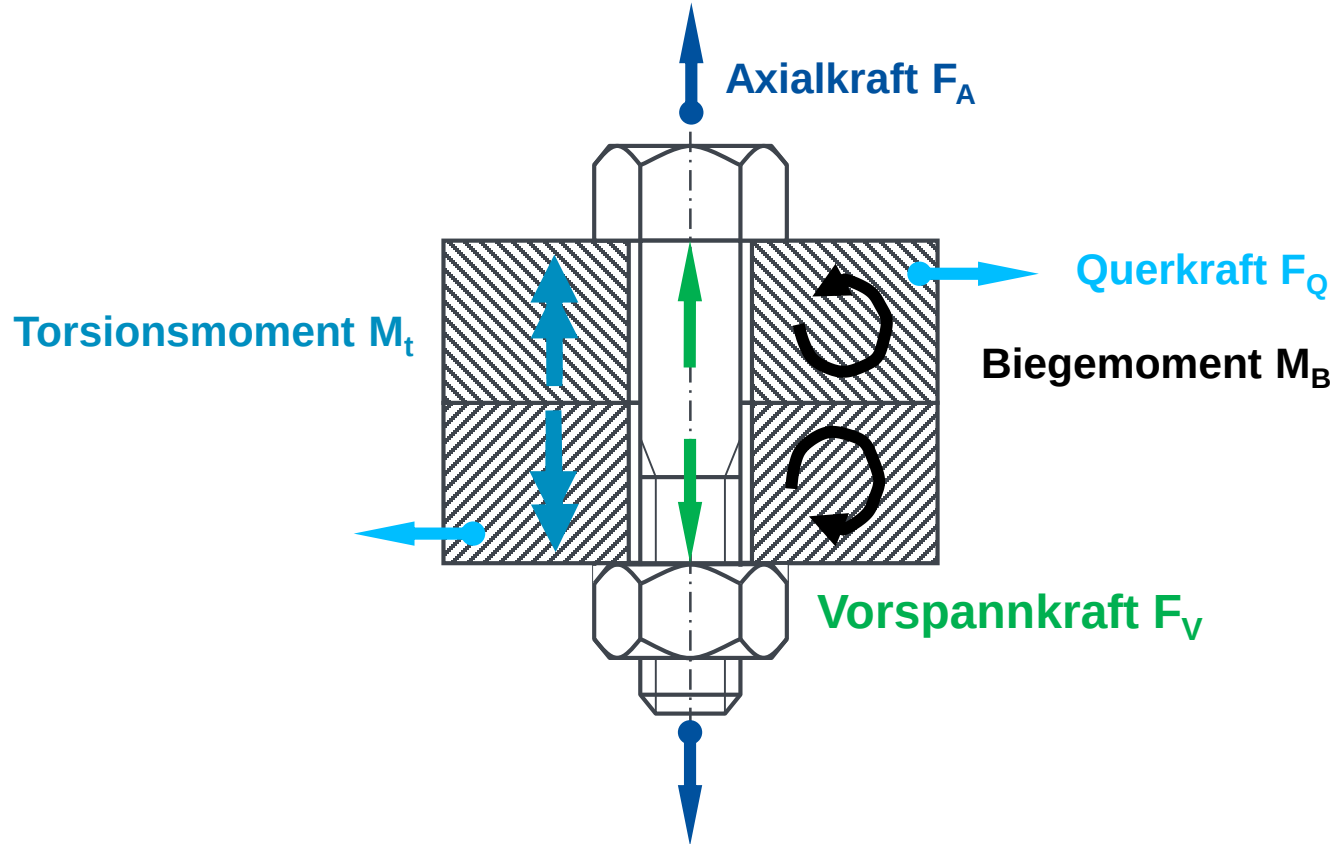
- Berechnung hochbelasteter Schrauben nach **VDI 2230**
- Weitere Richtlinien für spezielle Anwendungsfelder
- Berechnung einer **zylindrischen Einschraubverbindung**
  - Nur zentrisch vorgespannt und belastet
- Viele aufwändige **Mehrschraubenverbindungen** können wie eine einzelne Schraubverbindung berechnet werden



Quelle:  
Konstruktionspraxis.vogel.de

## 16.3 Berechnung von Befestigungsschrauben

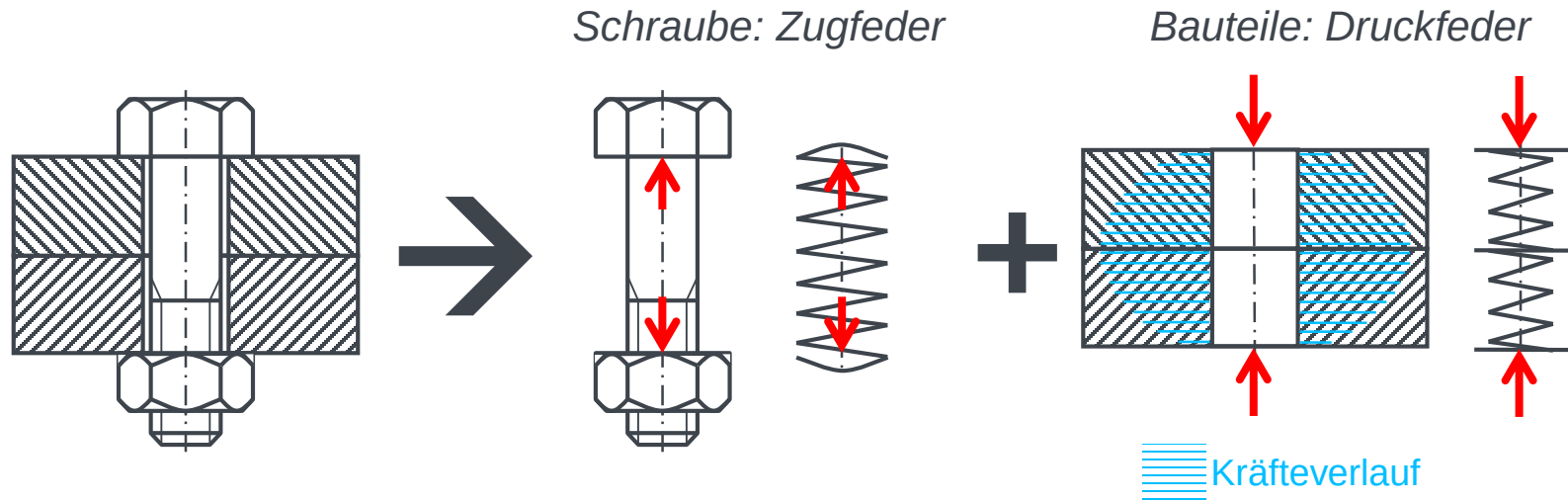
### 16.3.1 Modellbildung



## 16.3 Berechnung von Befestigungsschrauben

### 16.3.1 Modellbildung

- **Federmodell:** elastische Verformung unter Krafteinwirkung
- Federnd verspanntes System aus Schraube und Hülse

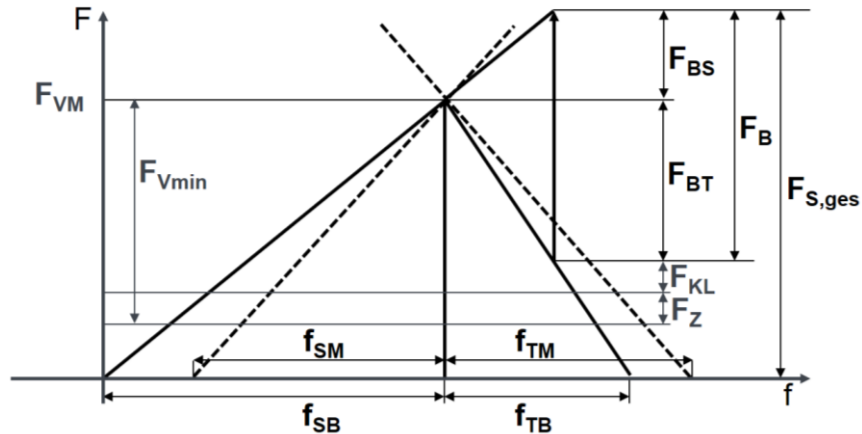




## 16.3 Berechnung von Befestigungsschrauben

### 16.3.2 Vorgespannte Einschraubverbindung

- Verspannungsschaubild:
  - Kräfte-Verlängerungs-Diagramm
  - Darstellung von Federkennlinien von Schrauben und Teilen im verspannten Zustand
  - Ergänzung vieler verschiedener Faktoren möglich:

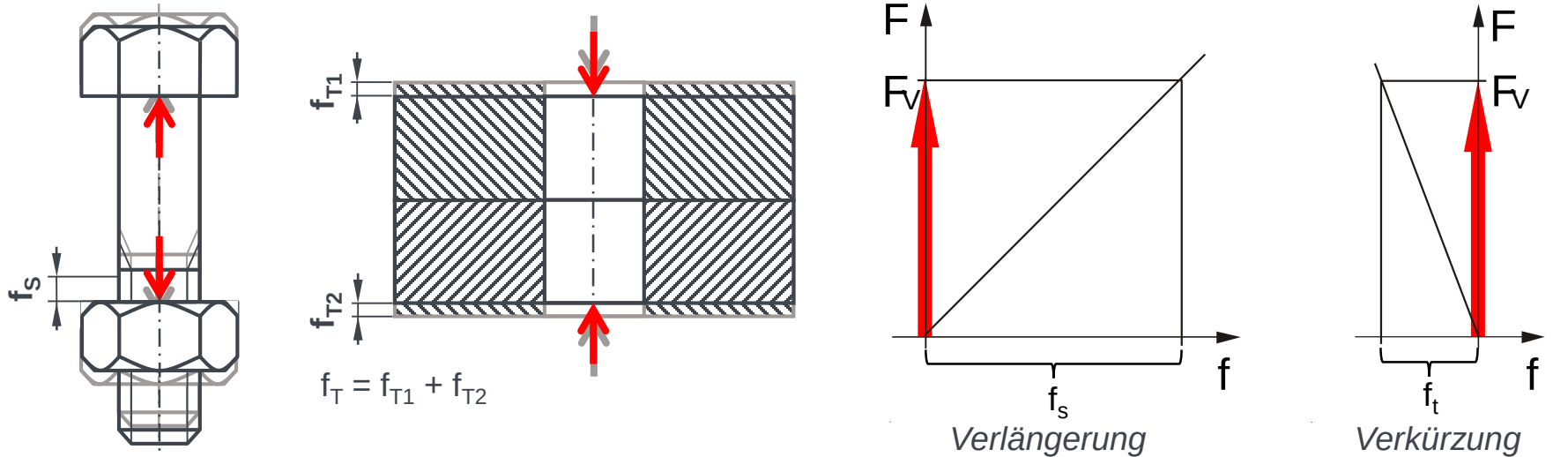


→ Schrittweise Berechnung und Ergänzung

## 16.3 Berechnung von Befestigungsschrauben

### 16.3.2 Vorgespannte Einschraubverbindung

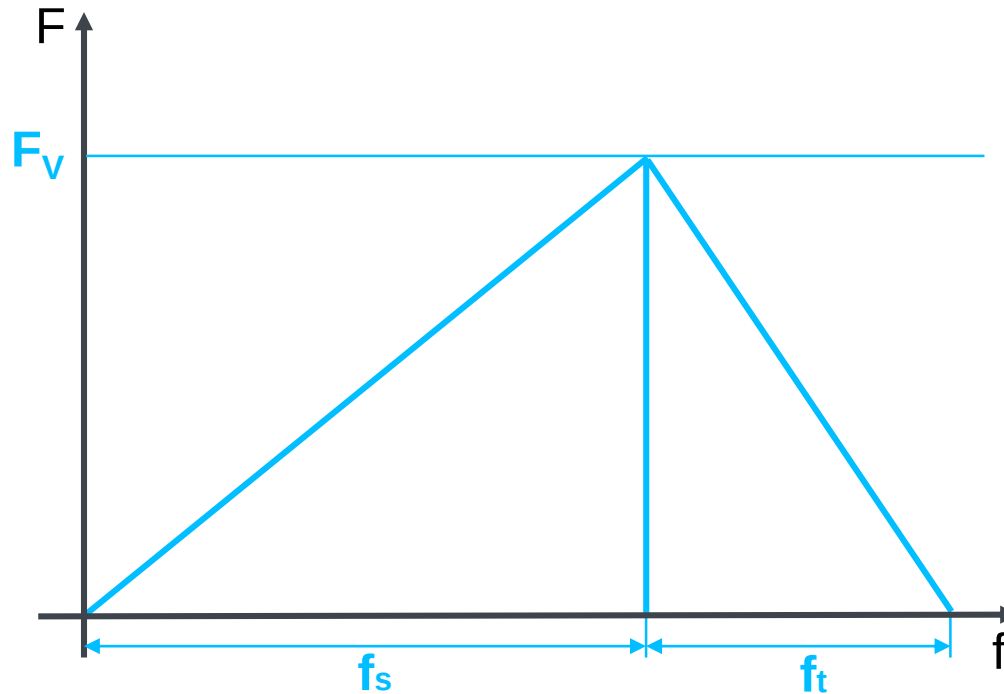
- *Verspannungsschaubild I – Federkennlinie der Verschraubung*



## 16.3 Berechnung von Befestigungsschrauben

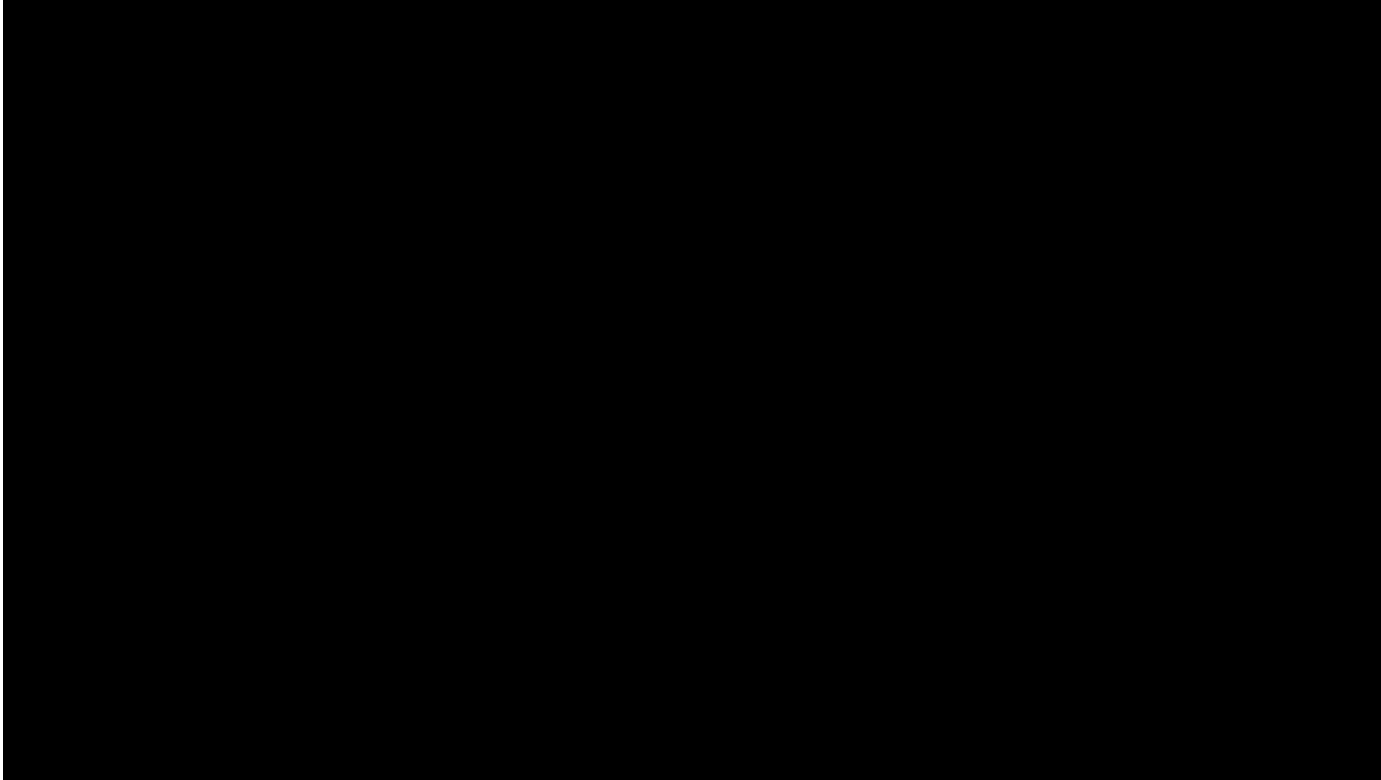
### 16.3.2 Vorgespannte Einschraubverbindung

- *Verspannungsschaubild I – Federkennlinie der Verschraubung*



## 16.3 Berechnung von Befestigungsschrauben

### 16.3.2 Vorgespannte Einschraubverbindung



Quelle:  
MGINEER3D (youtube.de)

## 16.3 Berechnung von Befestigungsschrauben

### 16.3.2 Vorgespannte Einschraubverbindung

- **Elastische Längenänderung** für zylindrischen Körper (nach dem Hooke'schen 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:

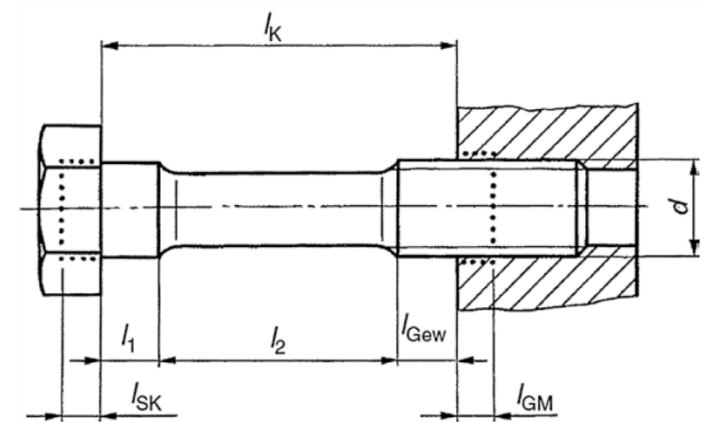
$$\delta_s = \delta_{SK} + \delta_{GM} + \delta_{Gew} + \sum_{i=1}^n \delta_i$$

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

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

- 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

- $\delta_{GM}$ : **Nachgiebigkeit im Einschraubbereich**

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

- $\delta_G$ : Nachgiebigkeit des eingeschraubten Schraubengewindekerns

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

$$l_G = 0,5 \cdot d$$

$$\text{Gewindequerschnitt } A_3 = \frac{\pi \cdot d_3^2}{4}$$

$d_3$ : Kerndurchmesser

- $\delta_M$ : die Nachgiebigkeit der Mutterschiebung

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

$$l_M = 0,4 \cdot d$$

(bzw.  $0,33 \cdot d$  für Einschraubverbindungen)

- $\delta_{Gew}$ : **Nachgiebigkeit des nicht eingeschraubten Gewindeteils**

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

## 16.3 Berechnung von Befestigungsschrauben

### 16.3.2 Vorgespannte Einschraubverbindung

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

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

- Für den **Ersatzquerschnitt** gilt

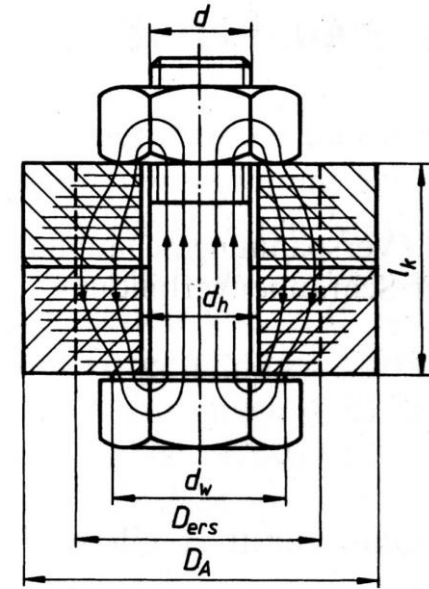
- Für  $d_w \leq D_A \leq d_w + l_k$ :

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

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

- Für  $D_A < d_w$ :

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



- $l_k$ : 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:**  $F_{KI} = F_V - F_{BT}$

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

- **Betriebskraft:**  $F_B = F_{BT} + F_{BS}$

mit  $F_{BS} = F_B \cdot \phi$   $\phi$ : Kraftverhältnis

## 16.3 Berechnung von Befestigungsschrauben

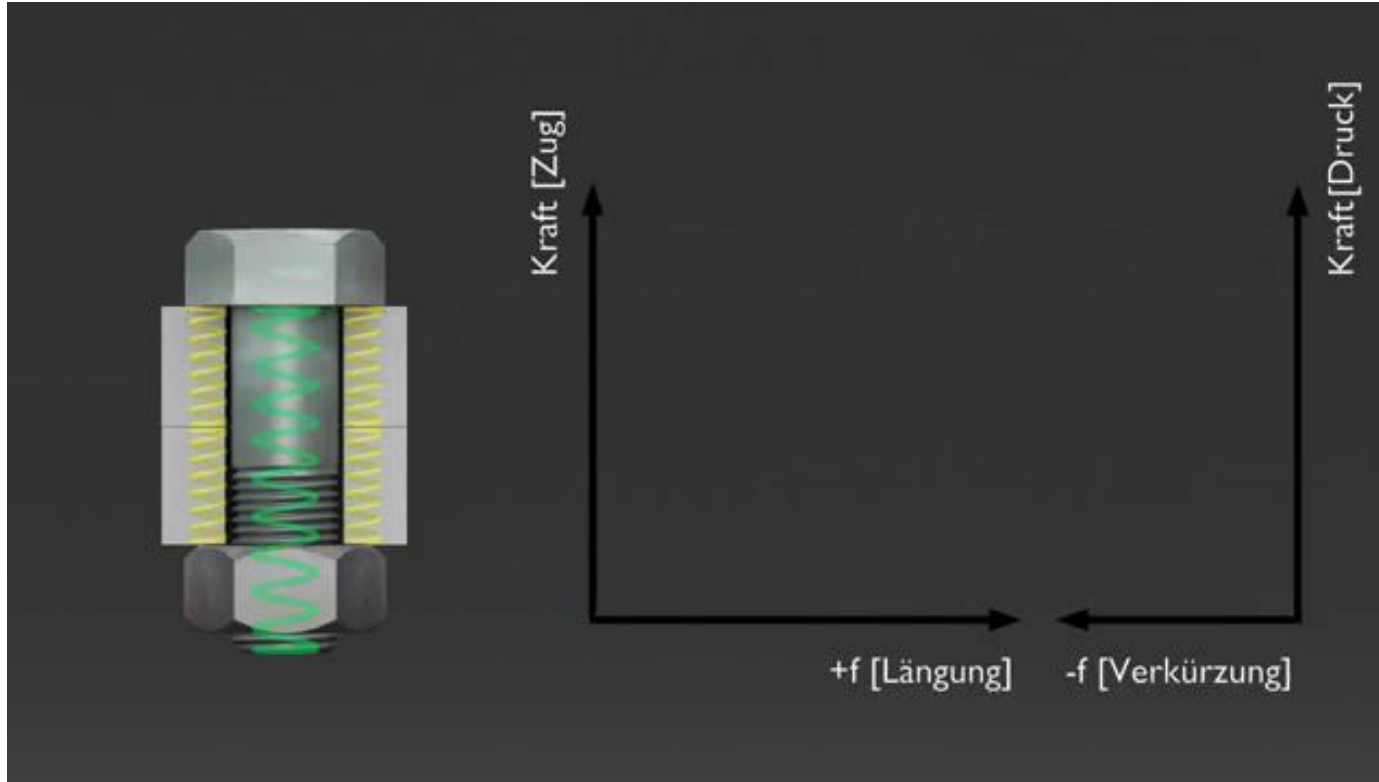
### 16.3.3 Betriebskraft als Längskraft

- *Verspannungsschaubild II: Zusatzkraft durch äußere Belastung*

*Live-Inhalt*

## 16.3 Berechnung von Befestigungsschrauben

### 16.3.3 Betriebskraft als Längskraft



Quelle:  
MGINEER3D (youtube.de)

## 16.3 Berechnung von Befestigungsschrauben

### 16.3.3 Betriebskraft als Längskraft

- **Dynamische Belastung**

- 1) *Dynamische Zugkraft:*

- Betriebskraft schwankt zwischen 0 ( $F_{Bu}$ ) und oberem Grenzwert  $F_{Bo}$

- 2) *Wechselnde Zug-Druckkräfte:*

- Unterer Grenzwert  $F_{Bu} < 0$  und oberer Grenzwert  $F_{Bo} > 0$

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

$$F_a = \pm \frac{F_{BS0} - F_{BSu}}{2} = \pm \frac{F_{Bo} - F_{Bu}}{2} \cdot \phi$$

$F_{BS0}$ : Oberer Grenzwert der  
Schraubenbetriebskraft  
 $F_{BSu}$ : Unterer Grenzwert der  
Schraubenbetriebskraft

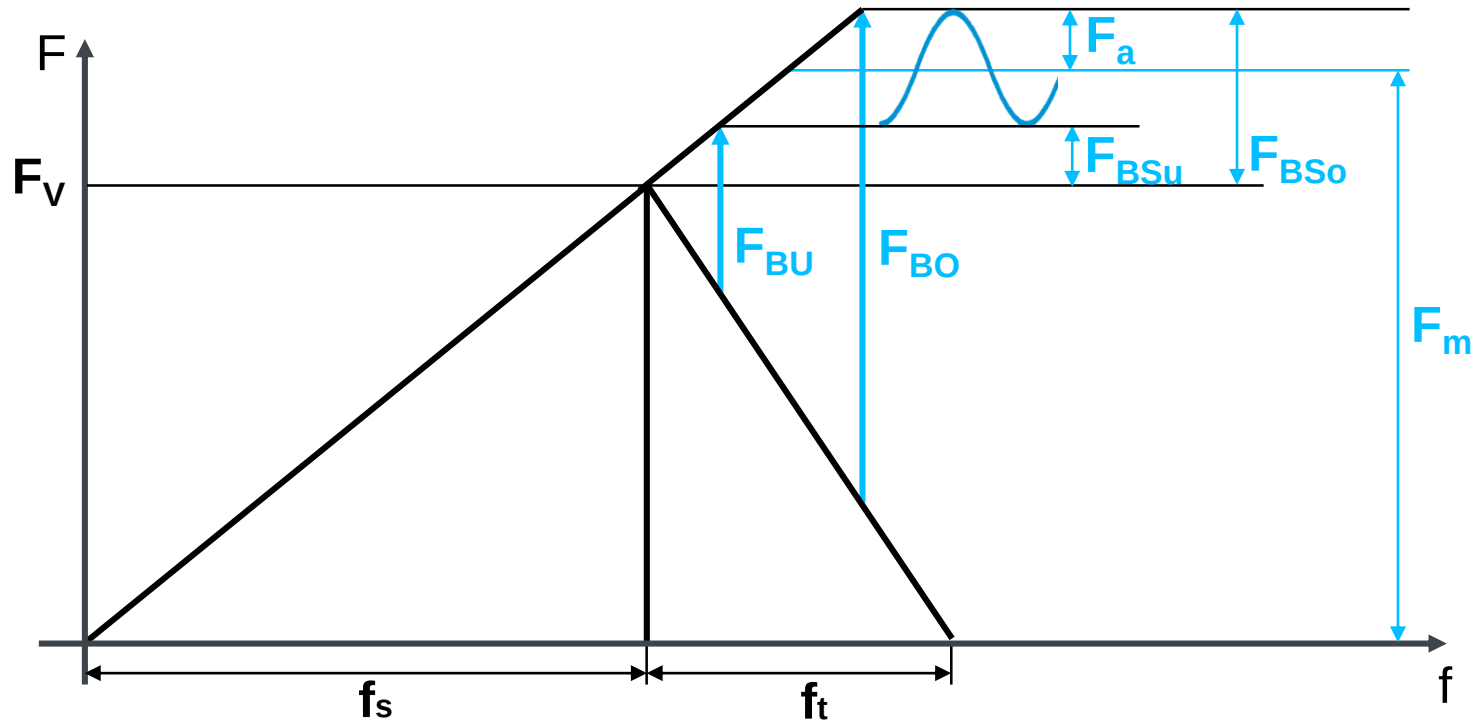
- Ruhend gedachte **Mittelkraft**  $F_m$ :

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

## 16.3 Berechnung von Befestigungsschrauben

### 16.3.3 Betriebskraft als Längskraft

- *Verspannungsschaubild III: Zusatzkraft durch schwingende äußere Belastung*



## 16.3 Berechnung von Befestigungsschrauben

### 16.3.4 Krafteinleitung, Setzen, Anziehfaktor

- **Kraftverhältnis** in Schraubenverbindung:

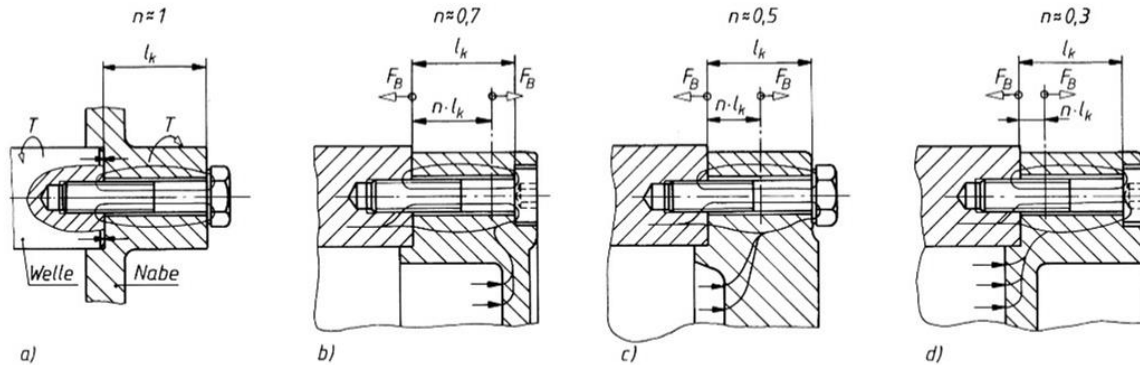
$$\phi_K = \frac{\delta_T}{\delta_T + \delta_S}$$

$\delta_T$ : Nachgiebigkeit der Teile  
 $\delta_S$ : 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:**

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

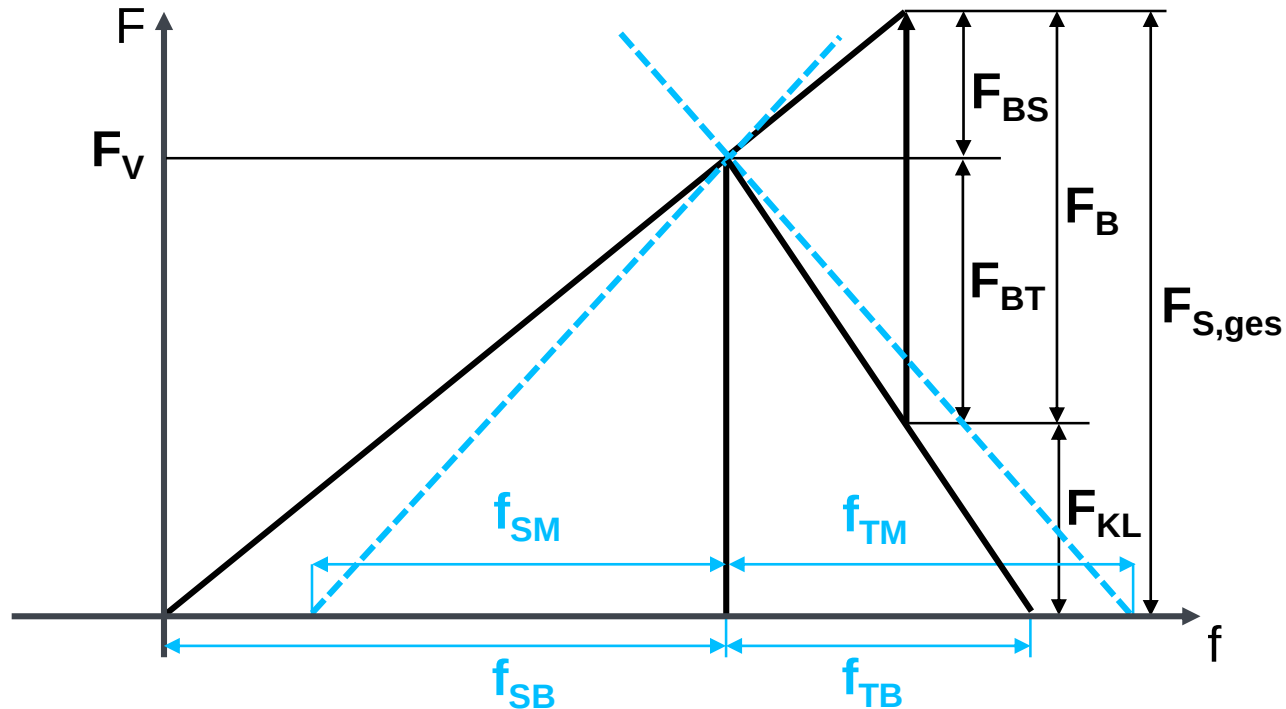
$$f_{TB} = n \cdot \delta_T \cdot F_V$$

- Wichtig: Verformungen beziehen sich hier auf die Vorspannkraft

## 16.3 Berechnung von Befestigungsschrauben

### 16.3.4 Krafteinleitung, Setzen, Anziehfaktor

- *Verspannungsschaubild IV: Beachtung der Krafteinleitung*





## 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 (veraltet): 
$$f_Z = 3,29 \cdot \left(\frac{l_K}{d}\right)^{0,34} \cdot 10^{-3} \text{ mm}$$

$l_K$ : Klemmlänge  
 $d$ : Nenndurchmesser
- Heutzutage Wert aus Tabelle ablesen

| Rautiefe der Oberfläche Rz in µm |                             | Längskraft |            |             | Querkraft |            |             |
|----------------------------------|-----------------------------|------------|------------|-------------|-----------|------------|-------------|
|                                  |                             | <10        | 10 ... <40 | 40 ... <160 | <10       | 10 ... <40 | 40 ... <160 |
| f <sub>Z</sub><br>in<br>µm       | Im Gewinde                  | 3          | 3          | 3           | 3         | 3          | 3           |
|                                  | Je Kopf- oder Mutterauflage | 2,5        | 3          | 4           | 3         | 4,5        | 6,5         |
|                                  | Je innere Trennfuge         | 1,5        | 2          | 3           | 2         | 2,5        | 3,5         |
|                                  | Summe <sup>1)</sup>         | 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*):

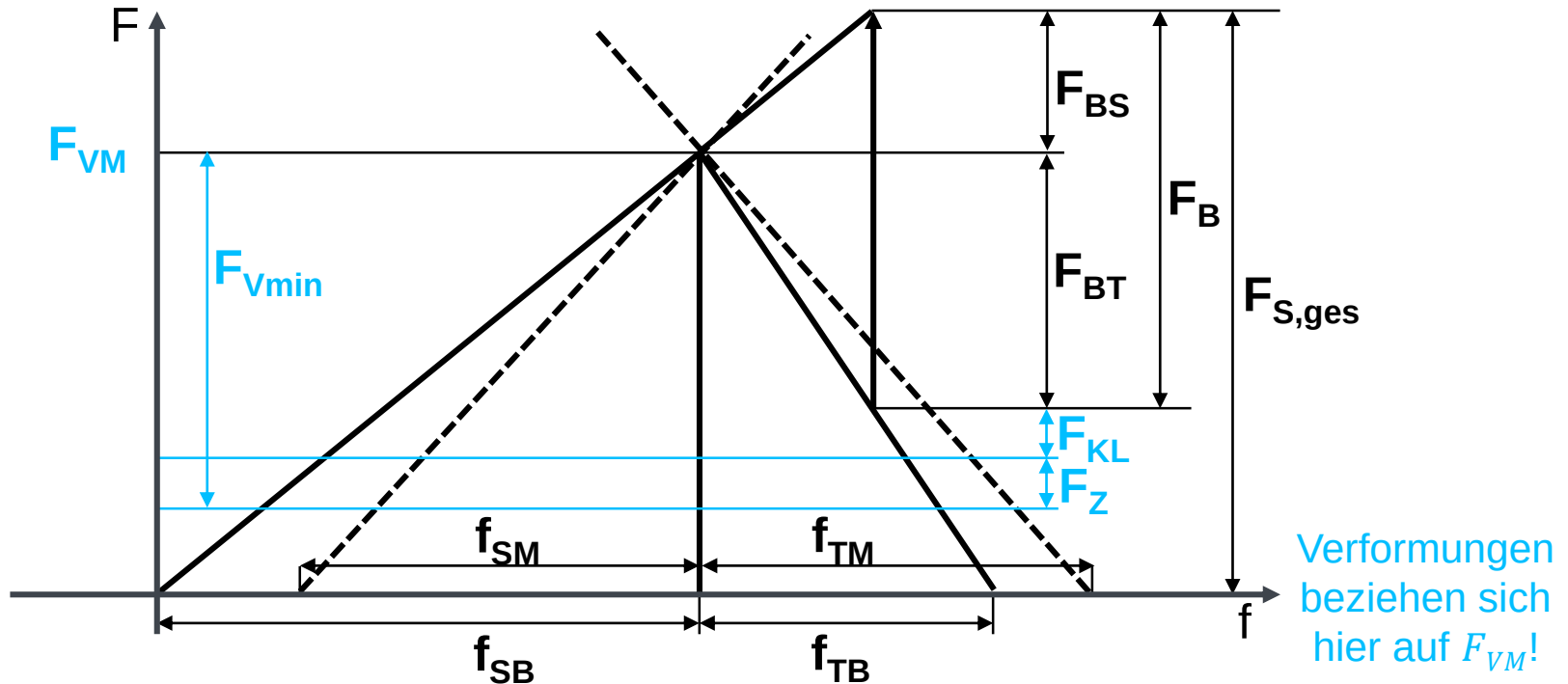
| Anziehverfahren                                                                                                                                                                                                          | Streuung der Vorspannkkräfte | Bemerkung                                                                                                                   | Anziehfaktor $k_A$ |
|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|------------------------------|-----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|--------------------|
| Streckgrenzgesteuertes oder drehwinkelgesteuertes Anziehen von Hand oder motorisch                                                                                                                                       | $\pm 9\%$ bis $\pm 17\%$     | Schrauben werden mit $F_{V \min}$ berechnet, d.h. $F_{V \min} = F_{VM}$                                                     | 1,2 bis 1,4        |
| Hydraulisches Anziehen                                                                                                                                                                                                   | $\pm 9\%$ bis $\pm 23\%$     | kleinerer Wert für Schrauben $l_k/d \geq 5$<br>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 | $\pm 17\%$ bis $\pm 23\%$    | 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                                                                                                                      | $\pm 43\%$ bis $\pm 60\%$    | 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

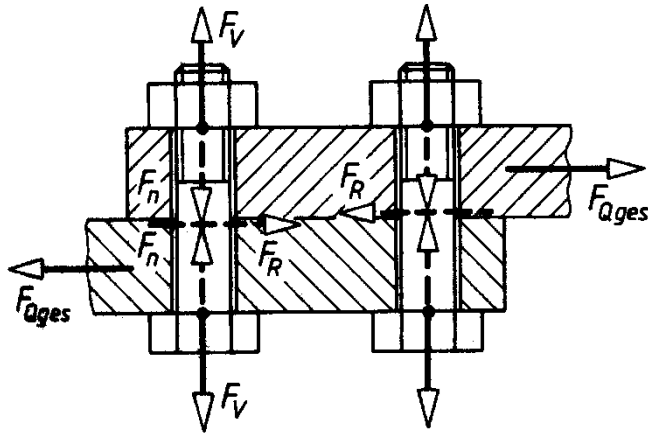
- *Verspannungsschaubild V: Einbezug aller Faktoren*



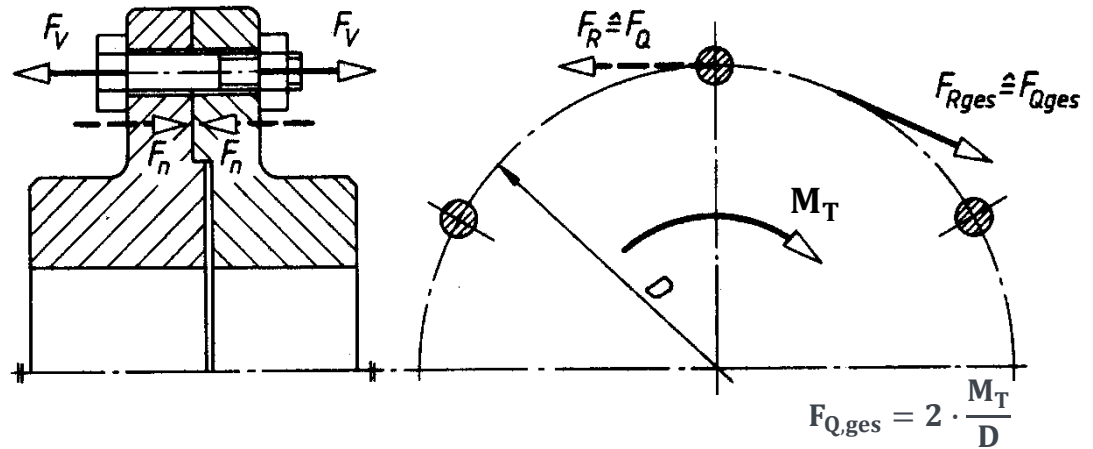
## 16.3 Berechnung von Befestigungsschrauben

### 16.3.5 Betriebskraft als Querkraft

Allgemeiner Fall



Drehmomentübertragung



→ Aufnahme der Querkraft durch Reibschluss:  $F_R \geq F_Q$

Quelle:  
Matek

## 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
- $\mu_T$ : Haftreibungszahl in der Trennfuge:

| Stoffpaarung                  |            | Stahl-Stahl/<br>GS | Stahl-Stahl <sup>1)</sup> | Stahl-Stahl <sup>2)</sup> | Stahl-GJL   | Stahl-GJL <sup>1)</sup> | Stahl-GJS  |
|-------------------------------|------------|--------------------|---------------------------|---------------------------|-------------|-------------------------|------------|
| Haftreibungs-<br>zahl $\mu_T$ | 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 <sup>1)</sup> | GJL-GJL    | GJL-GJL <sup>3)</sup> | GJS-GJS     | GJS-GJS <sup>3)</sup> | GJL-GJS     |
|-------------------------------|------------|-------------------------|------------|-----------------------|-------------|-----------------------|-------------|
| Haftreibungs-<br>zahl $\mu_T$ | 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 |                       |             |

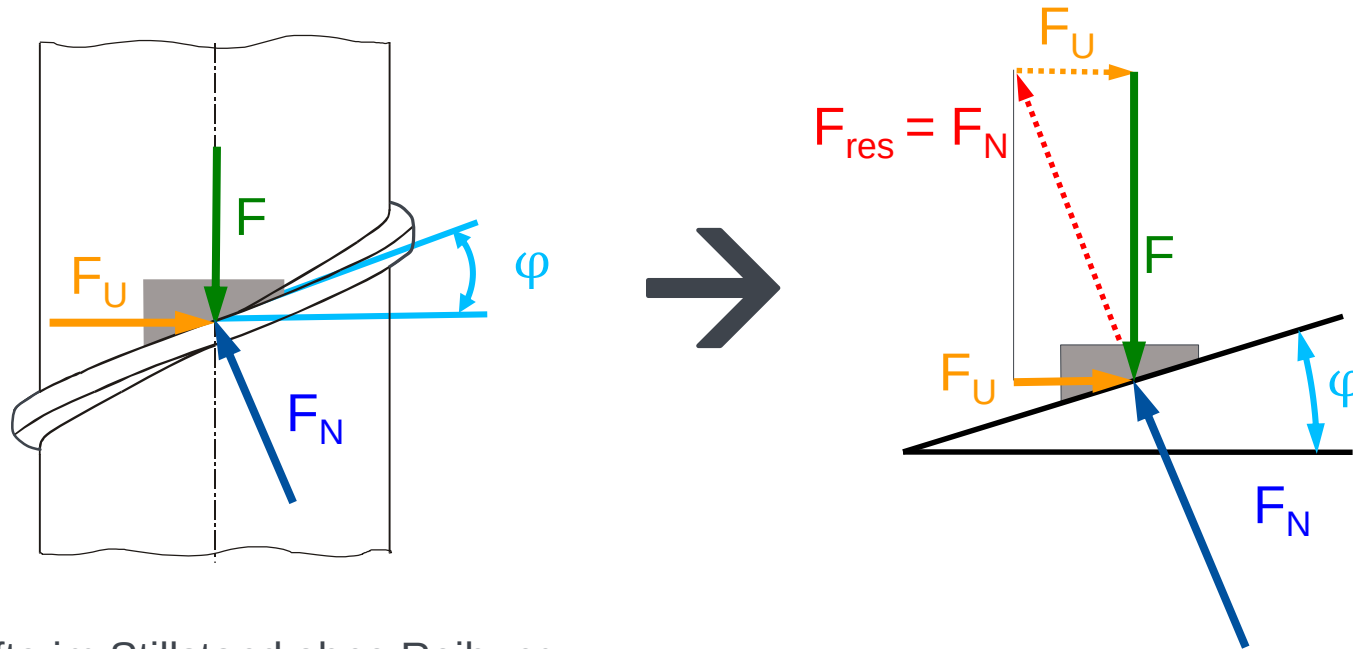
| Stoffpaarung                  |            | Stahl-Bronze | GJL-Bronze | Stahl-Cu-Leg. | Stahl-Al-Leg. | Alu-Alu     | Alu-Alu <sup>3)</sup> |
|-------------------------------|------------|--------------|------------|---------------|---------------|-------------|-----------------------|
| Haftreibungs-<br>zahl $\mu_T$ | 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

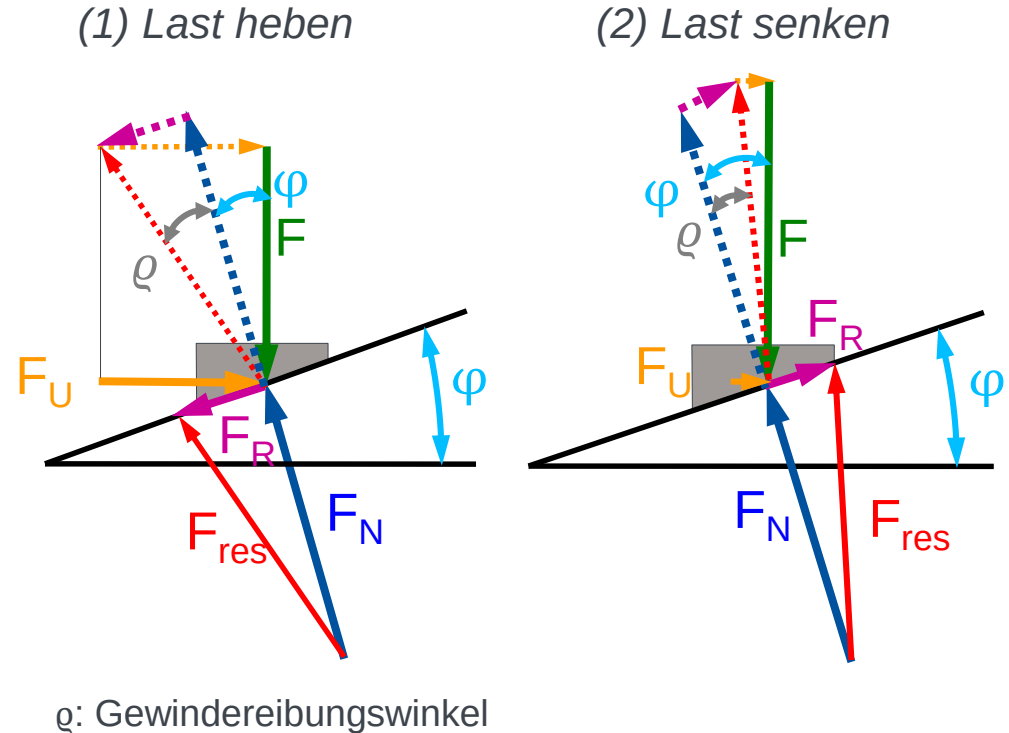
- Reibungskraft:  $F_R = \mu_G \cdot F_N$
- Gewindereibungszahl ablesen

(1) Last heben (Festdrehen)

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

(2) Last senken (Lösen)

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





## 16.3 Berechnung von Befestigungsschrauben

### 16.3.6 Anziehdrehmoment

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

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

$\beta$ : Flankenwinkel  
( $\beta = 60^\circ$  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  
 $\mu_K$ : Reibungszahl für Auflagefläche (Kopfreibung)  
 $d_K$ : wirksamer Reibungsdurchmesser

## 16.3 Berechnung von Befestigungsschrauben

### 16.3.7 Spannungen in Schraubverbindungen

- Die Montagevorspannkraft bewirkt eine **Montagezugspannung**:

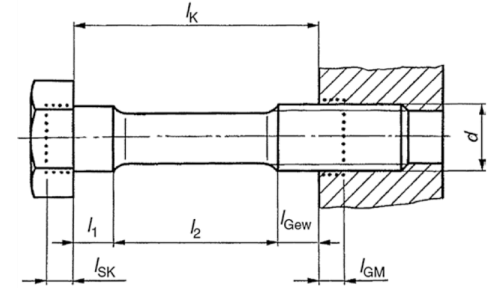
$$\sigma_M = \frac{F_{VM} + F_{BS}}{A_S}$$

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

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

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

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



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:

$$F_{sp} = \sigma_M A_S = \sigma_M \frac{\pi}{4} \left( \frac{d_2 + d_3}{2} \right)^2$$

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

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

## 16.3 Berechnung von Befestigungsschrauben

### 16.3.9 Systematische Berechnung der Schraubenverbindung

- Vorgabe: Festlegung der Verbindungsart und Zahl der Schrauben
- Ziel: Dimensionierung der Schraube und Gewährleistung der Funktion
- Vorgehen: 1) **Vordimensionierung**  
2) **Berechnung** der Schraubenverbindung  
3) *Evtl. Korrektur*  
4) *Evtl. neue Durchrechnung nach Schritt 2)*

## 16.3 Berechnung von Befestigungsschrauben

### 16.3.9 Systematische Berechnung der Schraubenverbindung

#### 2) Berechnung

- (2.1) Bestimmung der **Montagevorspannkraft**
  - Festigkeitsbedingung:  $F_{VM} \leq F_{SP}$
- (2.2) Bestimmung des erforderlichen **Anziehmoments**
  - Festigkeitsbedingung:  $M_A \leq M_{SP}$
- (2.3) Ermittlung der **Betriebsbeanspruchung** (statisch)
  - Festigkeitsbedingung:  $\sigma_{red} \leq \sigma_{zul}$
- (2.4) Überprüfung der **Flächenpressung** unter dem Schraubkopf
  - Festigkeitsbedingung:  $p \leq p_G$

## 16.3 Berechnung von Befestigungsschrauben

### 16.3.9 Systematische Berechnung der Schraubenverbindung

#### 2) Berechnung

##### (2.1) Bestimmung der Montagevorspannkraft

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

- Anziehungsfaktor: *Ablesen aus der Tabelle*
- Klemmkraft: *gegeben*

- Setzkraft:

$$F_Z = \frac{f_Z \cdot \phi_K}{\delta_T} = \frac{f_Z}{\delta_T + \delta_S}$$

- Kraftverhältnis:

$$\phi = n \cdot \phi_K = n \cdot \frac{\delta_T}{\delta_T + \delta_S}$$

- Spannkraft: *Ablesen aus der Tabelle oder ggf. berechnen*

→ Überprüfen der Festigkeitsbedingung:  $F_{VM} \leq F_{SP}$

## 16.3 Berechnung von Befestigungsschrauben

### 16.3.9 Systematische Berechnung der Schraubenverbindung

#### 2) Berechnung

(2.2) Bestimmung des erforderlichen Anziehmoments:

- Anziehmoment:

$$M_A = F_{VM} \cdot \left[ 0,159P + 0,577 \cdot \mu_G \cdot d_2 + \mu_K \cdot \frac{d_K}{2} \right]$$

$P$  = Gewindesteigung

(Gilt für metrisches ISO-Gewinde mit Flankenwinkel von 60°)

- Spannmoment: *Ablesen aus der Tabelle oder ggf. berechnen (siehe Spannkraft)*

→ Überprüfen der Festigkeitsbedingung:  $M_A \leq M_{SP}$

## 16.3 Berechnung von Befestigungsschrauben

### 16.3.9 Systematische Berechnung der Schraubenverbindung

#### 2) Berechnung

(2.3) Ermittlung der Betriebsbeanspruchung/ Überprüfung der Schraube

$$\sigma_{\text{red}} = \sqrt{\sigma_{\text{M}}^2 + 3 \cdot \tau_{\text{t}}^2} \leq \sigma_{\text{zul}} = 0,9 \cdot (R_{\text{p}0,2} \text{ bzw. } R_{\text{e}})$$

→ 90%ige Auslastung der Mindestdehngrenze

(2.4) Überprüfen der Flächenpressung unter dem Schraubkopf

$$p = \frac{F_{\text{sp}} + \phi \cdot F_{\text{B}}}{A_{\text{p}}} \leq p_{\text{G}}$$

$p_{\text{G}}$ : Grenzflächenpressung (ablesen)



## 16.3 Berechnung von Befestigungsschrauben

### 16.3.9 Systematische Berechnung der Schraubenverbindung

#### 3) Korrektur

→ Wenn einer der Festigkeitsbedingungen nicht erfüllt ist

- Wahl einer neuen Schraube:
  - Höhere Festigkeitsklasse
  - Größerer Nenndurchmesser

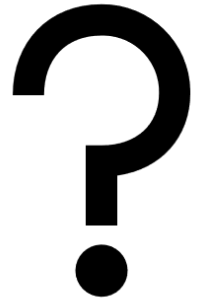
| Festigkeits-<br>klasse | Nenndurchmesser in mm für Schaftschrauben bei Kraft je Schraube <sup>1)</sup><br>$F_B$ bzw. $F_Q$ in kN bis |           |            |            |             |          |            |         |         |            |          |             |           |
|------------------------|-------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-----------|------------|------------|-------------|----------|------------|---------|---------|------------|----------|-------------|-----------|
|                        | stat. axial                                                                                                 | 1,6       | 2,5        | 4          | 6,3         | 10       | 16         | 25      | 40      | 63         | 100      | 160         | 250       |
|                        | dyn. axial<br>quer                                                                                          | 1<br>0,32 | 1,6<br>0,5 | 2,5<br>0,8 | 4,0<br>1,25 | 6,3<br>2 | 10<br>3,15 | 16<br>5 | 25<br>8 | 40<br>12,5 | 63<br>20 | 100<br>31,5 | 160<br>50 |
| 4.6                    |                                                                                                             | 6         | 8          | 10         | 12          | 16       | 20         | 24      | 27      | 33         | -        | -           | -         |
| 4.8, 5.6               |                                                                                                             | 5         | 6          | 8          | 10          | 12       | 16         | 20      | 24      | 30         | -        | -           | -         |
| 5.8, 6.8               |                                                                                                             | 4         | 5          | 6          | 8           | 10       | 12         | 14      | 18      | 22         | 27       | -           | -         |
| 8.8                    |                                                                                                             | 4         | 5          | 6          | 8           | 8        | 10         | 14      | 16      | 20         | 24       | 30          | -         |
| 10.9                   |                                                                                                             | -         | 4          | 5          | 6           | 8        | 10         | 12      | 14      | 16         | 20       | 27          | 30        |
| 12.9                   |                                                                                                             | -         | 4          | 5          | 5           | 8        | 8          | 10      | 12      | 16         | 20       | 24          | 30        |

- Alternativ kann auch die Schraubenanordnung geändert werden

#### 4) Erneute Berechnung

Quelle:  
Matek

# Kontrollfragen



1. Was ist unter den Begriff „Setzen“ zu verstehen?
2. Was ist der Unterschied zwischen einer Federsteifigkeit und deren Nachgiebigkeit?
3. Wie groß ist der Elastizitätsmodul einer typischen Stahl-Schraube?
4. Was ist eine stat. Betriebskraft?
5. Was bewirkt eine positive stat. Betriebskraft in der Schraube und was in den Flanschen?
6. Was ist eine Restklemmkraft?
7. Was ist eine Vorspannkraft?
8. Was ist ein Vorspannungsverlust, wodurch entsteht er?
9. Auf welchem physikalischen Prinzip beruht die Funktion eines Gewindes?

## 16.4 Konstruktive Hinweise

### 16.4.1 Gestaltung der Schraube

Bruchgefährdete Stellen der Schraube:

#### 1. Übergang von Schaft zum Kopf

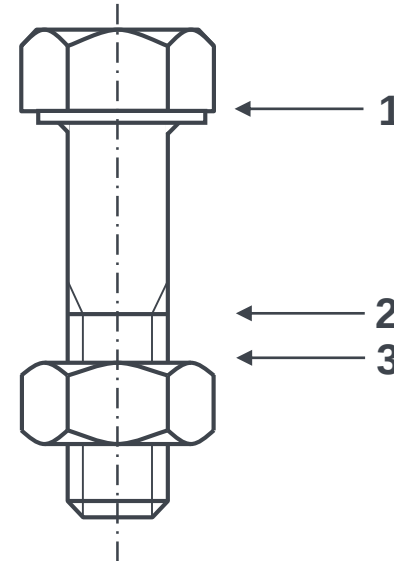
- Kerbwirkung und Umlenkung der Kraftlinien

#### 2. Übergang vom Schaft zum Gewinde

- Kerbwirkung

#### 3. Erster tragender Gewindegang

- Lastkonzentration
- Größtes Gefahrenpotential



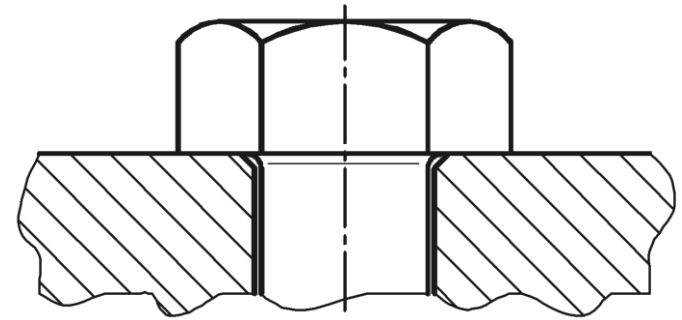
## 16.4 Konstruktive Hinweise

### 16.4.1 Gestaltung der Schraube

#### Maßnahmen:

#### 1. Übergang von Schaft zum Kopf

- Kerbwirkung und Umlenkung der Kraftlinien
- Sorgfältig ausrunden
- Bohrlochkante anfasen



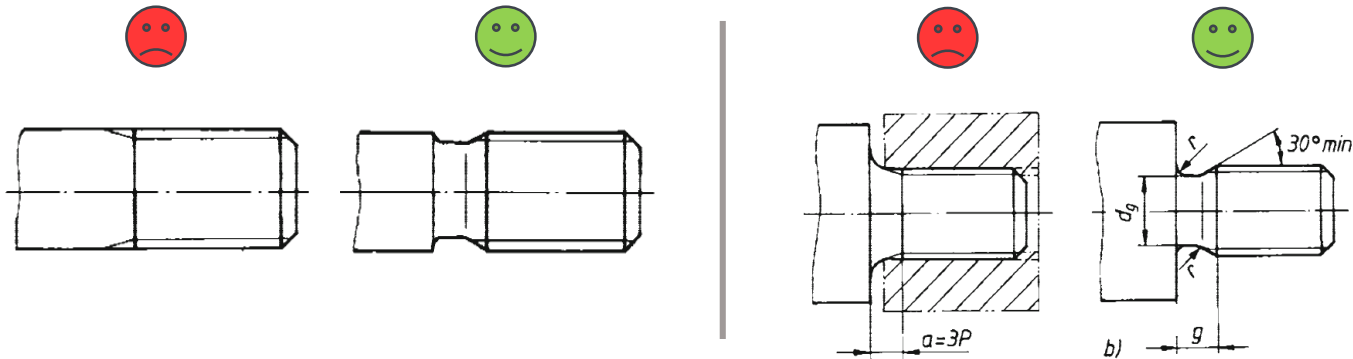
## 16.4 Konstruktive Hinweise

### 16.4.1 Gestaltung der Schraube

#### Maßnahmen:

#### 2. Übergang vom Schaft zum Gewinde

- Kerbwirkung
- Sorgfältig ausrunden (Gewindefreistich)
- Schaftdurchmesser = Kerndurchmesser



Quelle:  
Matek

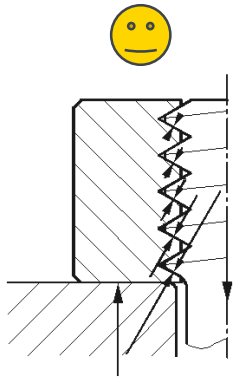
## 16.4 Konstruktive Hinweise

### 16.4.1 Gestaltung der Schraube

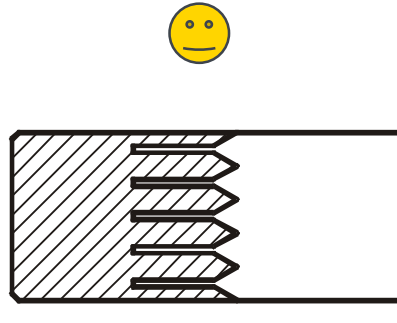
#### Maßnahmen:

#### 3. Erster tragender Gewindegang

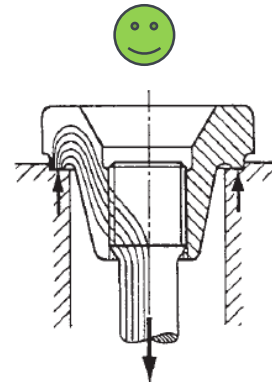
- Gewindesteigung der Schraube nimmt zu, die der Mutter ab
- 1. tragender Gewindegang überträgt  $> 30\%$  der Schraubenkraft



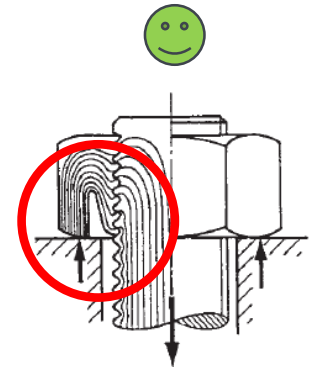
Mutter mit größerer  
Steigung



federnde  
Gewindegänge



Zugmutter



Entlastungskerbe

Quelle:  
Haberhauer, H.

## 16.4 Konstruktive Hinweise

### 16.4.2 Anordnung von Schraubverbindungen

**Bestimmend:** gegebene Werkstoffe, Platzverhältnisse, Montagemöglichkeiten

**Ziele:**

- 1) Keine Zusatzbeanspruchung
- 2) Einfache, kostengünstige Fertigung und sichere Montage

**Praxis:** Übernahme erprobter Vorgängerlösungen

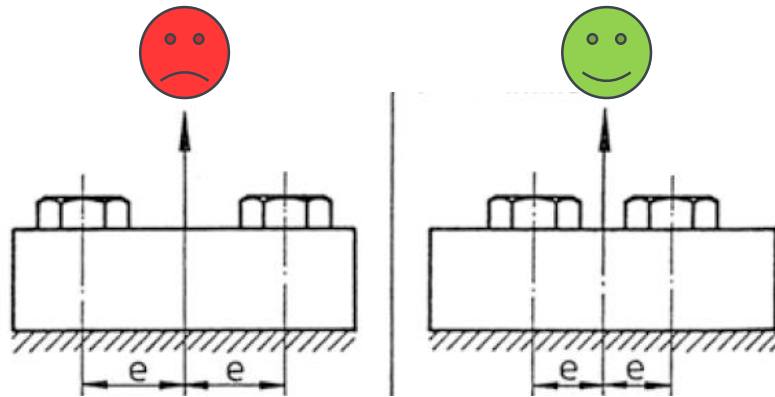
**Maßnahmen:** Verschiedene Maßnahmen zu beachten:

- a) Krafteinleitung und Schraubenachse sollten konzentrisch liegen
- b) Kraftfluss sollte gleichmäßig sein
- c) Reduzierung der Bauteilabmessung
- d) Senkrecht liegende Auflagefläche zur Schraubenachse
- e) Platz für Schraubenschlüssel oder Schraubwerkzeug vorsehen

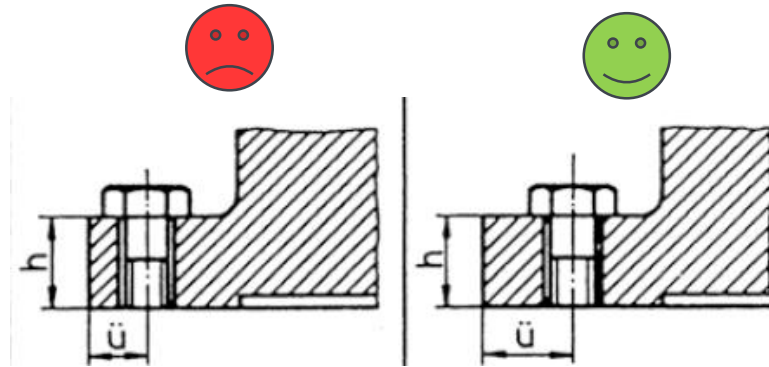
## 16.4 Konstruktive Hinweise

### 16.4.2 Anordnung von Schraubverbindungen

(a) Krafteinleitung und Schraubenachse sollten möglichst konzentrisch liegen



*Balkenverbindung*



$$\ddot{u} \approx h$$

*rotationsymmetrische  
Mehrschraubenverbindung*

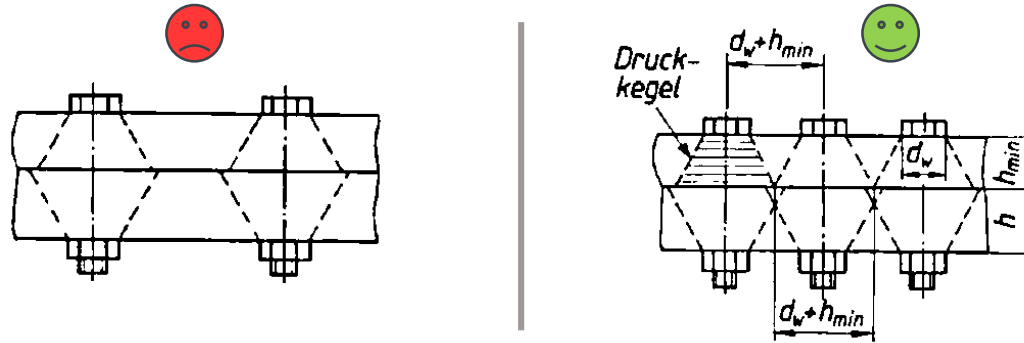
Quelle:  
Albers, A.



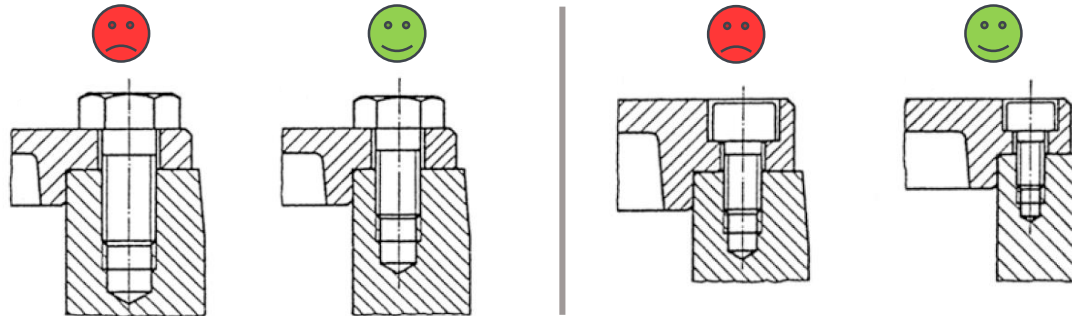
## 16.4 Konstruktive Hinweise

### 16.4.2 Anordnung von Schraubverbindungen

(b) Möglichst gleichmäßiger Kraftfluss; Druckkegel sollten sich überlappen



(c) Reduzierung der Bauteilabmessung durch Verwendung hochfester Schrauben

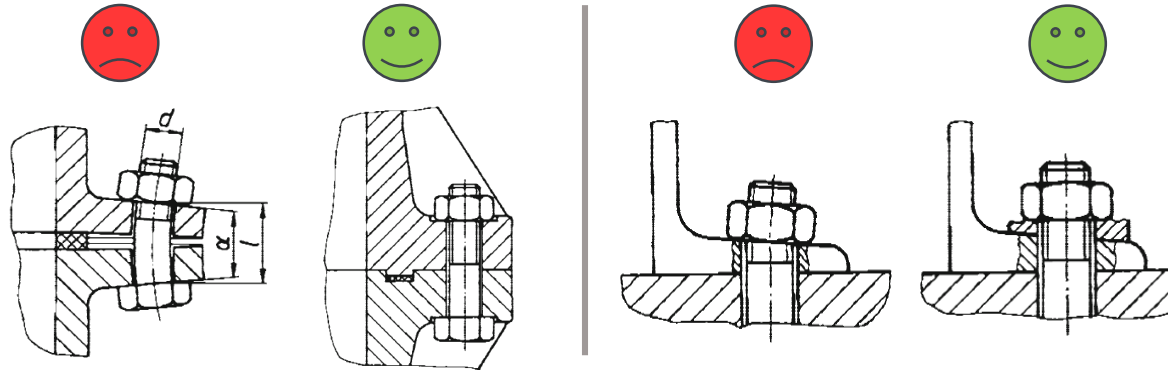


Quelle:  
F2.hs-hannover.de, Albers, A.

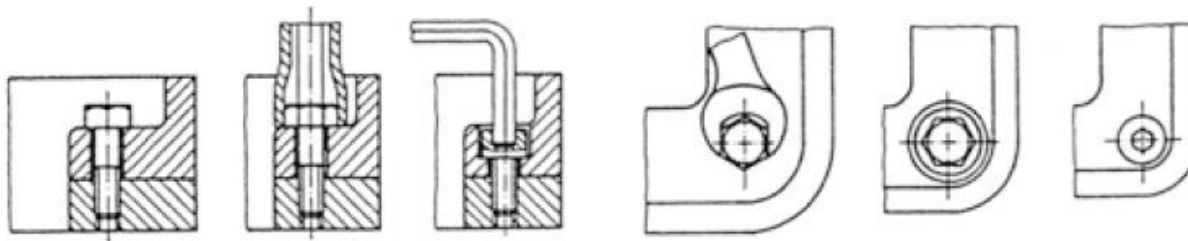
## 16.4 Konstruktive Hinweise

### 16.4.2 Anordnung von Schraubverbindungen

(d) Senkrechte Auflagefläche von Schraubenköpfen/Muttern erzeugen



(e) Platz für Schraubenschlüssel oder Schraubwerkzeug vorsehen



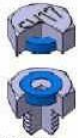
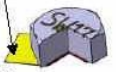
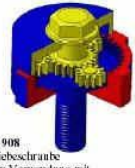
Quelle:  
Matek

## 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)
    - **Sägewinde** bei in einer Richtung beanspruchte Hubspindel  
(z.B. Hebebühne, Kraftgewinde in Pressen)
  - 2) *Werkstoffe:*
    - E295 und E335

# Sonderschrauben für den Maschinenbau

Nicht  
klausur-  
relevant  
!

|                                                                                                                                                                    |                                                                                                                                                                    |                                                                                                                                                                      |                                                                                                                                                                                                                                                                |                                                                                                                                                                                             |                                                                                                                                                                                                    |                                                                                                                                                                      |                                                                                                                                                                                |                                                                                                                                                                                                                         |
|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|---------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
|  <p><b>DIN 875</b><br/>Für versetzte Löcher</p>                                    |  <p><b>DIN 876</b><br/>Bei einseitig fehlendem Platz für Schraubenkopf</p>        |  <p><b>DIN 877</b><br/>Für zu groß gesenkte Löcher</p>                              |  <p><b>DIN 887</b><br/>Sonderschraube für M5 - M10</p>                                                                                                                        |  <p><b>DIN 888</b><br/>Wie DIN 887 M5 - M10 jedoch Anch für Zoll und seltene Zwischengrößen z.B. M8,7</p> |  <p><b>DIN 889</b><br/>Für Gabel und Ringschlüssel von SW12 - 17</p>                                            |  <p><b>DIN 899</b><br/>Flügelkorkschraube</p>                                     |  <p><b>DIN 900</b><br/>Drehmomentschraube</p>                                               |  <p><b>DIN 901</b><br/>Rechtsgewindeschraube für Linksgewinde</p>                                                                    |
|  <p><b>DIN 878</b><br/>Für schräg gebohrte Löcher</p>                              |  <p><b>DIN 879</b><br/>Für Löcher die auf Der falschen Seite angesenkt wurden</p> |  <p><b>DIN 880</b><br/>Schrauben in Feldsticherform für doppelt gebohrte Löcher</p> |  <p><b>DIN 890</b><br/>Flügel - 6K - Schlitz - Inbus - Torx - Kreuzschlitz - Schraube</p>                                                                                     |  <p><b>DIN 891</b><br/>Magnet - Schraubenkopf Zum schnellen Vortäuschen einer Verschraubung</p>           |  <p><b>DIN 892</b><br/>Magnet - Schraubenkopf Zum schnellen Vortäuschen einer Verschraubung auch von hinten</p> |  <p><b>DIN 902</b><br/>Noppenkernungs - schraube (M10) für blinde Mitarbeiter</p> |  <p><b>DIN 903</b><br/>Bohrsenkengewindeschneidschraube</p>                                 |                                                                                                                                                                                                                         |
|  <p><b>DIN 881</b><br/>Montageschraube für zu große Löcher</p>                     |  <p><b>DIN 882</b><br/>Montageschraube für zu tief gesenkte Bohrungen</p>         |  <p><b>DIN 883</b><br/>Sonderschraube zur Verringerung der Montagezeit</p>          |  <p><b>DIN 893</b><br/>Sonderschraube mit Vorbohrung für eine Notspannung</p>                                                                                                 |  <p><b>DIN UNF</b><br/>Einwagschraube (Ratschene flötschraube)</p>                                        |  <p><b>DIN 895</b><br/>Rännschraube Zum Stopfen von Bohrungen</p>                                               |  <p><b>DIN 904</b><br/>Bohrzangen - kopfschraube</p>                              |  <p><b>DIN 905</b><br/>Zwillingsschraube</p>                                                | <p>Schraubenkopf auswechselbar</p>  <p><b>DIN 906</b><br/>Vario - magschraube zum Vortäuschen stabiler mechanischer Verbindungen</p> |
|  <p><b>DIN 884</b><br/>Teleskopschraube wenn Zweifel über die Länge bestehen</p> |  <p><b>DIN 885</b><br/>Für wechsellnde Winkelfehler</p>                          |  <p><b>DIN 886</b><br/>Für Schlüsselweite 13, 17 und 19</p>                        | <p>Abziehhilfe f. doppels. Klebeband</p>  <p><b>DIN 896</b><br/>Klebe - Schraubenkopf Zum schnellen Vortäuschen einer Verschraubung für alle nichtmagnetischen Werkstoffe</p> | <p>Abziehhilfe f. doppels. Klebeband</p>  <p><b>DIN 897</b><br/>Wie DIN 896 jedoch auch von hinten</p>    |  <p><b>DIN 898</b><br/>Schlagschraube Bei Bohrungen ohne Gewinde</p>                                           |  <p><b>DIN 907</b><br/>Ausweidschraube</p>                                       |  <p><b>DIN 908</b><br/>Getriebschraube nur in Verbindung mit Getriebschraubenschlüssel</p> |  <p><b>DIN 909</b><br/>Sonderschraube mit Pastör als Antidrehicherung</p>                                                           |

Quelle: <http://ftcc.cfasp.de/bre/spezial-schrauben.htm>

## 16.6 Literaturverzeichnis

- Albers, A., Deters, L., Feldhusen, J., Leidich, E., & Linke, H.: Konstruktionselemente des Maschinenbaus 1: Grundlagen der Berechnung und Gestaltung von Maschinenelementen, 9. Auflage, Springer Vieweg Verlag, 2016
- Haberhauer, H. & Bodenstein, F.: Maschinenelemente: Gestaltung, Berechnung, Anwendung, 17. Auflage, Springer Vieweg Verlag, 2014
- Wittel, H., Jannasch, D., Voßiek, J. & Spura, C.: Roloff/Matek Maschinenelemente Formelsammlung, 14. Auflage, Springer Vieweg Verlag, 2018
- Wittel, H., Muhs D. et al.: Roloff/Matek Maschinenelemente, 23. Auflage, Springer Vieweg Verlag, 2017



## 17. Federn

Diese Vorlesung basiert auf Vorarbeiten von Prof. T. Maier  
Institut für Konstruktionstechnik und Technisches Design  
Forschungs- und Lehrgebiet Technisches Design

# Konstruktion in der Medizingeräte- technik 2

SoSe 2020

**Prof. Dr.  
Peter P. Pott  
und Mitarbeiter**

# 17. Federn

## Inhalt

### 17.1 Allgemeines

17.1.1 Definition

17.1.2 Einteilung

17.1.3 Verwendungszweck

### 17.2 Federeigenschaften

17.2.1 Kenngrößen

17.2.2 Gekoppelte Federn

### 17.3 Auslegung und Berechnung von Metallfedern

17.3.1 Stabfedern

17.3.2 Zylindrische Schraubenfedern

17.3.3 Tellerfedern

17.3.4 Werkstoffe und zulässige Beanspruchung

# 17. Federn

## Inhalt

### 17.4 Gummifedern

#### 17.4.1 Eigenschaften

#### 17.4.2 Anwendung

### 17.5 Gasfedern

#### 17.5.1 Eigenschaften

#### 17.5.2 Anwendung

### 17.6 Literaturverzeichnis



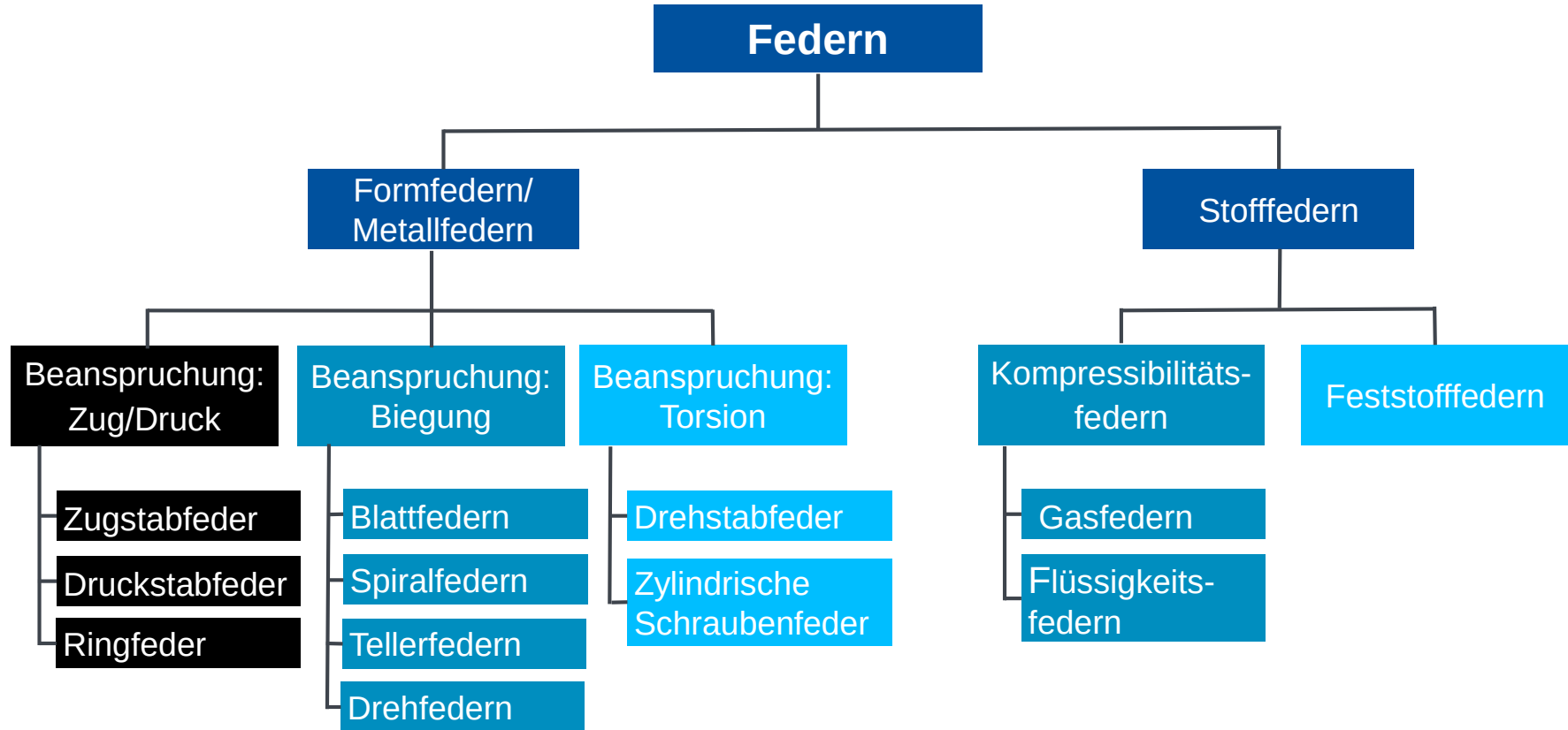
# 17.1 Allgemeines

## 17.1.1 Definition

- Können durch Dehnung, Biegung und Torsion Kraft aufnehmen und in Form von potentieller Energie speichern – und diese wieder abgeben.
- Federn sind elastische Bauelemente
- Je nach Gestalt wird unterschieden in z.B.
  - Schraubenfedern
  - Tellerfedern
  - Stabfedern
  - Ringfedern
  - Spiralfedern
- Mehrere Federn können zu Federsystemen zusammengeschaltet werden

# 17.1 Allgemeines

## 17.1.2 Einteilung



# 17.1 Allgemeines

## 17.1.2 Einteilung der Formfedern

| Schraubenfedern                                                                   | Tellerfeder                                                                       | Stabfedern                                                                         | Spiralfeder                                                                         | Ringfeder                                                                           |
|-----------------------------------------------------------------------------------|-----------------------------------------------------------------------------------|------------------------------------------------------------------------------------|-------------------------------------------------------------------------------------|-------------------------------------------------------------------------------------|
| Druckfeder                                                                        |                                                                                   | Blattfeder                                                                         |                                                                                     |                                                                                     |
|  |                                                                                   |  |                                                                                     |                                                                                     |
| Zugfeder                                                                          |  | Drehfeder                                                                          |  |  |
|   |                                                                                   |  |                                                                                     |                                                                                     |
| Torsion                                                                           | Biegung, Zug                                                                      | Biegung                                                                            | Biegung                                                                             | Zug/Druck                                                                           |

Quellen: [blog.federnshop.com](http://blog.federnshop.com), [www.me-lrt.de](http://www.me-lrt.de), [www.federnwerk-bischoff.de](http://www.federnwerk-bischoff.de), [www.directindustry.it](http://www.directindustry.it), [www.sodemann-federn.de](http://www.sodemann-federn.de)

# 17.1 Allgemeines

## 17.1.3 Verwendungszweck

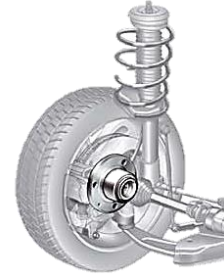
**Arbeitsspeicher**  
Uhrwerk



**Kraftmesser**  
Federwaage



**Stoßmilderer**  
Fahrzeugfederung



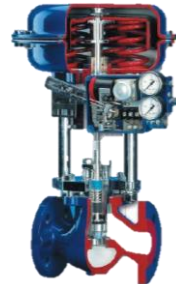
**Lastverteilung**  
Polsterfederung



**Kraftbegrenzung**  
Presse



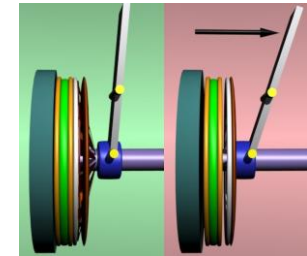
**Regelung**  
Überdruckbegrenzung



**Schwingungselement**  
Rüttelsiebe



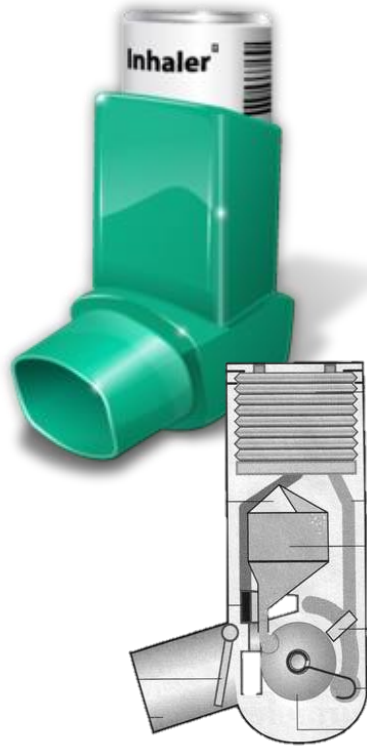
**Vorspannung**  
Kraftschluss: Kupplung



Quellen: [schmuckunduhren.de](http://schmuckunduhren.de), [pesola.com](http://pesola.com), [Mein-autolexikon.de](http://Mein-autolexikon.de), [raumausstattung.de](http://raumausstattung.de), [christiani.de](http://christiani.de), [wagner-armaturen.de](http://wagner-armaturen.de), [vibrotech.de](http://vibrotech.de), [wikipedia.org](http://wikipedia.org)

# 17.1 Allgemeines

## 17.1.3 Verwendungszweck



Verwendung in der  
Medizintechnik

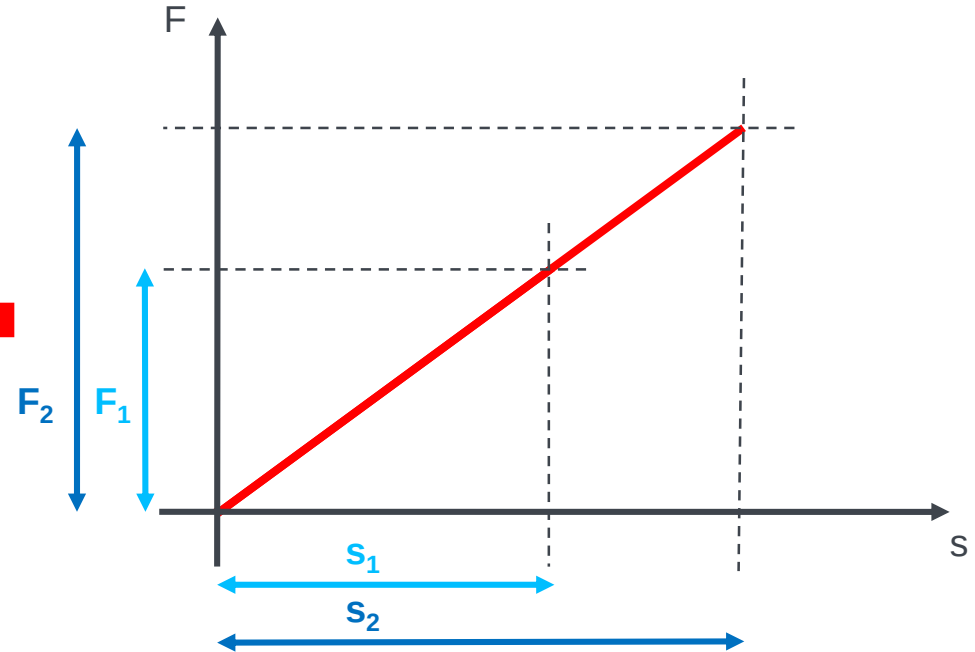
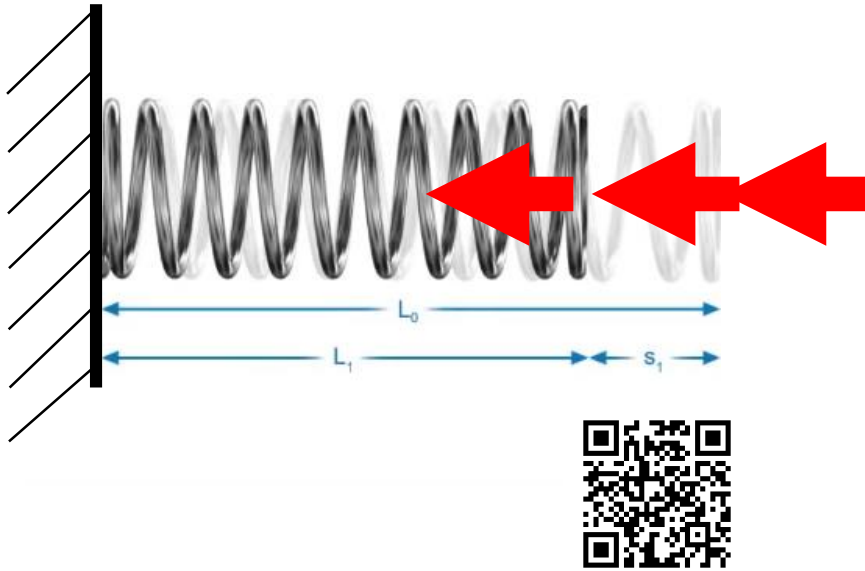


Quellen:  
kfo-lauf.de,  
Hopak.com, Docplayer.org, allwinmedical.com, Medtec.scherdel.com,  
bbraun.de

## 17.2 Federeigenschaften

### 17.2.1 Kenngrößen

Die **Federkennlinie** gibt den Zusammenhang zwischen Kraft  $F$  und Verformung  $s$  an bzw. für Drehbewegungen zwischen Moment  $M$  und Drehwinkel  $\varphi$ .



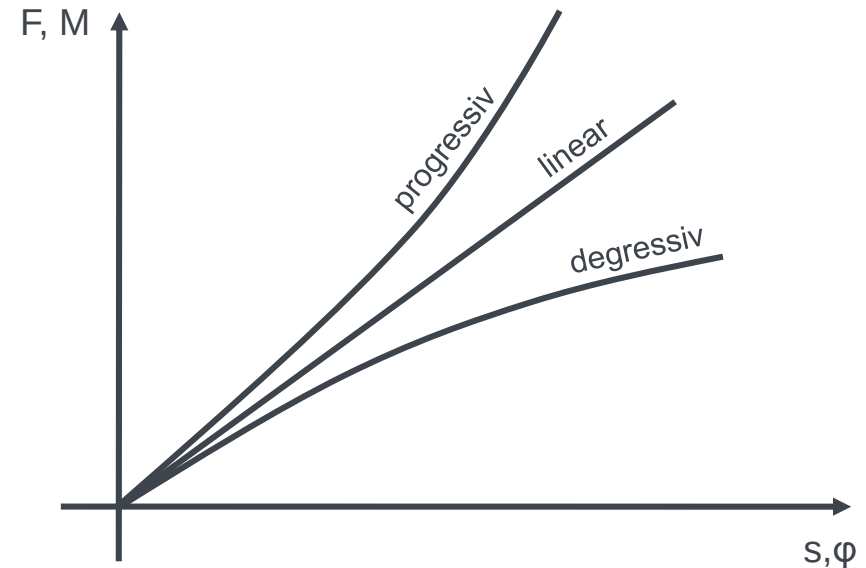
Quelle:  
Gutekunst Federn (youtube.de)

## 17.2 Federeigenschaften

### 17.2.1 Kenngrößen

Die **Federkennlinie** gibt den Zusammenhang zwischen Kraft  $F$  und Verformung  $s$  an bzw. für Drehbewegungen zwischen Moment  $M$  und Drehwinkel  $\varphi$ .

- **Progressiv:**
  - Wird mit zunehmender Belastung härter
  - verhindert Durchschlagen
- **Linear:**
  - Konstante Abstände zwischen Ablesemarken: Federwaage
- **Degressiv:**
  - Federsteifigkeit nimmt zulaufend ab
  - Limitieren von Kräften (Puffer)



## 17.2 Federeigenschaften

### 17.2.1 Kenngrößen

Zusammenhang zwischen Verformung (Federweg) und Kraft bestimmt das Verhalten einer Feder beim Be- und Entlasten

- **Federweg:** Differenz der Länge im unbelastetem ( $l_0$ ) und belastetem Zustand ( $l_F$ )

$$s = l_0 - l_F$$

- **Federrate:** Verhältnis von Kraft und Federweg für Federn mit linearer Kennlinie;

$$R = \frac{F}{s} \quad (\text{bzw. } F = R \cdot s)$$

Für Drehbewegungen gilt:

$$R_t = \frac{M}{\varphi} \quad (\text{bzw. } M = R_t \cdot \varphi)$$

→ desto kleiner die Federrate, desto „weicher“ die Feder



## 17.2 Federeigenschaften

### 17.2.2 Gekoppelte Federn

#### (a) Parallel geschaltete Federn

- Der Federweg ist bei allen Federn gleich

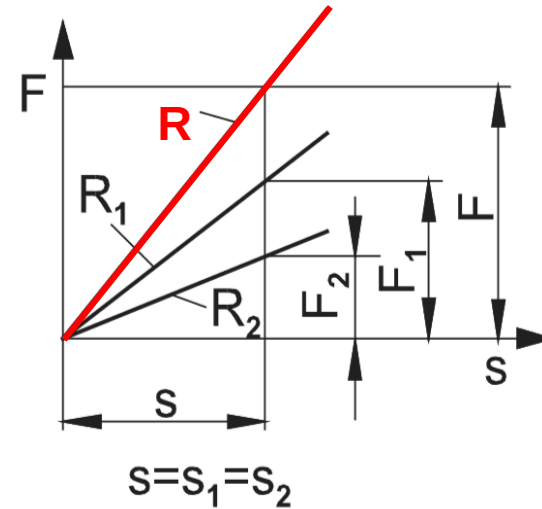
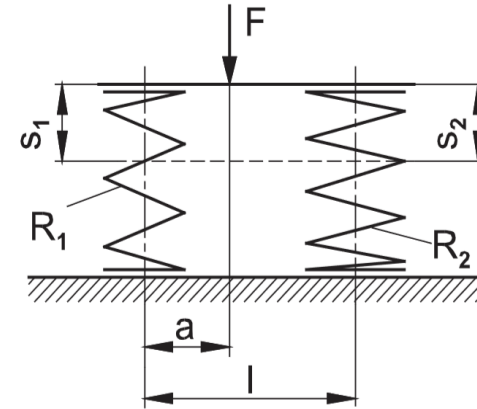
$$s = s_1 = s_2 = \dots = s_n$$

- Die Gesamtkraft ergibt sich aus Addition der einzelnen Kräfte

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

- Für die **Gesamtfederrate** gilt dann:

$$R = \frac{F}{s} = \frac{F_1 + F_2 + \dots + F_n}{s}$$
$$= R_1 + R_2 + \dots + R_n = \sum_{i=1}^n R_i$$



Quelle:  
Meissner, M.

## 17.2 Federeigenschaften

### 17.2.2 Gekoppelte Federn

#### (b) Hintereinander geschaltete Federn

- Die Federkraft ist bei allen Federn gleich

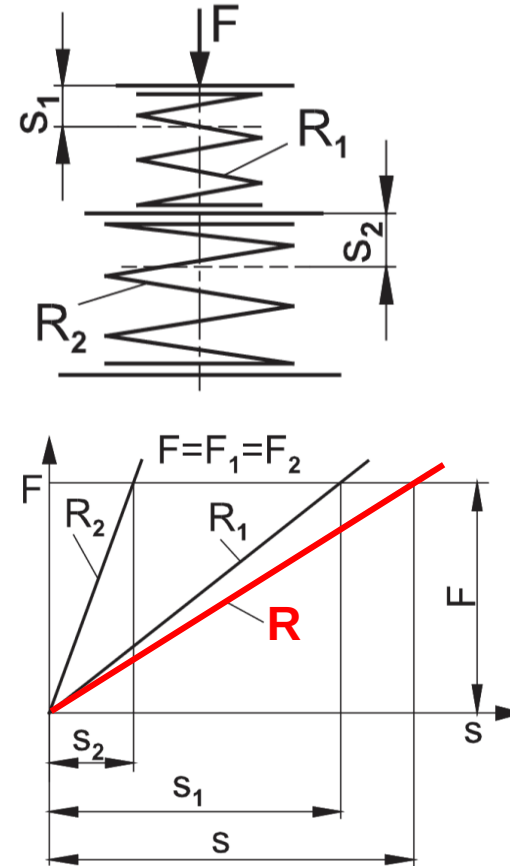
$$F = F_1 = F_2 = \dots = F_n$$

- Der Gesamtweg ergibt sich aus Addition der einzelnen Federwege:

$$s = s_1 + s_2 + \dots + s_n$$

- Für die **reziproke Gesamtfederrate** gilt dann:

$$s = \frac{F}{R} = \frac{F}{R_1} + \frac{F}{R_2} + \dots + \frac{F}{R_n}$$
$$\frac{1}{R} = \frac{1}{R_1} + \dots + \frac{1}{R_n} = \sum_{i=1}^n \frac{1}{R_i}$$



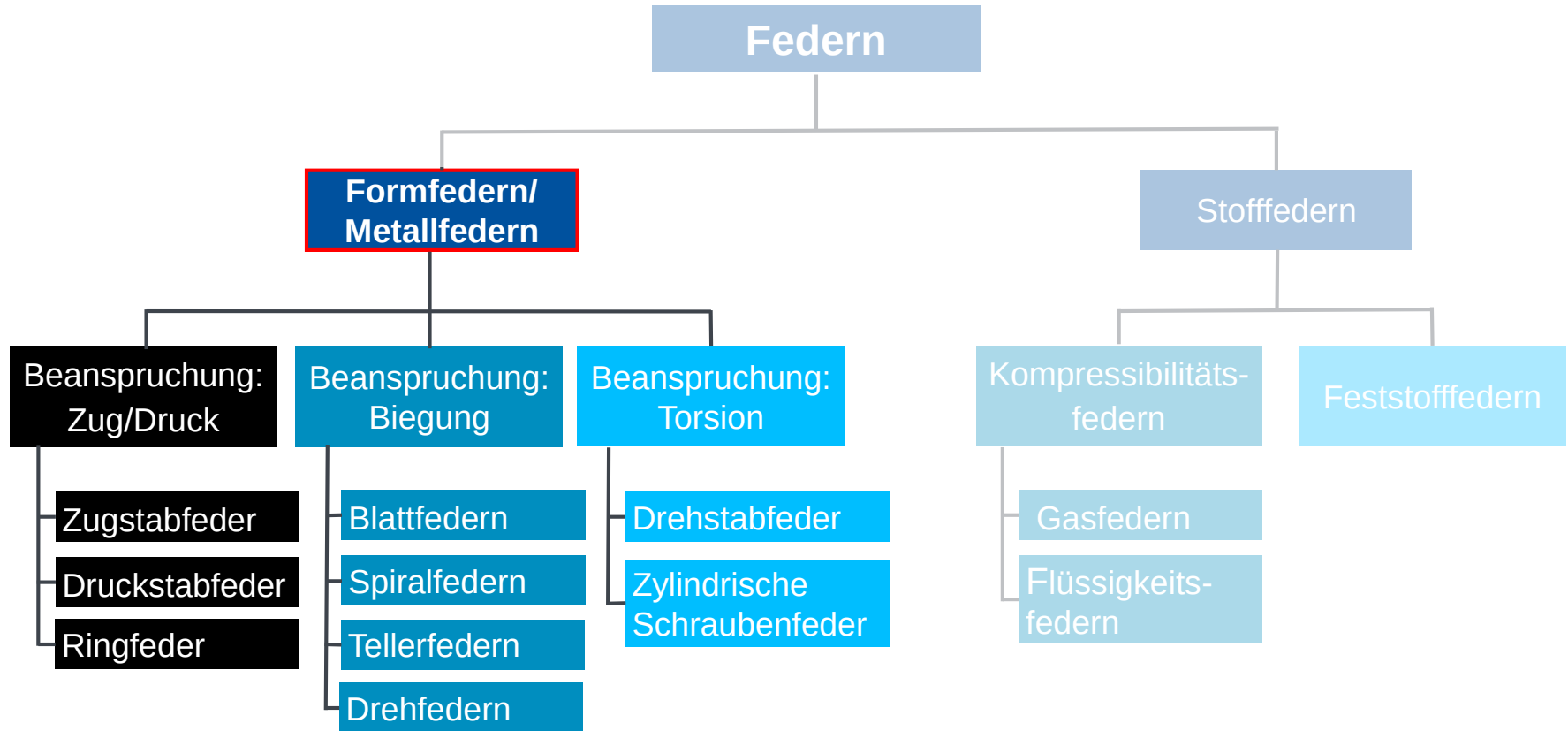
Quelle:  
Meissner, M.

## 17.2 Federeigenschaften

### 17.2.2 Gekoppelte Feder

*Live-Inhalt*

## 17.3 Auslegung und Berechnung von Metallfedern



## 17.3 Auslegung und Berechnung von Metallfedern

### 17.3.1 Stabfedern

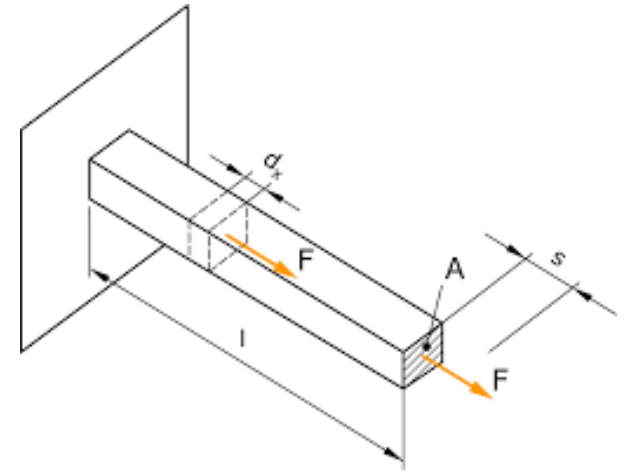
#### (a) Zug- und Druckstabfedern

- 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

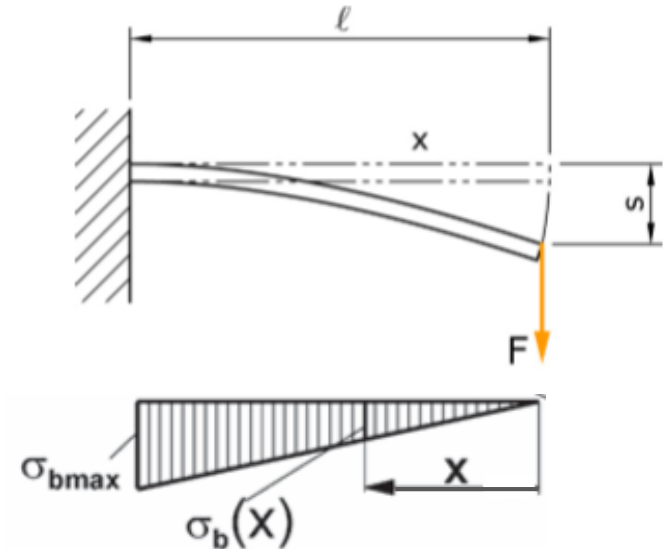
- Eingespannter Stab mit konstantem Querschnitt
- Lineare Biegespannungsverteilung:  
(gilt nur für relativ kleine Auslenkungen)

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

- Zulässige Kraft:

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

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



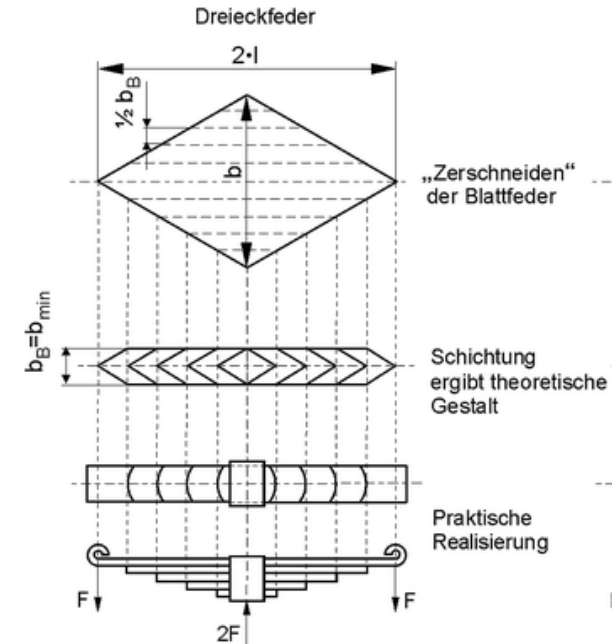
Quelle:  
n.ethz.ch

## 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)



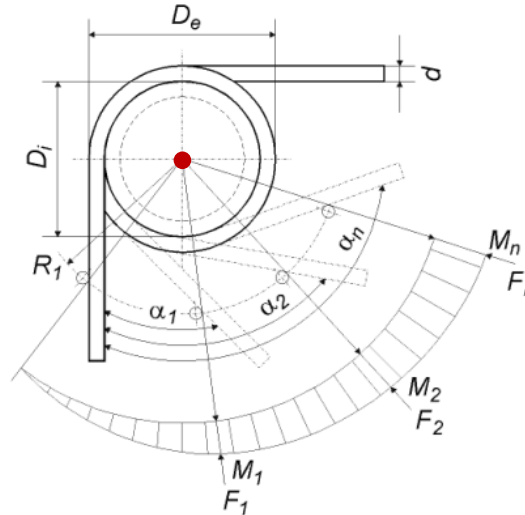
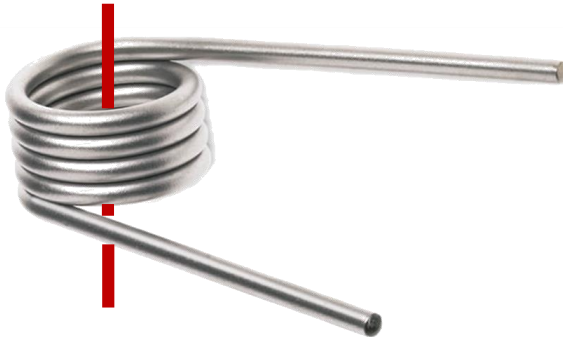
Quellen:  
Albers, A.

## 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

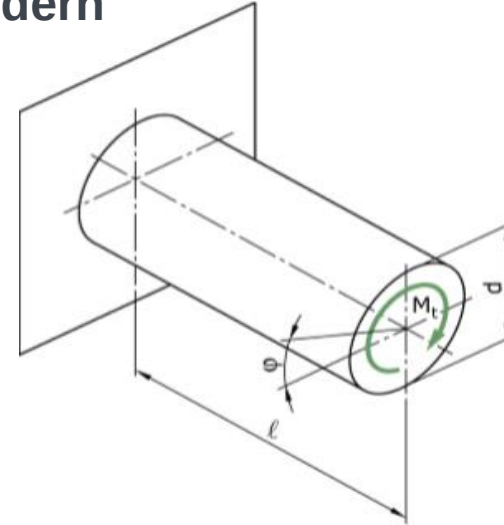
#### (c) Drehstabfedern

- 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:

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



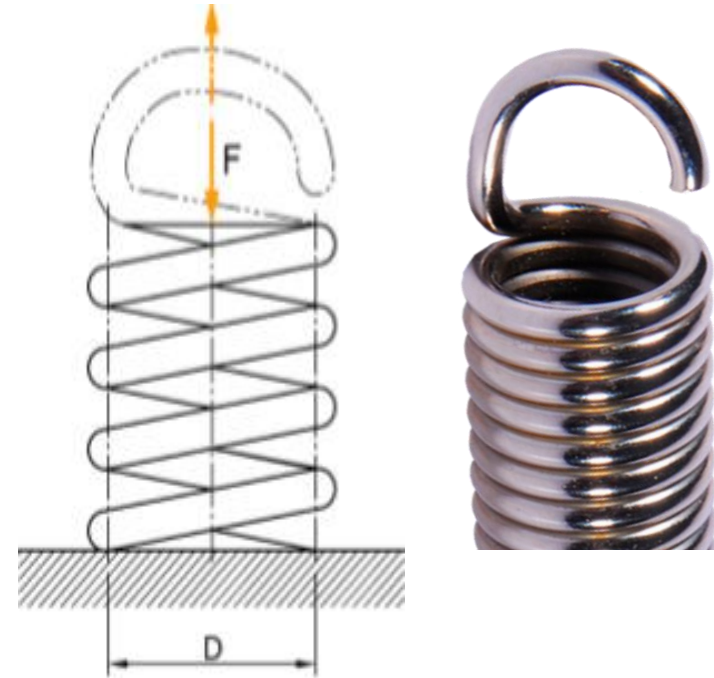
Achsaufhängung von einem VW Käfer

Quelle:  
n.ethz.ch

## 17.3 Auslegung und Berechnung von Metallfedern

### 17.3.2 Zylindrische Schraubenfedern

- Am häufigsten eingesetzter Federtyp
- Gute Werkstoffausnutzung: großer Federweg bei geringer Bauhöhe
- Lineare Kennlinie
- Zentrisch auftretende Kräfte
  - Belastung: **Zug & Druck**
  - Beanspruchung: **Torsion**



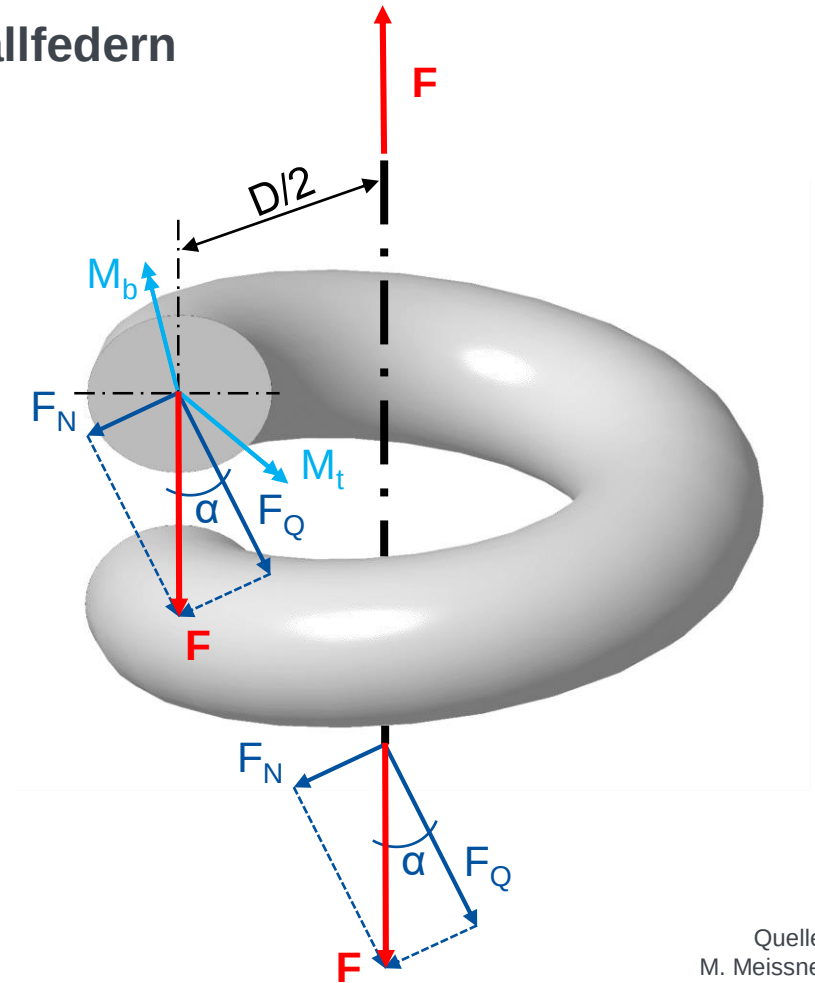
Quellen:  
n.ethz.ch, hennlich.at

## 17.3 Auslegung und Berechnung von Metallfedern

### 17.3.2 Zylindrischen Schraubenfedern

- Beanspruchung im Drahtquerschnitt senkrecht zur Schraubenlinie
- Steigungswinkel  $\alpha$  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:

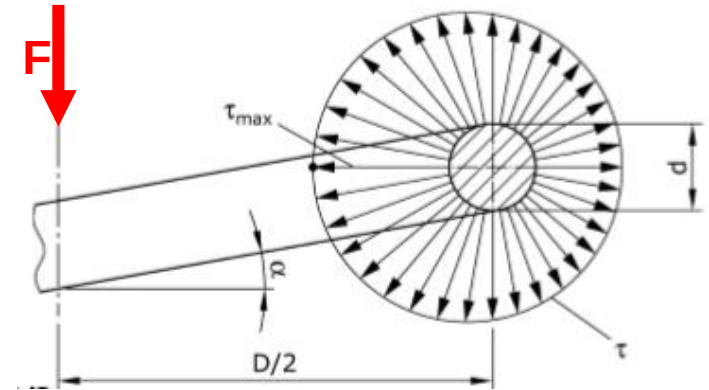
$$k = \frac{w + 0,5}{w - 0,75} \quad \text{mit } w = \frac{D}{d}$$

- **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:

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



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  $\varphi$  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:

$$L_0 = L_B + S_a + s$$

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

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

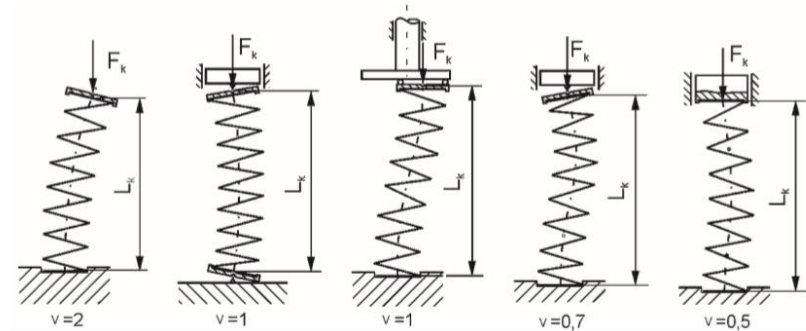
## 17.3 Auslegung und Berechnung von Metallfedern

### 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:  $s_k > s$

Quelle:  
toogoo.de, Albers, A.

## 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

## Live-Voting



*Aus der Reihe „Worte die wir am IMT richtig benutzen wollen...“*

### Här·te ...

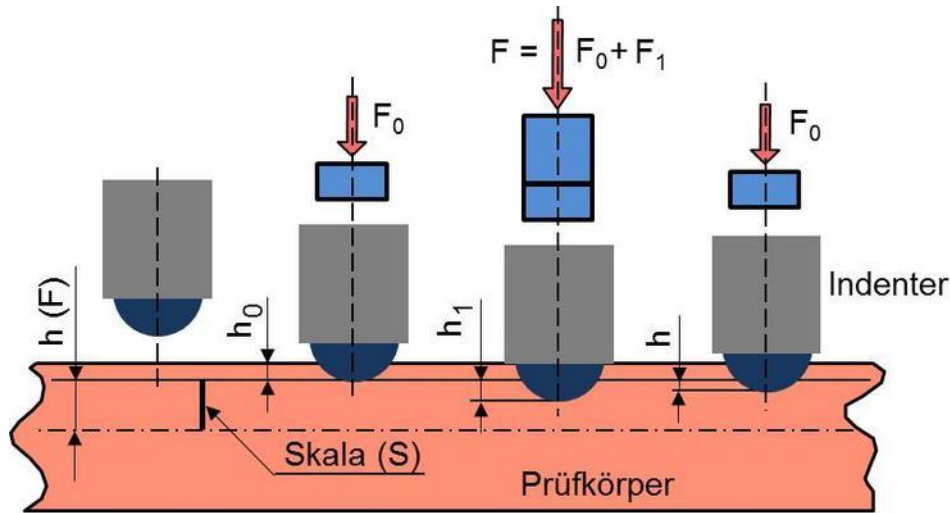
- A ... ist die Eigenschaft einer Oberfläche, dem Eindringen eines Prüfkörpers einen Widerstand entgegen zu setzen.
- B ... beschreibt, welche spezifische Festigkeit ein Werkstoff hat.
- C ... ist eine werkstoffspezifische Größe für die Nachgiebigkeit bzw. Steifigkeit eines Materials.
- D ... ist die Eigenschaft einer Oberfläche bei stoßartiger Belastung ein sprödes Verhalten aufzuweisen



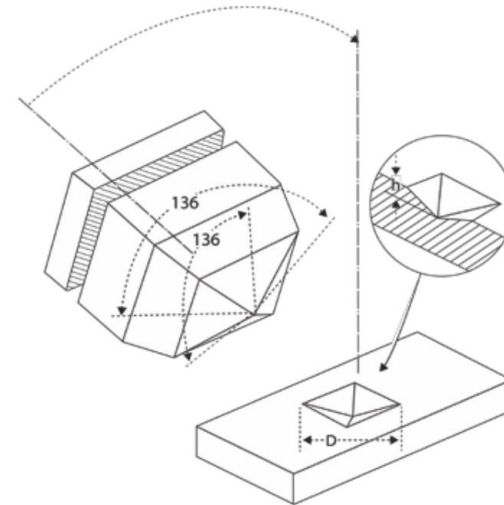
[vote at imt.participoll.com](https://imt.participoll.com/)



# Härte



[<https://wiki.polymerservice-merseburg.de/>]

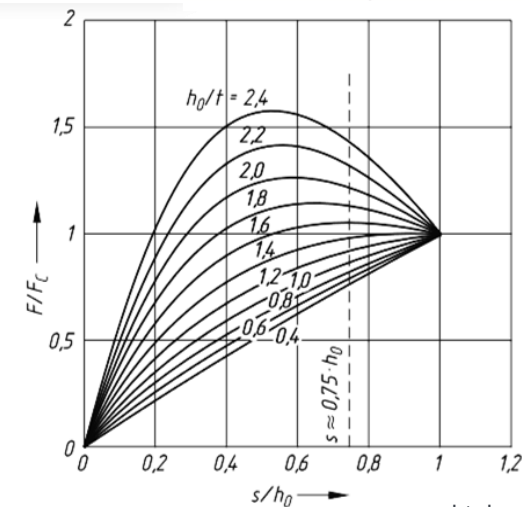
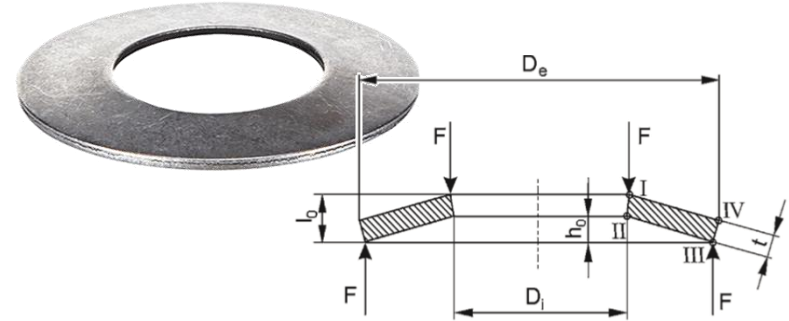


[[www.buehler-met.de](http://www.buehler-met.de)]

## 17.3 Auslegung und Berechnung von Metallfedern

### 17.3.3 Tellerfedern

- Schalenförmige Ringscheiben
- Belastung durch Federkraft  $F$  in Achsrichtung  
→ **Biegebeanspruch**
- Geringer Raumbedarf und kleine Federwege, trotz Aufnahme von großen Kräften
- Beeinflussung der **Federkennlinie** durch Tellerhöhe  $h_0$  und Tellerdicke  $t$ 
  - $h_0/t < 0,6$ : Federkennlinie nahezu linear
  - Teilweise waagerechte Kennlinien möglich

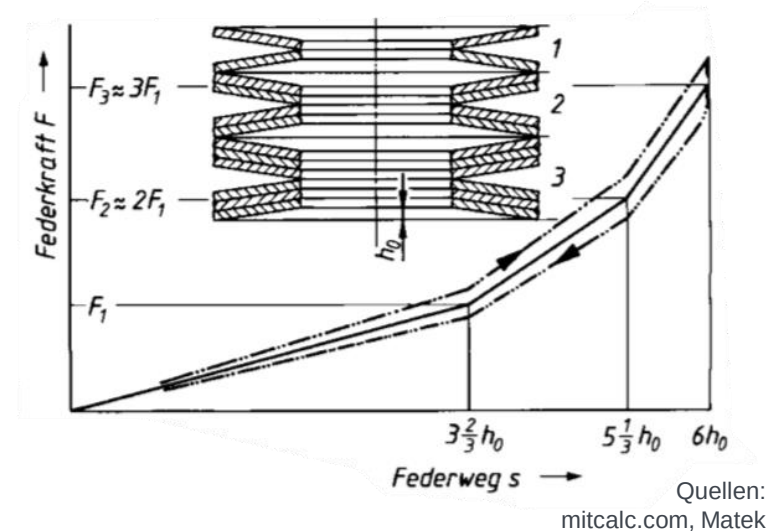
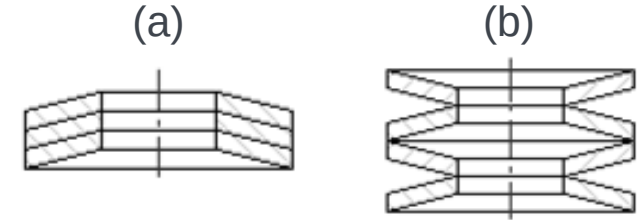


Quellen:  
[www.me-lrt.de](http://www.me-lrt.de), Albers, A., Böge, A.

## 17.3 Auslegung und Berechnung von Metallfedern

### 17.3.3 Tellerfedern

- Einzeltellerfedern reichen häufig für vorgesehene Beanspruchung nicht aus
- Kombinationen aus Tellerfedern möglich:
  - (a) **Tellerfederpaket:** Parallel geschaltet
  - (b) **Tellerfedersäule:** Hintereinander geschaltet
- Fast jede gewünschte Kennlinie durch Kombinieren von Schichtung, Tellerdicke und Telleranzahl erreichbar
- Führung der Federsäulen durch Bolzen in der Mitte
- Relativ viel Reibung → hohe Dämpfung



## 17.3 Auslegung und Berechnung von Metallfedern

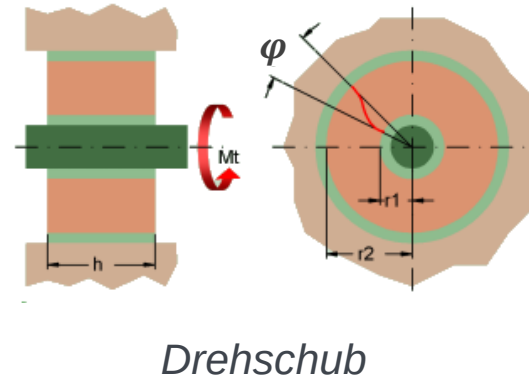
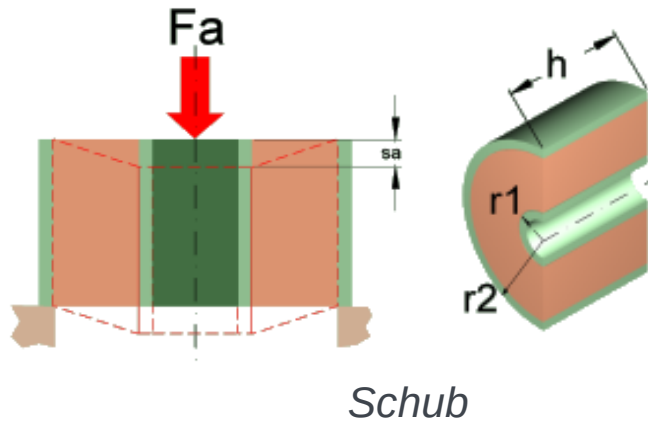
### 17.3.4 Werkstoffe

- Wichtigste Eigenschaft: **Dehnung**
  - Elastizitätsmodul  $E = \frac{\sigma}{\varepsilon}$  sollte einen möglichst hohen Wert aufweisen
  - Hohe Belastungen müssen ohne bleibende Verformung ertragen werden  
→ hohe Elastizitätsgrenze bzw. Zugfestigkeit/Streckgrenze
- Nutzung von Federstählen (Kohlenstoffstähle, legierte Stähle) oder Nichteisenmetalle (hauptsächlich Kupfer oder Kupferlegierungen):
  - Kohlenstoffstahl C67E:  $R_m > 1.200 \text{ N/mm}^2$   $E = 206 \text{ kN/mm}^2$
  - Legierter Stahl 61SiCr7:  $R_m = 1.350-1.600 \text{ N/mm}^2$   $E = 206 \text{ kN/mm}^2$
  - Kupferlegierung CuZn36:  $R_m > 700 \text{ N/mm}^2$   $E = 110 \text{ kN/mm}^2$

## 17.4 Gummifedern

### 17.4.1 Eigenschaften

- Vereinigt Eigenschaften der Feder und des Dämpfers
- Einsatz hauptsächlich für Schub- und Drehschubbeanspruchung
- Druckbeanspruchung für Aufnahme von großen Lasten bei hoher Steifigkeit
- Zugbeanspruchung sollte vermieden werden → Einschnürungen, hohe Spannungen

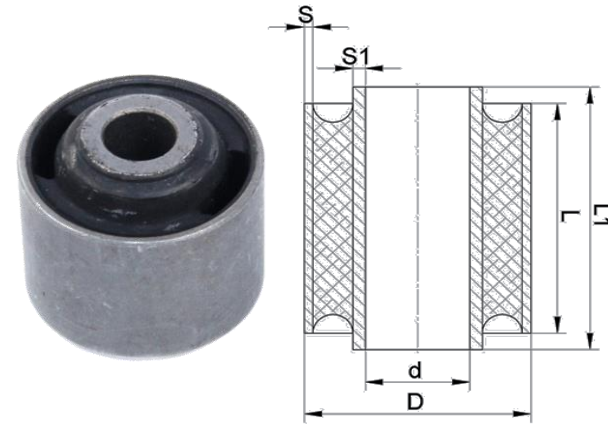
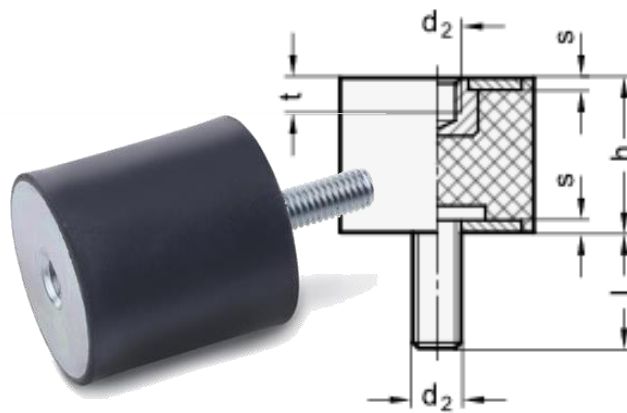


Quelle:  
schweizer-fn.de

## 17.4 Gummifedern

### 17.4.2 Anwendung

- Einbaufertige Konstruktionselemente mit metallischen Befestigungsstellen: Gummikomponente verbunden durch **vulkanisieren** oder **kleben**
- Gefügte Gummifedern: mechanisch eingepresst zwischen **Hülsen**



- Einsatz nur bei Temperaturen zwischen  $-30^{\circ}\text{C}$  und  $+80^{\circ}\text{C}$
- Verminderung der Lebensdauer durch Feuchtigkeit, Licht, Öl und Benzin

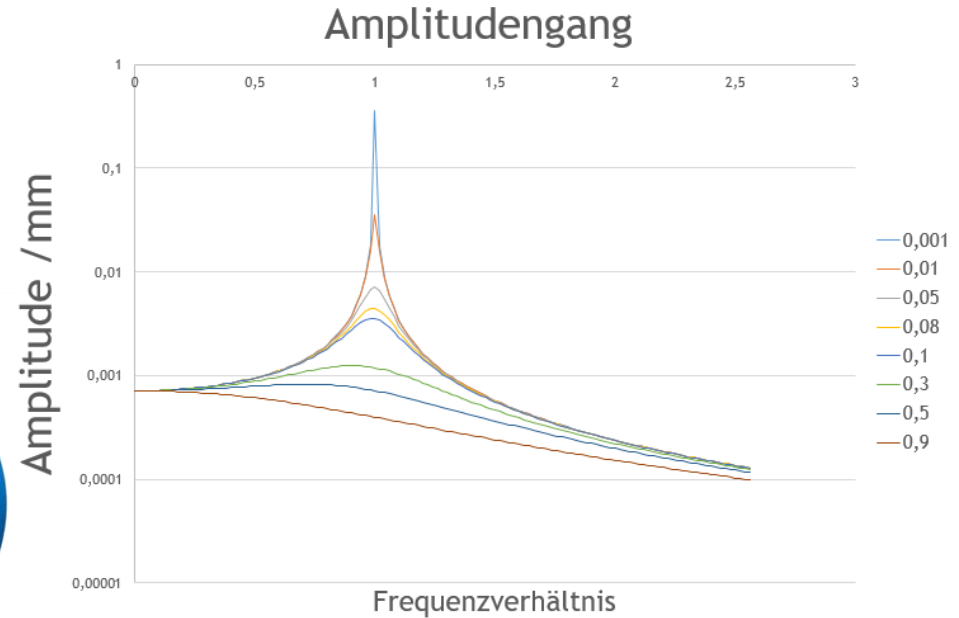
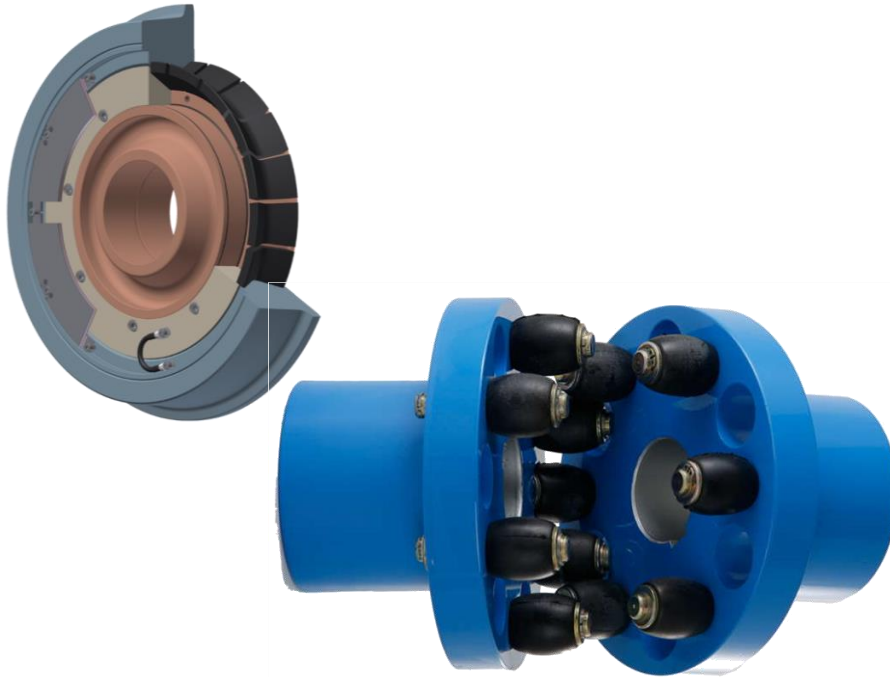
Quellen:

Ganter-griff.de, motorradmeistermilz.de, elastometall-produkte.de

## 17.4 Gummifedern

### 17.4.2 Anwendung

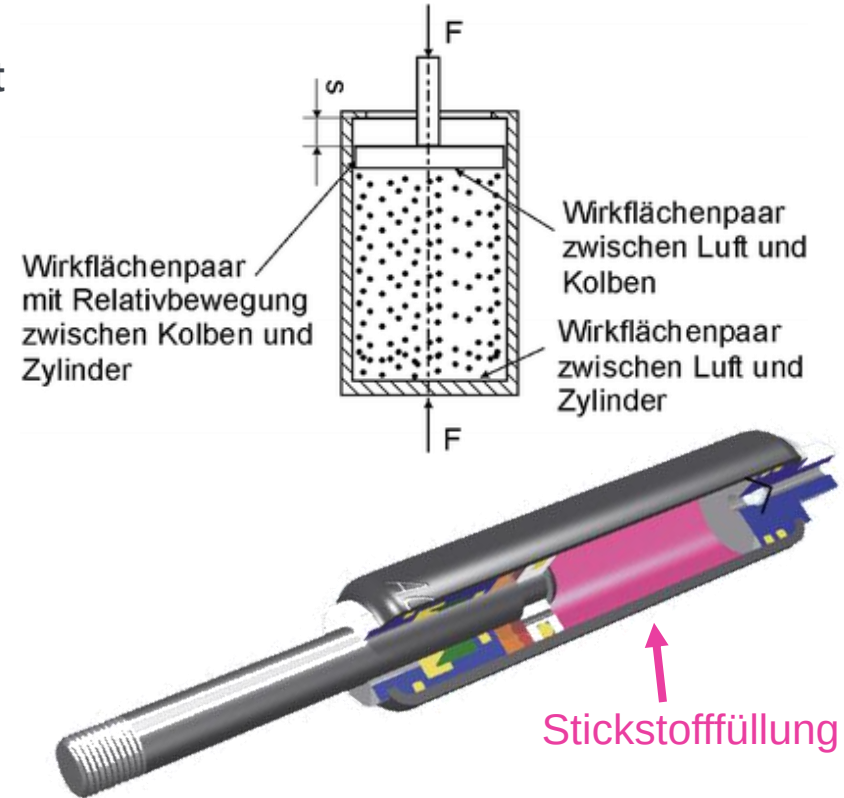
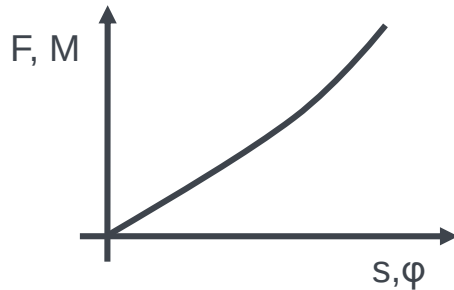
- Gefederte Lagerungen und Führung für Dämpfung von Maschinen und Maschinenteilen



## 17.5 Gasfedern

### 17.5.1 Eigenschaften

- Elastisches Verhalten durch **Kompressibilität** eines Gases **bei Drucksteigerung**
- **Progressive** Kennlinie
- Federrate ist stark **temperaturabhängig**



Quellen:  
Albers, A., lamb.de



## 17.5 Gasfedern

### 17.5.2 Anwendung

- Relativ einfacher Aufbau: Einsatz für weniger aufwendige und komplexe Systeme möglich

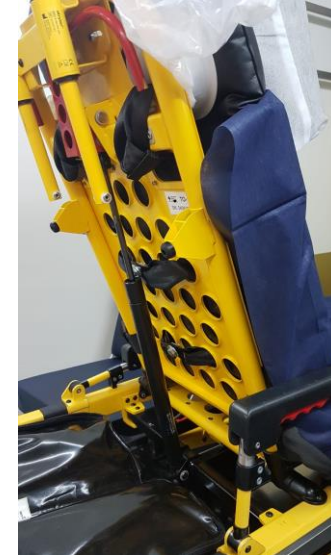
**Luftfederung**



**OP-Drehstuhl**

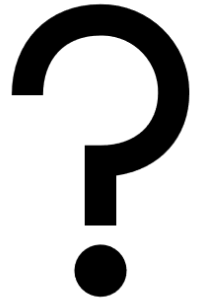


**Ambulanzliege**



Quellen:  
dieseltec.de, hfhealthcare.de, eigene Aufnahme

# Kontrollfragen



1. Wie werden Federn nach dem Funktionsprinzip eingeteilt?
2. Wie werden Federn nach der Belastung eingeteilt?
3. Welche Merkmale weisen Federn auf?
4. Wie berechnet man die Federrate  $R$ ?
5. Erklären Sie die grundlegende Wirkung einer Feder.
6. Welche 3 Arten von Federkennlinien unterscheidet man?
7. Wie sieht die Kennlinie eines Pneumatik-Dämpfers aus? Begründe.

## 17.6 Literaturverzeichnis

- Albers, A., Deters, L., Feldhusen, J., Leidich, E., & Linke, H.: Konstruktionselemente des Maschinenbaus 1: Grundlagen der Berechnung und Gestaltung von Maschinenelementen, 9. Auflage, Springer Vieweg Verlag, 2016
- Böge, A., & Böge, W.: Handbuch Maschinenbau. Grundlagen und Anwendungen der Maschinenbau-Technik, 22. Auflage, Springer Vieweg Verlag, 2015
- Meissner, M., Schorcht, H. J., & Kletzin, U.: Metallfedern: Grundlagen, Werkstoffe, Berechnung, Gestaltung und Rechnereinsatz, 3. Auflage, Springer Vieweg Verlag, 2014
- Steinhilper, R., & Rieg, F. (Eds.): Handbuch Konstruktion, Carl Hanser Verlag GmbH Co KG, 2012
- Wittel, H., Muhs D. et al.: Roloff/Matek Maschinenelemente, 23. Auflage, Springer Vieweg Verlag, 2017



Universität Stuttgart

## 18. Dichtungen

Diese Vorlesung basiert auf Vorarbeiten von Prof. T. Maier  
Institut für Konstruktionstechnik und Technisches Design  
Forschungs- und Lehrgebiet Technisches Design

# Konstruktion in der Medizingeräte- technik 2

SoSe 2020

**Prof. Dr.  
Peter P. Pott  
und Mitarbeiter**

# 18. Dichtungen

## Inhalt

### 18.1 Allgemeines

- 18.1.1 Definition

- 18.1.2 Dichtungsauswahl

- 18.1.3 Einteilung

- 18.1.4 Einsatzmöglichkeiten

### 18.2 Statische Dichtungen

- 18.2.1 Lösbare Dichtungen

- 18.2.2 Unlösbare Dichtungen

### 18.3 Dynamische Dichtungen

- 18.3.1 Berührungsdichtungen

- 18.3.2 Berührungslose Dichtungen

### 18.4 Literaturverzeichnis

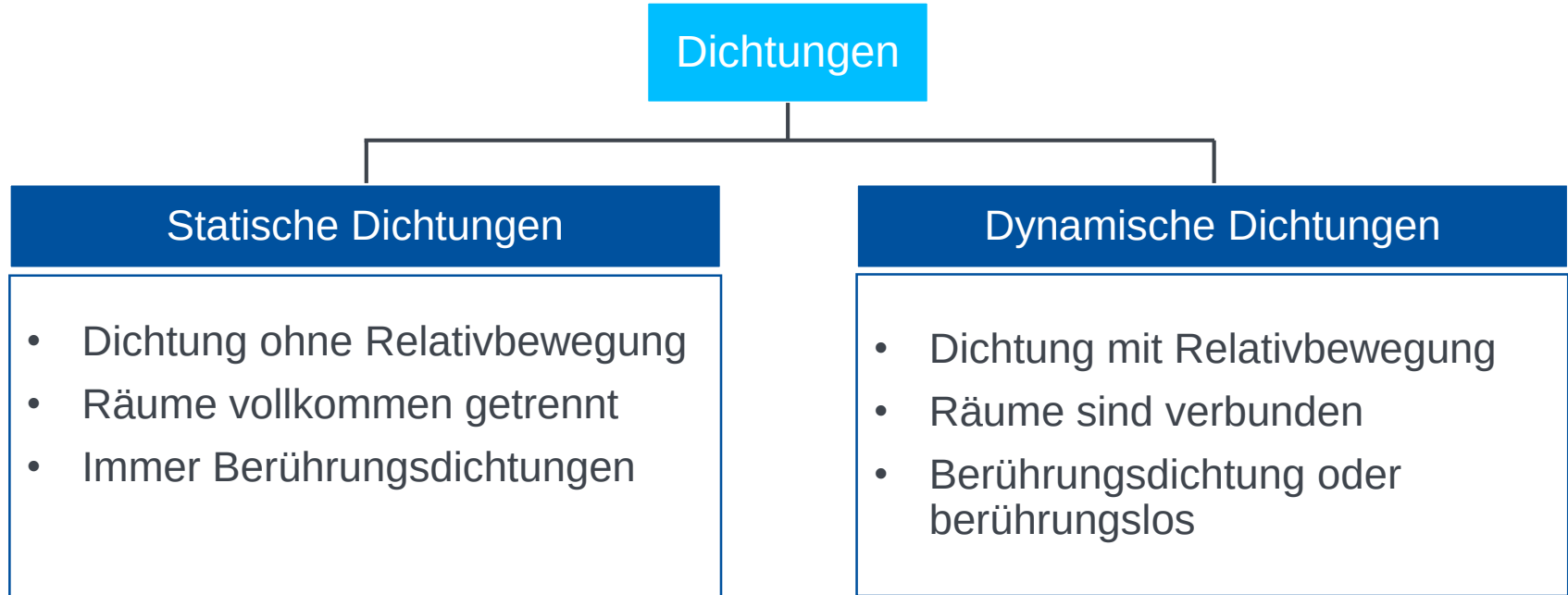
# 18.1 Allgemeines

## 18.1.1 Definition

- Dichtungen **verhindern oder begrenzen Stoffaustausch** (fest, flüssig oder gasförmig) zwischen zwei Räumen
- Aufgaben:
  - 1) Verhindern des Verlusts an Betriebsstoffen
  - 2) Vermeidung des Eindringens von Fremdkörpern und Schmutz
  - 3) Trennung verschiedener Betriebsstoffe
  - 4) Trennung unterschiedlicher Mediumszustände
- Unterschieden werden **statische Dichtungen** und **dynamische Dichtung**

# 18.1 Allgemeines

## 18.1.1 Definition



# 18.1 Allgemeines

## 18.1.1 Definition

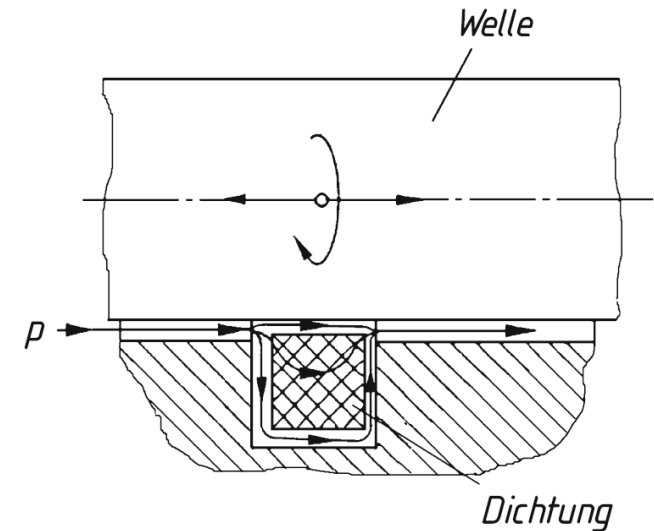
- Geforderte Dichtheit:

### 1) „Technische Dichtheit“

- für **ruhende Bauteile** verlustlose Dichtheit für flüssige und gasförmige Medien, außer Diffusionsverluste
- bei **bewegten Bauteilen** auch geringe Leckverlust

### 2) „Hermetische Dichtheit“

- jeglicher Stofffluss unterbunden

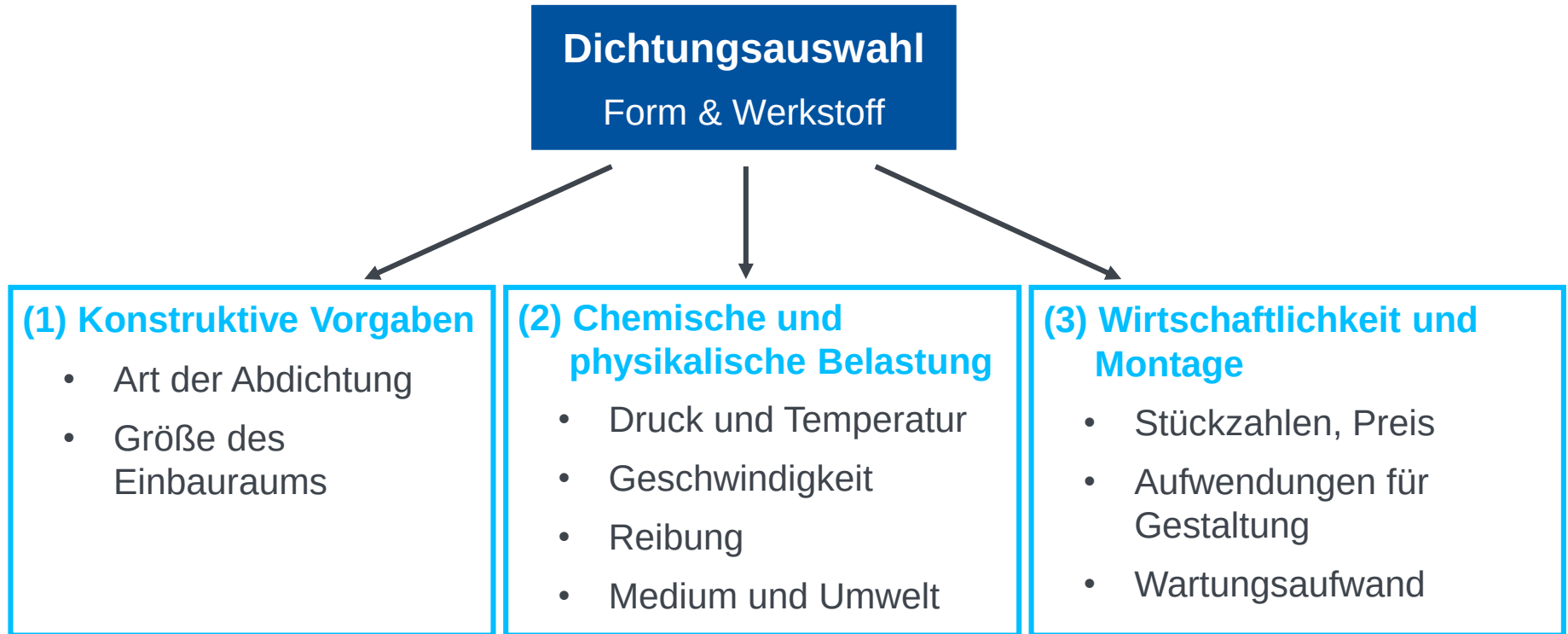


Quelle: Matek



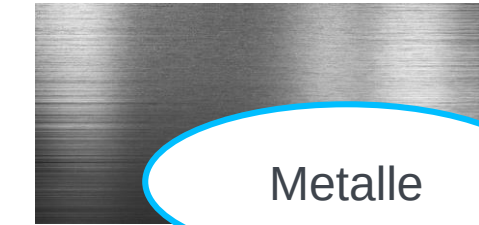
# 18.1 Allgemeines

## 18.1.2 Dichtungsauswahl



# 18.1 Allgemeines

## 18.1.2 Dichtungsauswahl



Metalle



Gewebe



Gummi

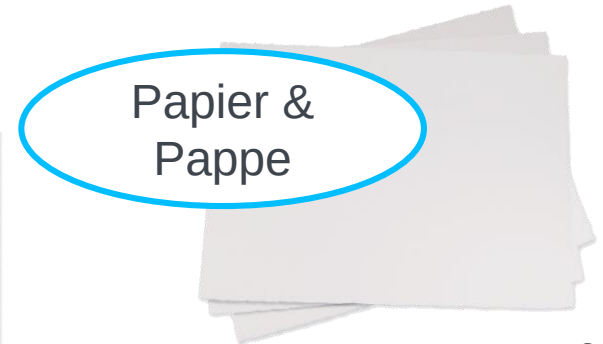


Kunststoff

### Dichtungswerkstoffe *Material*



Filz



Papier &  
Pappe

Quellen:

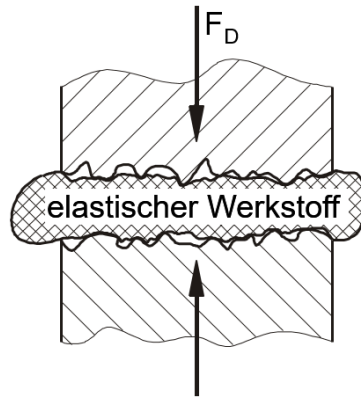
Keywordsuggest.org, stoff4you.de, technirup.de  
Industrie.airliquide.de, Matches21.de, gerstaecker.ch

# 18.1 Allgemeines

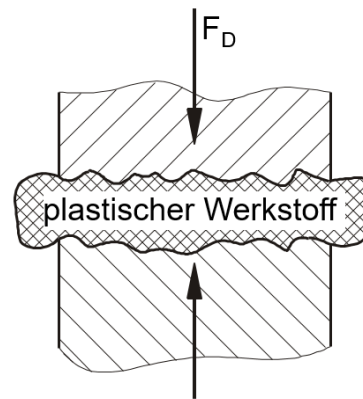
## 18.1.2 Dichtungsauswahl

### Dichtungswerkstoffe

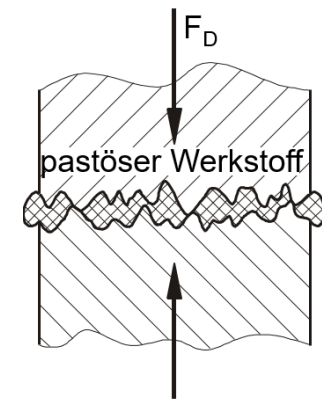
Art



- Lösbare Dichtungen
- Schlechte Anschmiegung
- Oberflächenbeschädigung möglich



- Gute Anschmiegung
- Absolute Dichtheit
- Nur bedingt wieder verwendbar



- Nur Hohlvolumen ausgefüllt
- Rauheitsspitzen liegen aufeinander
- Für drucklose Abdichtungen

# 18.1 Allgemeines

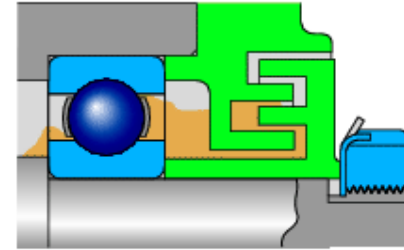
## 18.1.3 Einteilung



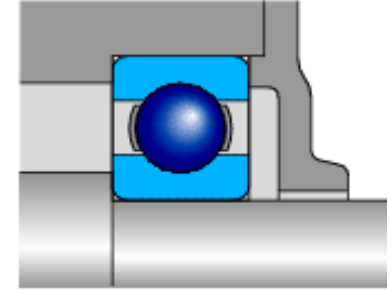
Flachdichtung



O-Ring



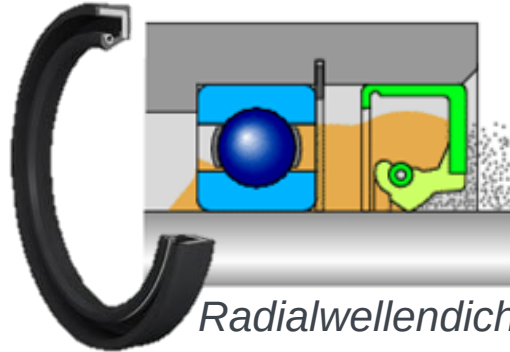
Labyrinthdichtung



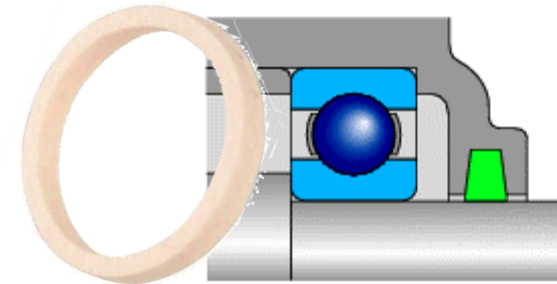
Spaltdichtung



Schweiß- und Lötverbindung



Radialwellendichtring



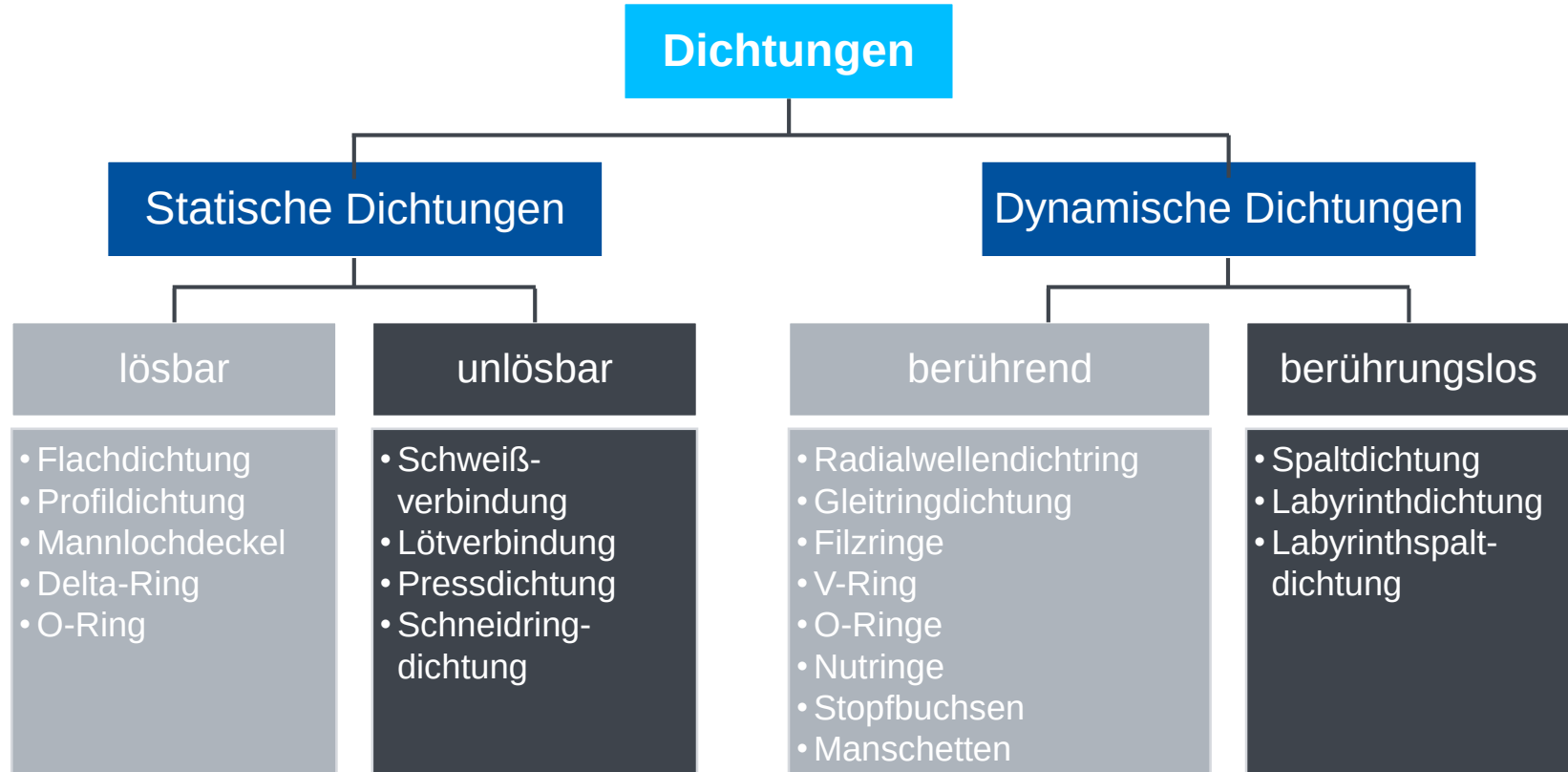
Filzring

Quellen:

[der-schlauchfritze.de](http://der-schlauchfritze.de), [mohlpage.de](http://mohlpage.de), [shop.campbellsupplyco.com](http://shop.campbellsupplyco.com), [iframe.murrplastik.de](http://iframe.murrplastik.de), [link.springer.com](http://link.springer.com),  
[Wigtec.de](http://Wigtec.de), [praxistipps.focus.de](http://praxistipps.focus.de), [tss.trelleborg.com](http://tss.trelleborg.com), [ludwigmeister.de](http://ludwigmeister.de), [link.springer.com](http://link.springer.com), [juraprofi.de](http://juraprofi.de)

# 18.1 Allgemeines

## 18.1.3 Einteilung



# 18.1 Allgemeines

## 18.1.4 Einsatzmöglichkeiten



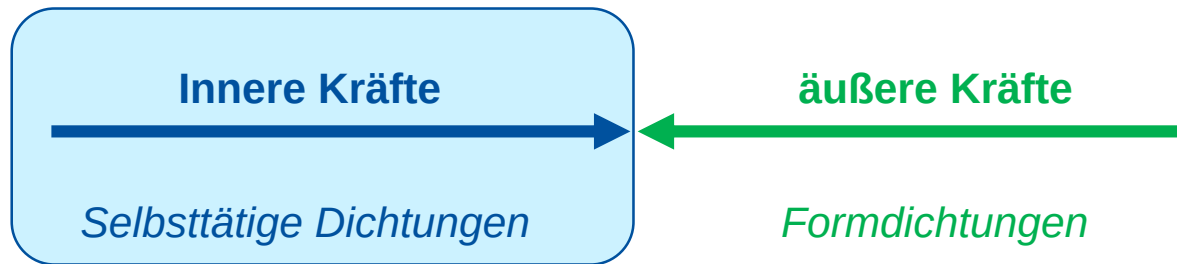
Quellen:

[Doccheckshop.de](http://Doccheckshop.de), [kosmetikexpertin.de](http://kosmetikexpertin.de), [de.made-in-china.de](http://de.made-in-china.de), [arthrex.com](http://arthrex.com)

## 18.2 Statische Dichtungen

### 18.2.1 Lösbare Dichtungen

- Einteilung hinsichtlich Dichtungskraft:
  - 1) Dichtpressung durch äußerer Kräfte: **Formdichtungen**
  - 2) Dichtpressung durch innere Kräfte (Betriebsdruck): **selbsttätige Dichtungen**



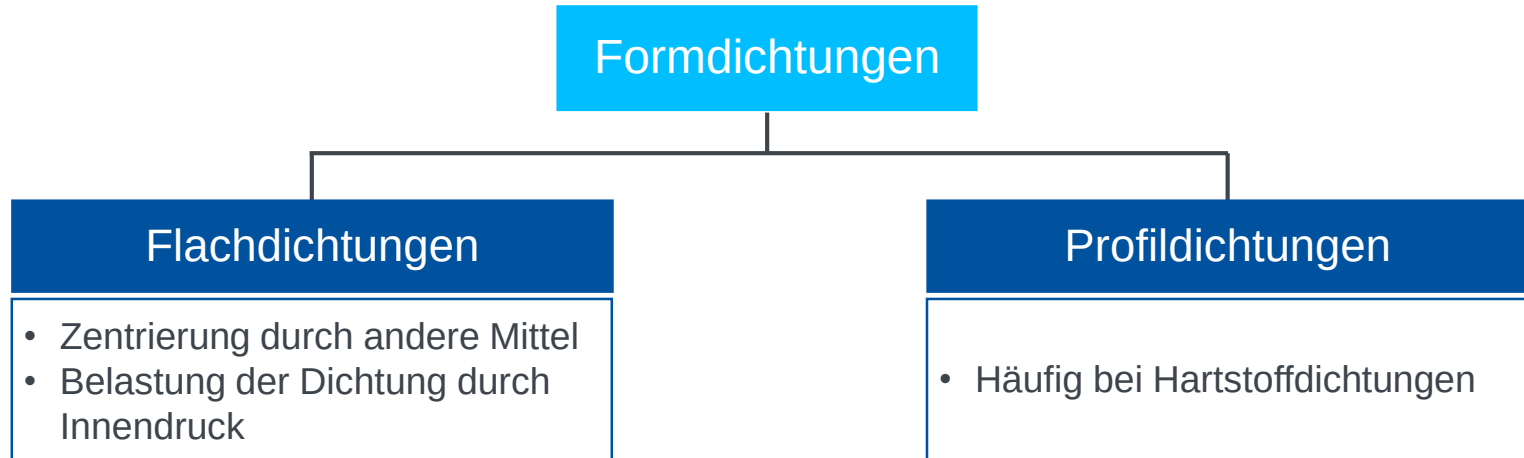
- Dichtung auch **ohne Dichtelement** möglich:
  - Hohe Oberflächenqualität und hohe Anpresskräfte notwendig
  - Plastische Anpassung der Oberflächen
  - Für Anwendungen mit geringen Dichtheitsanforderungen

## 18.2 Statische Dichtungen

### 18.2.1 Lösbare Dichtungen

#### Formdichtungen

- *Weichstoffdichtungen* am gebräuchlichsten (Papier, Pappe, Kork, Gummi, Faserstoffe)
- *Hartstoffdichtungen* für sehr hohen Belastungen (Metall, z.B. Al, Cu)
- Niedriger E-Modul: Gute Dichtwirkung bei niedrigen Anpressdrücken und hoher Bruchdehnung



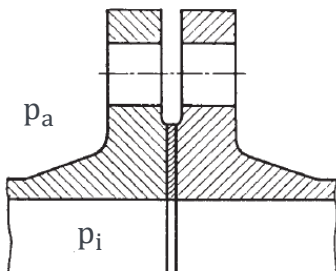
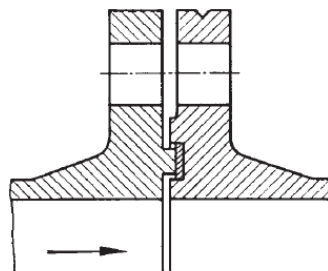
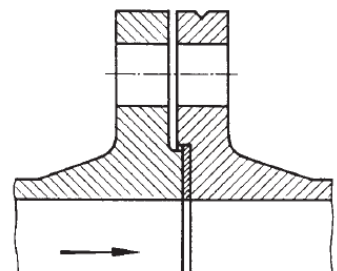


## 18.2 Statische Dichtungen

### 18.2.1 Lösbare Dichtungen

#### Formdichtungen

- Genormte Flachdichtungen:

| a)<br>Mit glatter Arbeitsleisten                                                                                                                                   | b)<br>Mit Nut und Feder                                                            | c)<br>Mit Vor- und Rücksprung                                                       |
|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|------------------------------------------------------------------------------------|-------------------------------------------------------------------------------------|
|  <p><math>p_a</math></p> <p><math>p_i &gt; p_a</math></p> <p><math>p_i</math></p> |  |  |
| <ul style="list-style-type: none"><li>• Bevorzugt, auch für höhere Drücke</li><li>• Möglichst geringe Dicke</li></ul>                                              | <ul style="list-style-type: none"><li>• Keine Gefahr des Herausdrückens</li></ul>  | <ul style="list-style-type: none"><li>• Keine Gefahr des Herausdrückens</li></ul>   |

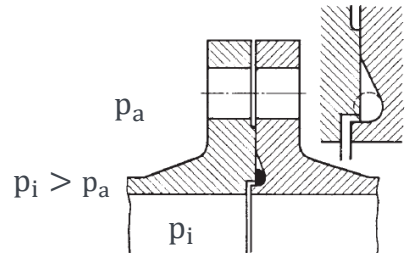
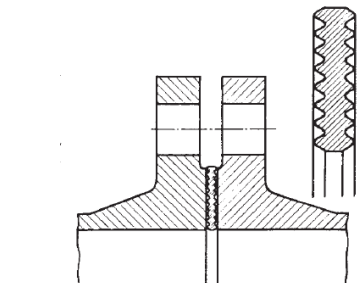
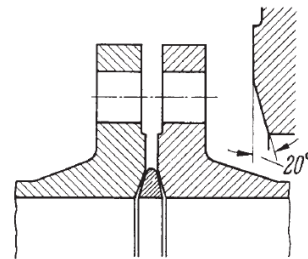
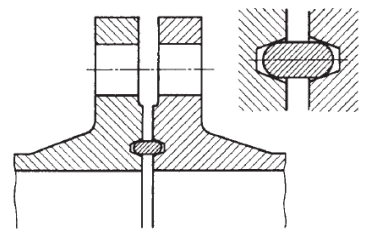
Quelle: Haberhauer, H.

## 18.2 Statische Dichtungen

### 18.2.1 Lösbare Dichtungen

#### Formdichtungen

- Genormte Profildichtungen:

| a)<br>Mit Eindrehung<br>(O-Ring)                                                    | b)<br>Mit glatter Arbeitsleiste<br>(Kammprofilierte Dichtung)                                                                 | c)<br>Mit Eindrehung und<br>Linsendichtung                                                                         | d)<br>Mit Eindrehung und Ring-<br>Joint-Dichtung                                                       |
|-------------------------------------------------------------------------------------|-------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|--------------------------------------------------------------------------------------------------------|
|     |                                              |                                 |                     |
| <ul style="list-style-type: none"><li>• Rechteckige- oder V-förmige Nuten</li></ul> | <ul style="list-style-type: none"><li>• Örtlich erhöhte Pressungen</li><li>• Dichtkämme passen sich Unebenheiten an</li></ul> | <ul style="list-style-type: none"><li>• Kugelige Oberfläche</li><li>• Kegelige Eindrehungen der Flansche</li></ul> | <ul style="list-style-type: none"><li>• Zweiflankige Berührung</li><li>• Trapezförmige Nuten</li></ul> |

Quelle: Haberhauer, H.

## 18.2 Statische Dichtungen

### 18.2.1 Lösbare Dichtungen

#### Formdichtungen

- Allgemeiner Berechnungsansatz für notwendige Dichtwirkung:

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

$p_1$ : Innendruck

$p_2$ : Außendruck

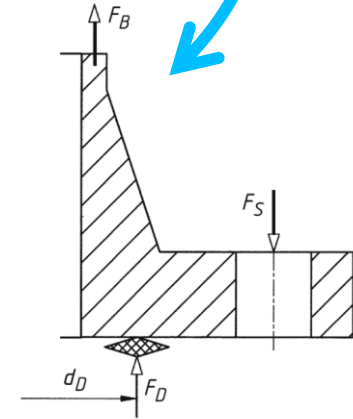
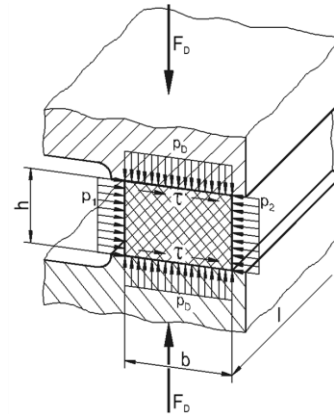
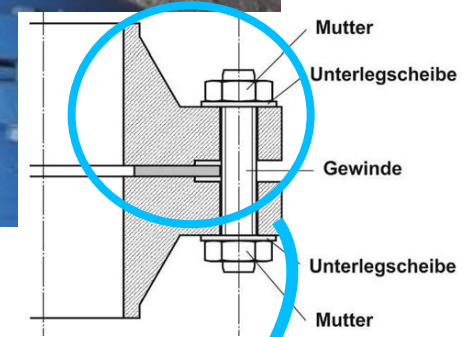
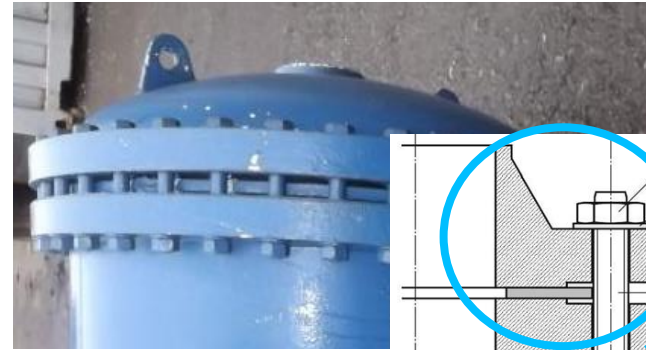
$p_D$ : Flächenpressung an den Dichtflächen

$F_D$ : erforderliche Dichtkraft

- Weitere wirkende Kräfte am Flansch:

$F_B$ : Entlastungskraft

$F_S$ : Schraubenkraft



Quellen:

Tipp-international.de, Krv.de, Haberhauer, H., Matek

## 18.2 Statische Dichtungen

### 18.2.1 Lösbare Dichtungen

#### Formdichtungen

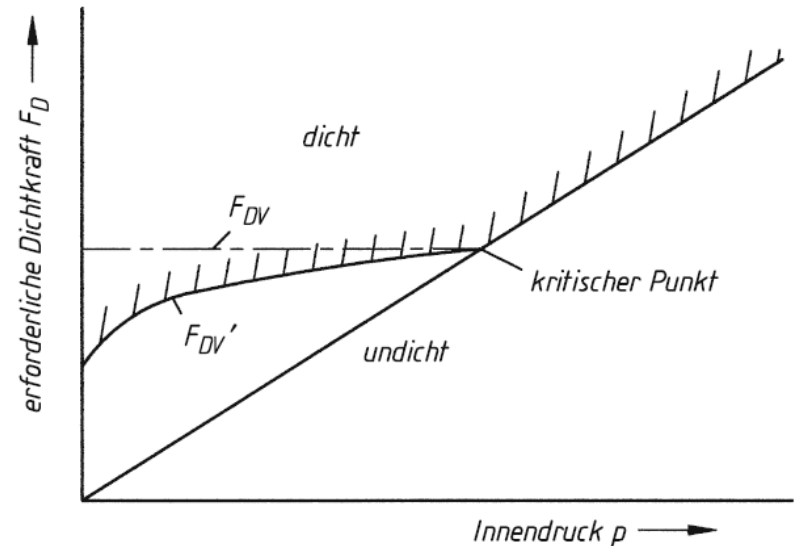
- Dichtverhalten:
  - Volle Wirksamkeit erst bei genügend hoher Vorverformungskraft  $F_{DV'}$
  - Unterhalb des kritischen Punkts kann vereinfacht  $F_{DV}$  verwendet werden:

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

$d_D$ : mittlerer Durchmesser der Dichtung

$k_0$ : Dichtungskennwert (aus Tabelle)

$K_D$ : Werkstoffkennwert (aus Tabelle)



Quelle: Matek

## 18.2 Statische Dichtungen

### 18.2.1 Lösbare Dichtungen

#### Formdichtungen

- Mindestschraubenkraft im Betriebszustand:

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

- Betriebskraft:

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

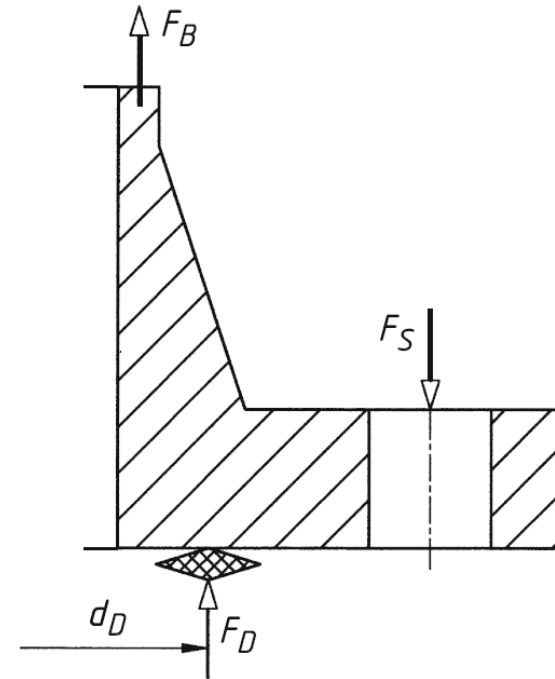
- Dichtungskraft im Betrieb:

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

$k_1$ : Dichtungskennwert (aus Tabelle)

$S_D$ : Dichtungssicherheitsbeiwert

- Für Weichdichtungen:  $S_D = 1,5$
- Für Metaldichtungen:  $S_D = 1,3$



Quelle: Matek

## 18.2 Statische Dichtungen

### 18.2.1 Lösbare Dichtungen

#### Selbsttätige Dichtungen

- Geringe äußere Kräfte zur Montage, Dichtungskraft durch Betriebsdruck
- Dichtungskraft und Dichtwirkung steigen mit Betriebsdruck

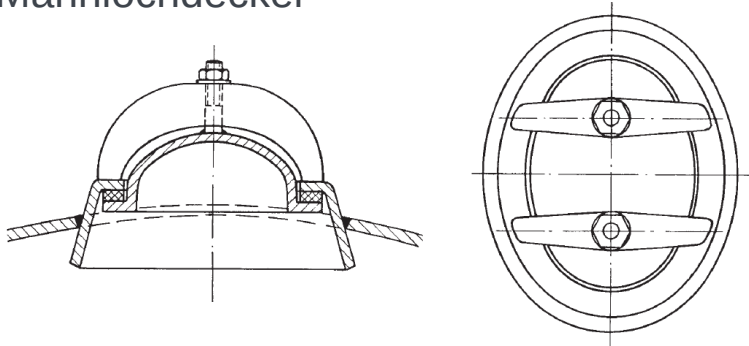
- a) Mannlockdeckel
- b) Delta-Ring für Hochdruck-Deckelverschlüsse
- c) Rundgummidichtungen (O-Ringe)

## 18.2 Statische Dichtungen

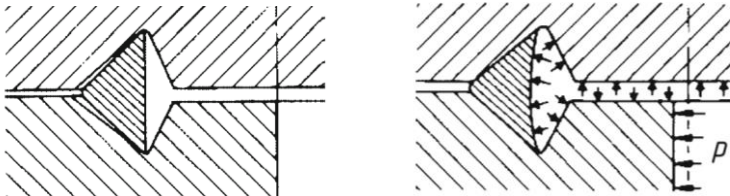
### 18.2.1 Lösbare Dichtungen

#### Selbsttätige Dichtungen

##### a) Mannlochdeckel



##### b) Delta-Ring für Hochdruck-Deckelverschlüsse



Quellen:

Haberhauer, H., wikipedia.org, Matek, ram-shop24.de

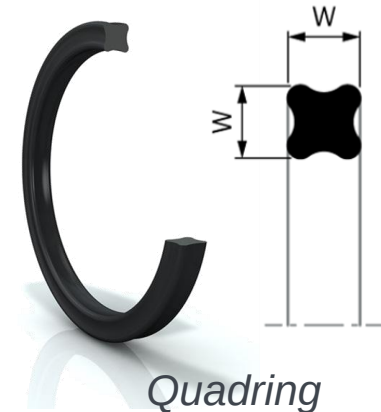
## 18.2 Statische Dichtungen

### 18.2.1 Lösbare Dichtungen

#### Selbsttätige Dichtungen

##### c) Rundgummidichtungen (O-Ringe)

- Am vielseitigsten eingesetzte statische Dichtungen (Norm: DIN ISO 3601)
- Elastomere: starke Verformung unter Druck
- Sichern gegen Herausquetschen



Quellen:

sdk-kunststoff.de, seals-shop.de

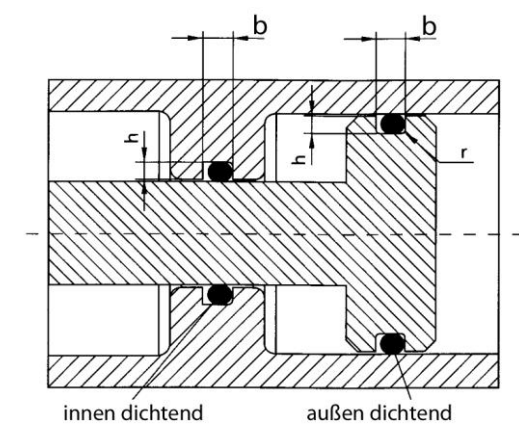


## 18.2 Statische Dichtungen

### 18.2.1 Lösbare Dichtungen

#### Selbsttätige Dichtungen

#### C) Rundgummidichtungen (O-Ringe):



| Dreiecknut           | Trapeznut                  | Rechtecknut     |               |                 |                 |
|----------------------|----------------------------|-----------------|---------------|-----------------|-----------------|
|                      |                            | Radialer Einbau |               | Axialer Einbau  |                 |
|                      |                            | Innendichtend   | Außendichtend | Druck von Innen | Druck von außen |
| nicht empfehlenswert | Zum Festhalten des O-Rings |                 |               |                 |                 |
|                      |                            |                 |               |                 |                 |

*Rechtecknuten:* Nutquerschnitt =  $1,25 \cdot$  Ringquerschnitt

Quellen:

[westring-dichtungstechnik.de](http://westring-dichtungstechnik.de), [de.dichtomatik.com](http://de.dichtomatik.com)

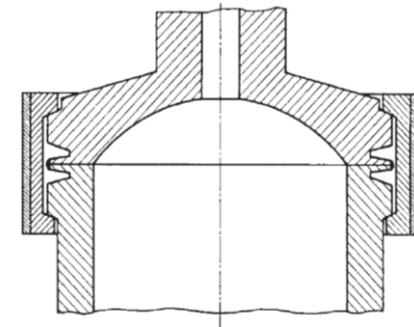
## 18.2 Statische Dichtungen

### 18.2.2 Unlösbare Dichtungen

- **Völlig hermetische Dichtheit** erreichbar
- Häufig Einsatz bei unter **Druck** stehenden Bauteilen
- Beispiele:
  - Schweißung
  - Lötung
  - Pressdichtungen
  - Schneidringdichtungen
- **Bedingt lösbare Dichtungen:**
  - Schweißnähte als reine Dichtschweißung
  - Kräfte werden von andere Elemente aufgenommen (Schrauben, Klammern, ...)



*Zylinderkopfdichtung*



*Klammerverschluss*

Quellen:

Turbozentrum.de, , Habehauer, H.

# Live-Voting



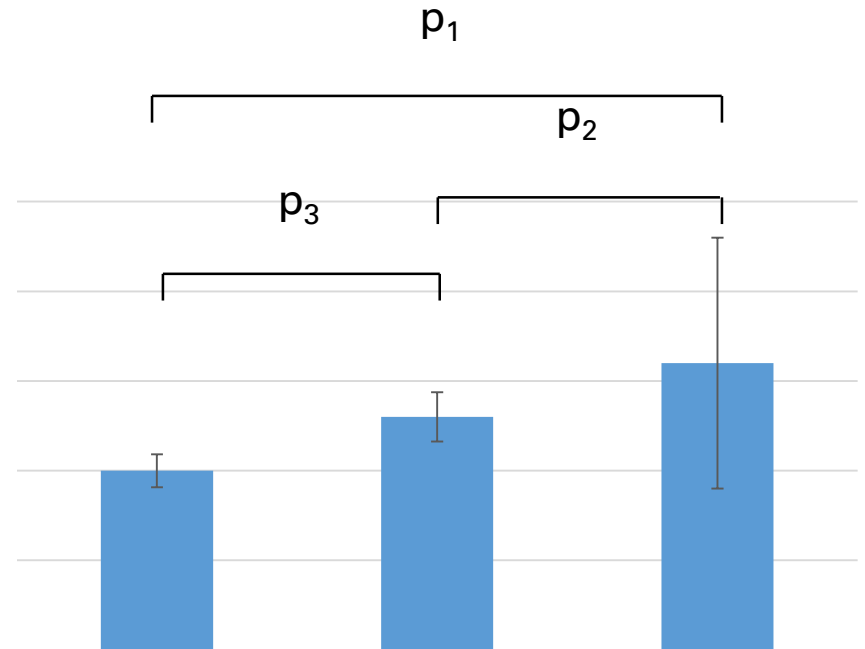
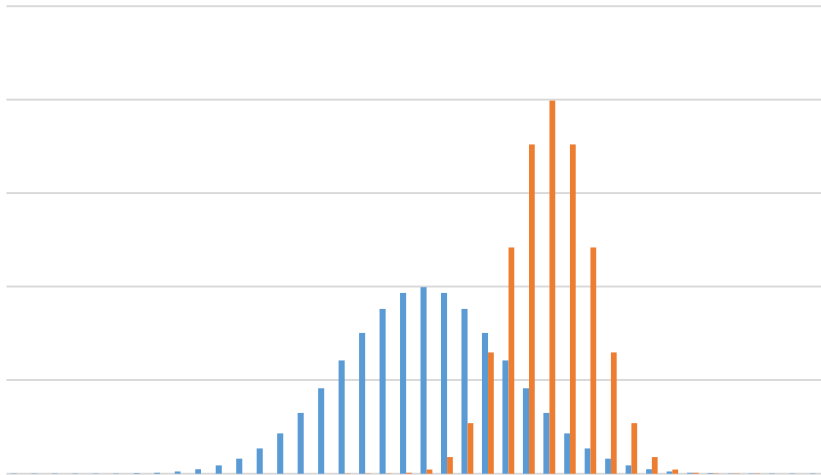
*Aus der Reihe „Worte die wir am IMT richtig benutzen wollen...“*

In wissenschaftlichen Texten bedeutet **si·g·ni·fi·kant** ...

- A ... dass zwischen zwei Werten ein deutlicher Unterschied zu erkennen ist.
- B ... dass ein Wert eine Wichtigkeit von mehr als 99 % hat.
- C ... dass der Unterschied zwischen zwei Werten so groß ist, dass er mit einer Wahrscheinlichkeit von mehr als 95 % nicht zufällig ist.
- D ... dass eine Wertereihe eine geringe Streuung hat.



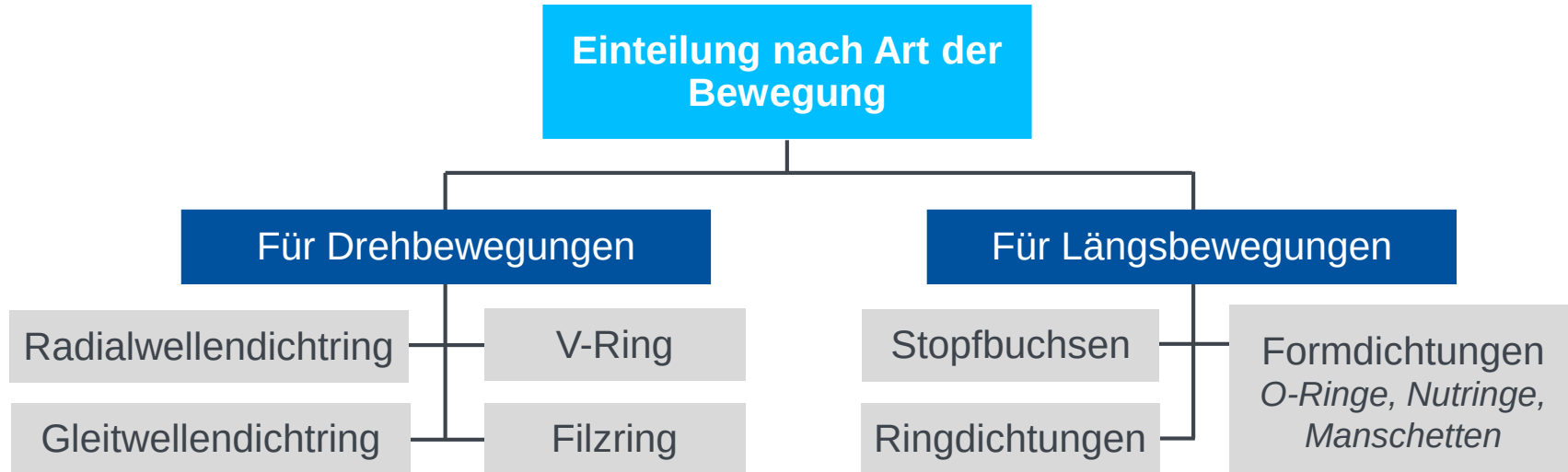
## si·g·ni·fi·kant



## 18.3 Dynamische Dichtungen

### 18.3.1 Berührungsdichtungen

- Bewegte Dichtflächen: Reibung, Verschleiß und Erwärmung
- Hermetische Abdichtung nicht möglich

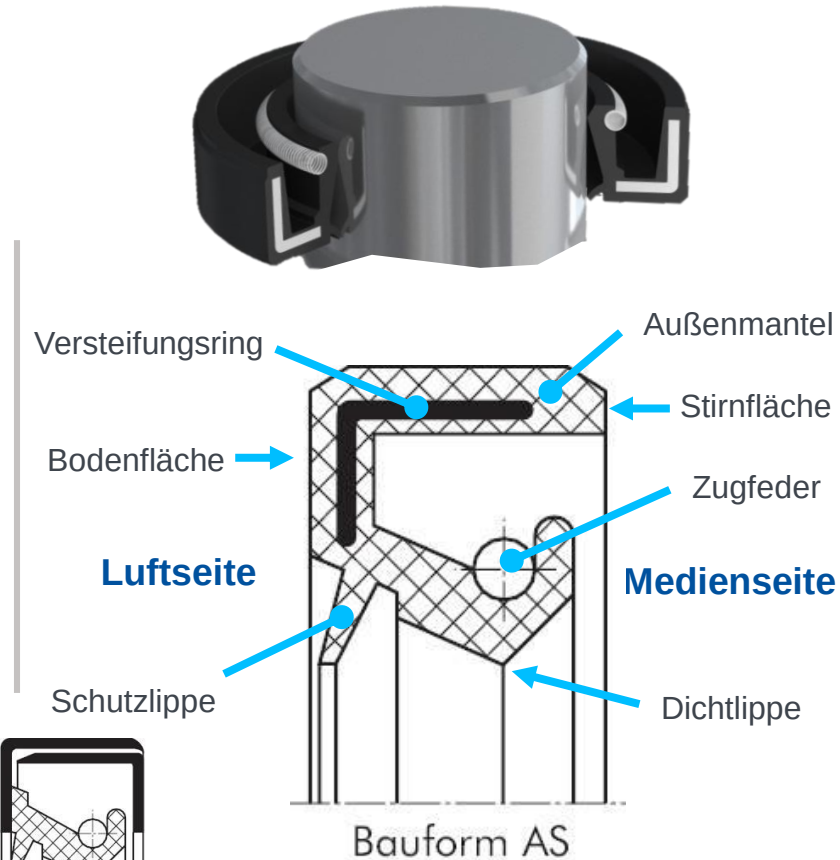
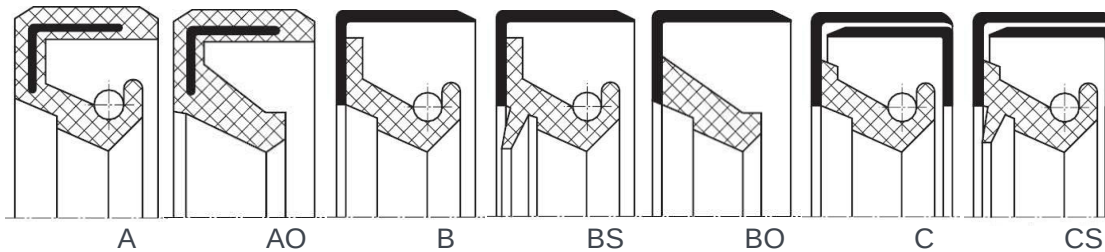


## 18.3 Dynamische Dichtungen

### 18.3.1 Berührungsdichtungen

#### Radialwellendichtring

- Am häufigsten eingesetzte Dichtungen bei fett- und ölgeschmierte Wälzlager
- Hohe Dichtwirkung und Lebensdauer
- Abdichtung gegen Gehäuse: Versteifungsring
- Abdichtung gegen Welle: Dichtlippe
- Verschiedene Bauformen:



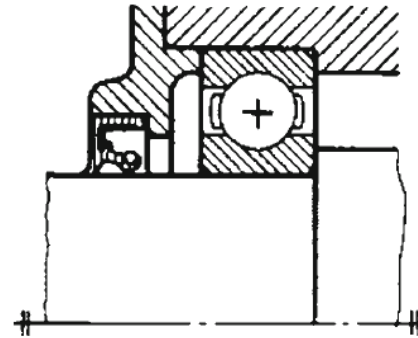
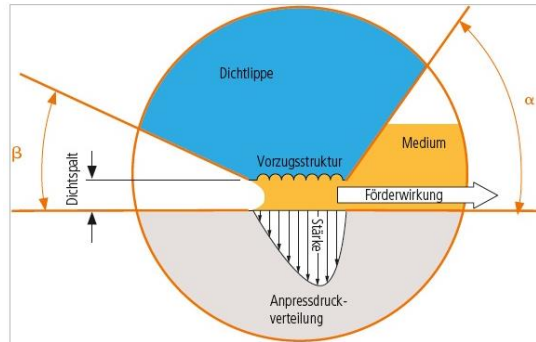
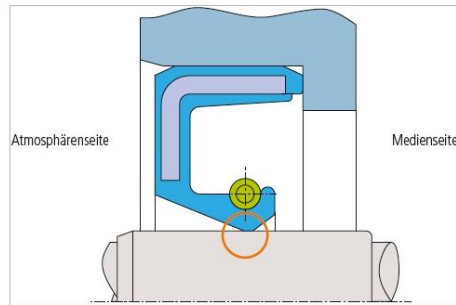
Quelle: papadopoulos-sa.com, Landefeld.de.

## 18.3 Dynamische Dichtungen

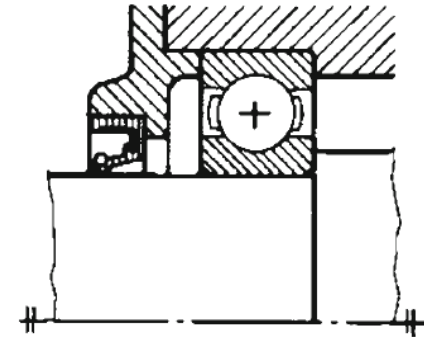
### 18.3.1 Berührungsdichtungen

#### Radialwellendichtring

- Dichtlippe soll zum abzudichtenden Medium zeigen



*Einbau gegen  
Schmiermittelaustritt*



*Einbau gegen (vorzugsweise)  
Spritzwasser*

Quellen:

Ludwigmeister.de, Matek

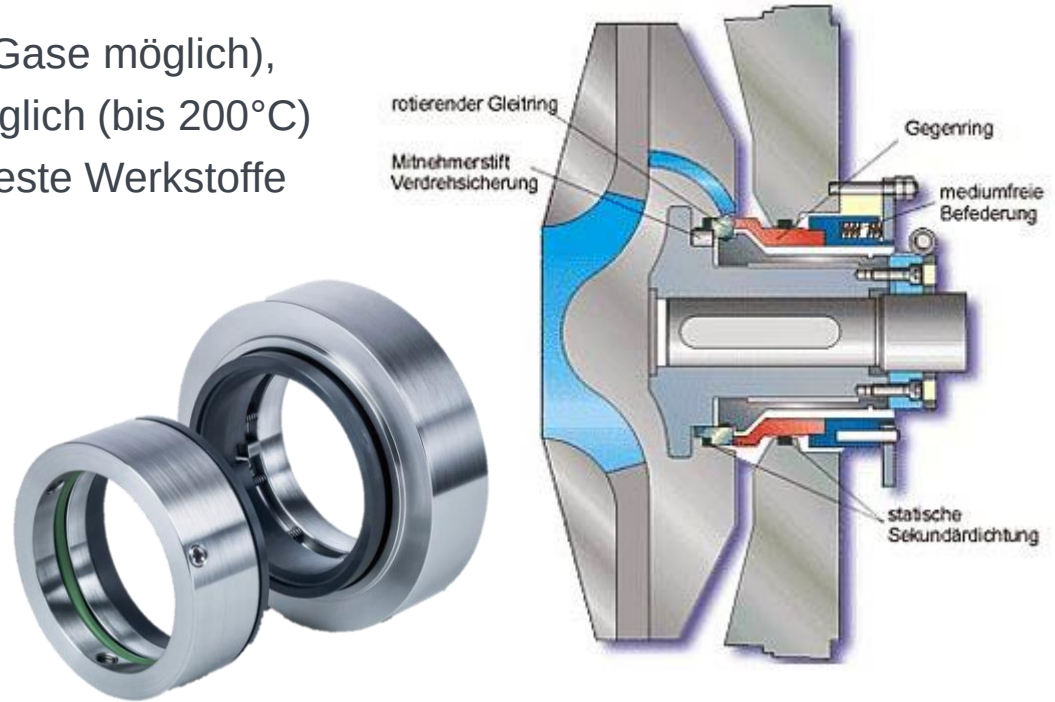
## 18.3 Dynamische Dichtungen

### 18.3.1 Berührungsdichtungen

#### Gleitringdichtungen

- Vorwiegend für Flüssigkeiten (auch Gase möglich),
- Einsatz bei hohen Temperaturen möglich (bis 200°C)
- Stahl oder andere harte, verschleißfeste Werkstoffe

- + Geringe Leakverluste
- + keine Wartung
- große Baulängen
- komplizierter und teurer Aufbau
- plötzlicher Schadensfall



Quellen:

[depac.de](http://depac.de), [duechting-pumpen.com](http://duechting-pumpen.com)

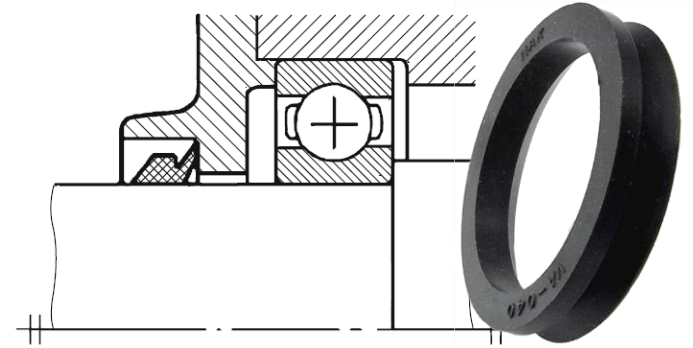


## 18.3 Dynamische Dichtungen

### 18.3.1 Berührungsdichtungen

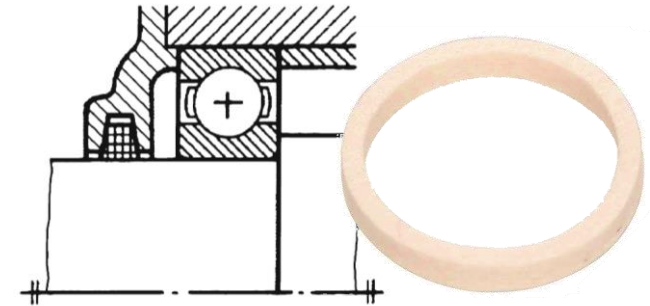
#### V-Ring

- Gummidichtung
- Dichtet axial
- Dichtlippe drückt gegen Gehäusefläche
- Bauform mit Metallgehäuse (Gamma-Ring)



#### Filzring

- Quadratischer Weichpackungsring
- Konisch auszuführende Nut mit 7° Seitenwinkel
- Wärmeausdehnung am Ringgrund möglich
- Gute Anpassung bei Unrundheit und Schiefstellung



Quellen:

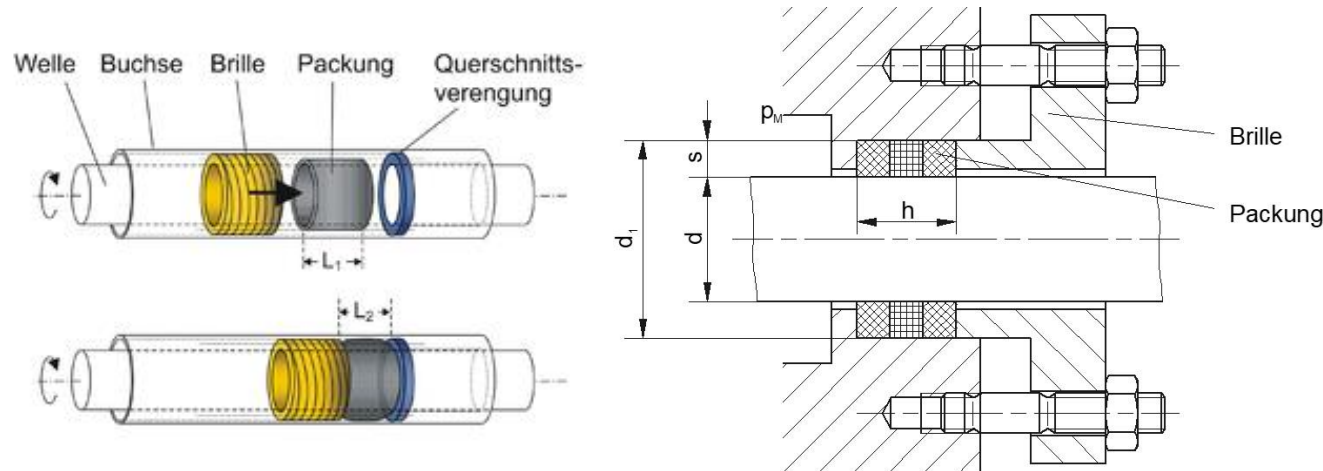
Matek, gap-kugellager.de, juraprofi.de

## 18.3 Dynamische Dichtungen

### 18.3.1 Berührungsdichtungen

#### Stopfbuchsen

- Weichstoffpackungen oder einzelne elastische Packungsringe
- Vorwiegend quadratischer Querschnitt
- Axiale Verspannung  $\rightarrow$  Packung wird gegen Dichtflächen gepresst



Quellen:

Wikipedia.org, Eagleburgmann.de

## 18.3 Dynamische Dichtungen

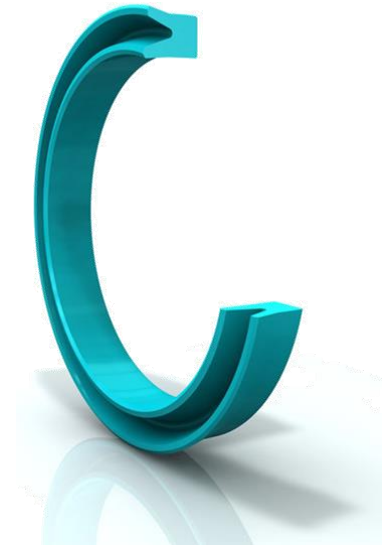
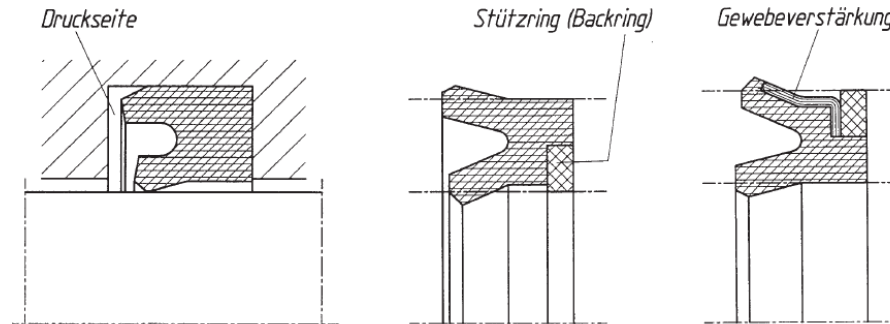
### 18.3.1 Berührungsdichtungen

#### O-Ringe

- Können auch bei dynamischer Belastung eingesetzt werden
- Einfach, platzsparend, gute Dichtwirkung

#### Nutringe

- Einbau ohne axiale Vorspannung
- Mittlere bis hohe Drücke
- Einsatz von Stützringen und Gewebeverstärkung bei hohen Drücken



Quellen:

Haberhauer, H., Seals-shop.de

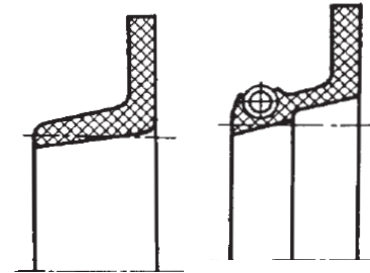
## 18.3 Dynamische Dichtungen

### 18.3.1 Berührungsdichtungen

#### Manschetten

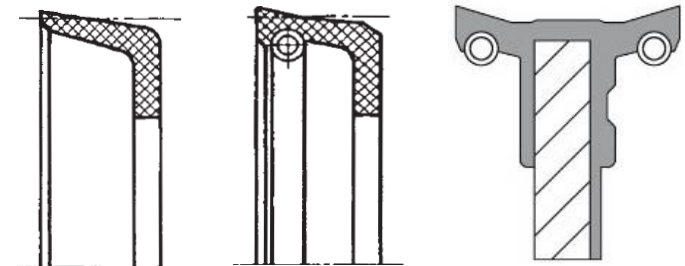
##### a) *Hutmanschetten*

- Mit oder ohne Feder
- Einbau mit Stützring möglich
- Bedingt auch für Drehbewegungen geeignet



##### b) *Topfmanschetten*

- Mit oder ohne Feder
- Doppeltopfmanschette dichtet nach beiden Seiten
- Bedingt auch für Drehbewegungen geeignet



Quellen:

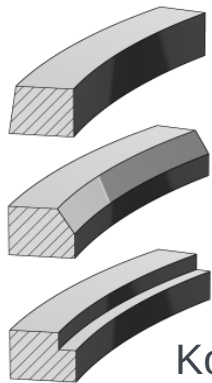
Haberhauer, H., grafe-shop.de

## 18.3 Dynamische Dichtungen

### 18.3.1 Berührungsdichtungen

#### Ringdichtungen

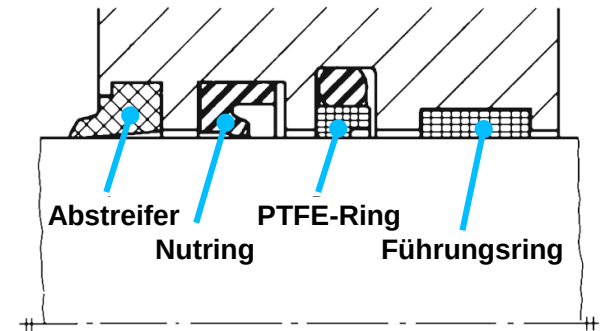
- Formbeständige Gleitelemente mit sehr geringen Reibbeiwerten
- Einsatz bei hohen Gleitgeschwindigkeiten, insbesondere bei zusätzlich hohen Drücken und Temperaturen
- Relativ große Leckverluste → Einsatz von Dichtsystemen



Kolbenringe



PTFE-Ringe



Dichtsystem

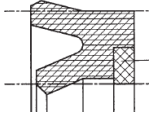
Quellen:

Korihandbook.federalmogul.com, ostoase.de, german.alibaba.com, Matek

## 18.3 Dynamische Dichtungen

### 18.3.1 Berührungsdichtungen

#### Vergleich

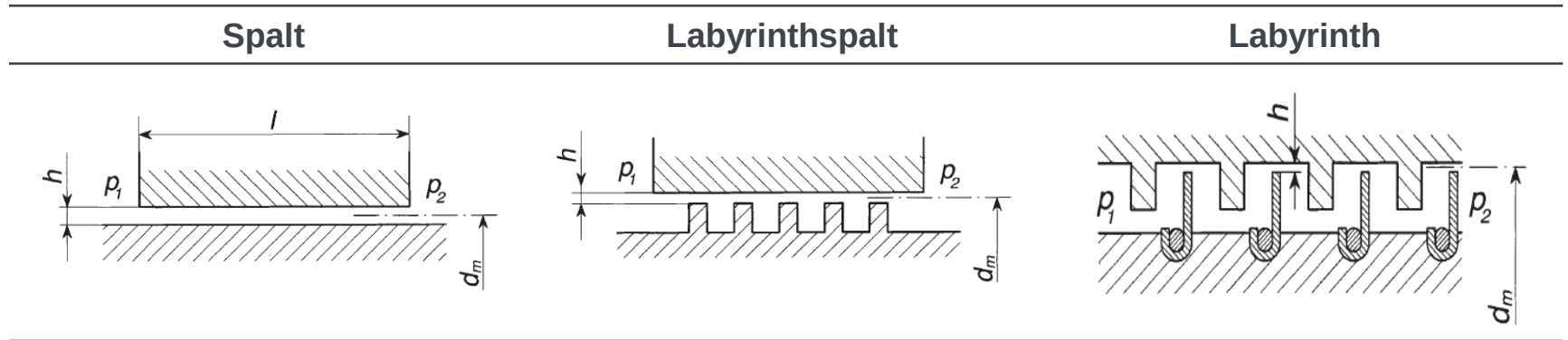
| Bauform                    |                                                                                    | Überdruck<br>[bar]       | $V_{\text{längs}}$<br>[m/s] | $V_u$<br>[m/s]       |
|----------------------------|------------------------------------------------------------------------------------|--------------------------|-----------------------------|----------------------|
| Manschetten                |   | < 40                     | < 0,5 .. 1                  | < 4                  |
| Nutringe                   |   | > 200                    | < 0,3                       | -                    |
| Radialwellen-<br>dichtring |   | 0<br>0,5                 | < 0,2<br>< 0,1              | < 12 ... 25<br>< 2,8 |
| V-Ring                     |  | < 1,5<br>(mit Stützring) | Kleine<br>zulässig          | < 19                 |

Quelle: Haberhauer, H.

## 18.3 Dynamische Dichtungen

### 18.3.2 Berührungslose Dichtungen

- Können nicht hermetisch dicht sein, höhere Leckverluste
- Einsatz bei hohen Relativgeschwindigkeiten, wo Berührungsdichtungen nicht einsetzbar
- Verschleiß- und reibungsfreie Arbeit: Unbegrenzte Lebensdauer
- Wichtigste Bauformen:

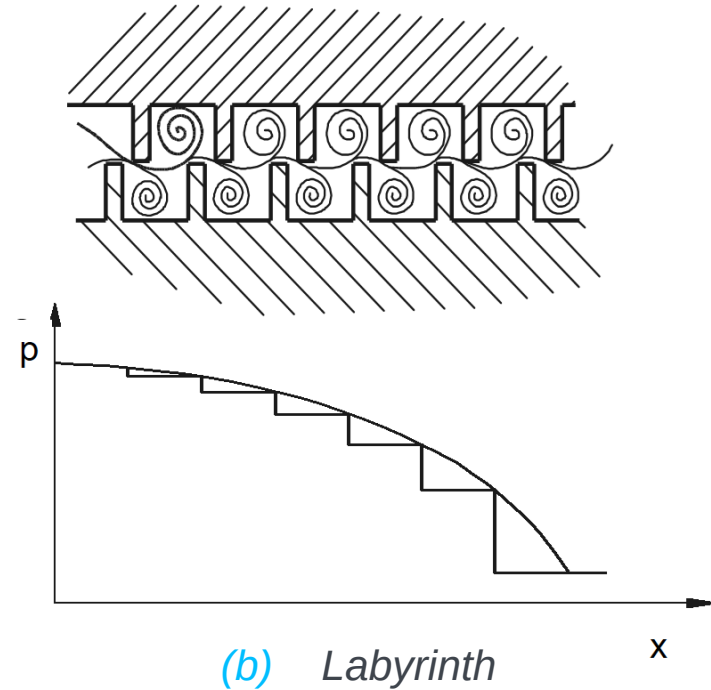
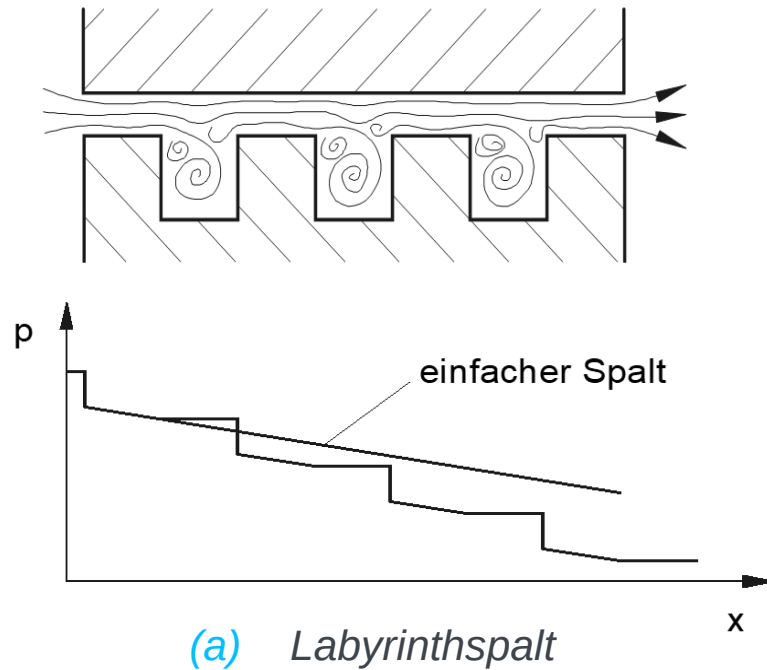


Quelle: Haberhauer, H.

## 18.3 Dynamische Dichtungen

### 18.3.2 Berührungslose Dichtungen

- Strömung und Druckabfall:

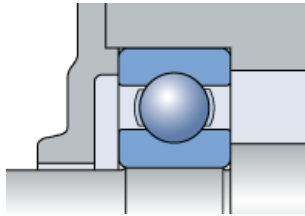




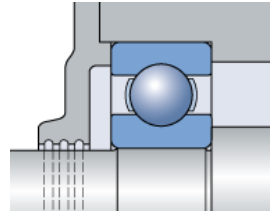
## 18.3 Dynamische Dichtungen

### 18.3.2 Berührungslose Dichtungen

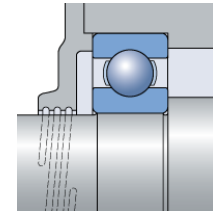
- Ausführungsbeispiele:



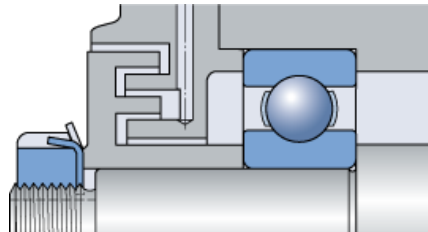
*Einfache  
Spaltdichtung*



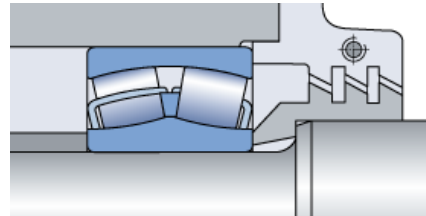
*Spaltdichtung mit  
konzentrischen Nuten*



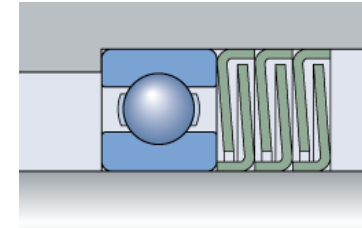
*Spaltdichtung mit  
schraubenförmigen Nuten*



*Axiale  
Labyrinthdichtung*



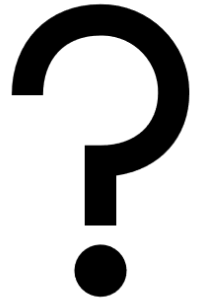
*Radiale  
Labyrinthdichtung*



*Labyrinth mit  
Dichtungslamellen*

Quelle: skf.com

# Kontrollfragen



1. Welche Funktion haben Dichtungen?
2. Erklären Sie den Unterschied zwischen statischer und dynamischer Dichtung.
3. Welche Eigenschaften müssen Dichtwerkstoffe besitzen?
4. Für welche Anwendungen braucht man Radialwellendichtringe?
5. Erklären Sie wie eine Gleitringdichtung aufgebaut ist.
6. Erklären Sie wie eine berührungsfreie Dichtung wirkt.

## 18.4 Literaturverzeichnis

- Haberhauer, H. & Bodenstein, F.: Maschinenelemente: Gestaltung, Berechnung, Anwendung, 17. Auflage, Springer Vieweg Verlag, 2014
- Wittel, H., Jannasch, D., Voßiek, J. & Spura, C.: Roloff/Matek Maschinenelemente Formelsammlung, 14. Auflage, Springer Vieweg Verlag, 2018
- Wittel, H., Muhs D. et al.: Roloff/Matek Maschinenelemente, 23. Auflage, Springer Vieweg Verlag, 2017
- „Radial-Wellendichtringe“ - Ludwigmeister.de,  
<https://www.ludwigmeister.de/produkte/radial-wellendichtringe/38985> (Abgerufen am: 22.03.2019)



Universität Stuttgart

## 18. Klebverbindungen

Diese Vorlesung basiert auf Vorarbeiten von Prof. T. Maier  
Institut für Konstruktionstechnik und Technisches Design  
Forschungs- und Lehrgebiet Technisches Design

# Konstruktion in der Medizingeräte- technik 2

SoSe 2020

**Prof. Dr.  
Peter P. Pott  
und Mitarbeiter**

# 19. Klebverbindungen

## Inhalt

### 19.1 Allgemeines

- 19.1.1 Fügeprozesse

- 19.1.2 Definition

- 19.1.3 Klebstoffe

- 19.1.4 Herstellen der Klebverbindung

- 19.1.5 Einsatzmöglichkeiten

### 19.2 Gestaltung

- 19.2.1 Beanspruchung von Klebverbindungen

- 19.2.2 Gestaltungsregeln

### 19.3 Berechnung

- 19.3.1 Zug- und Druckbeanspruchung

- 19.3.2 Schubbeanspruchung

- 19.3.3 Schälbeanspruchung

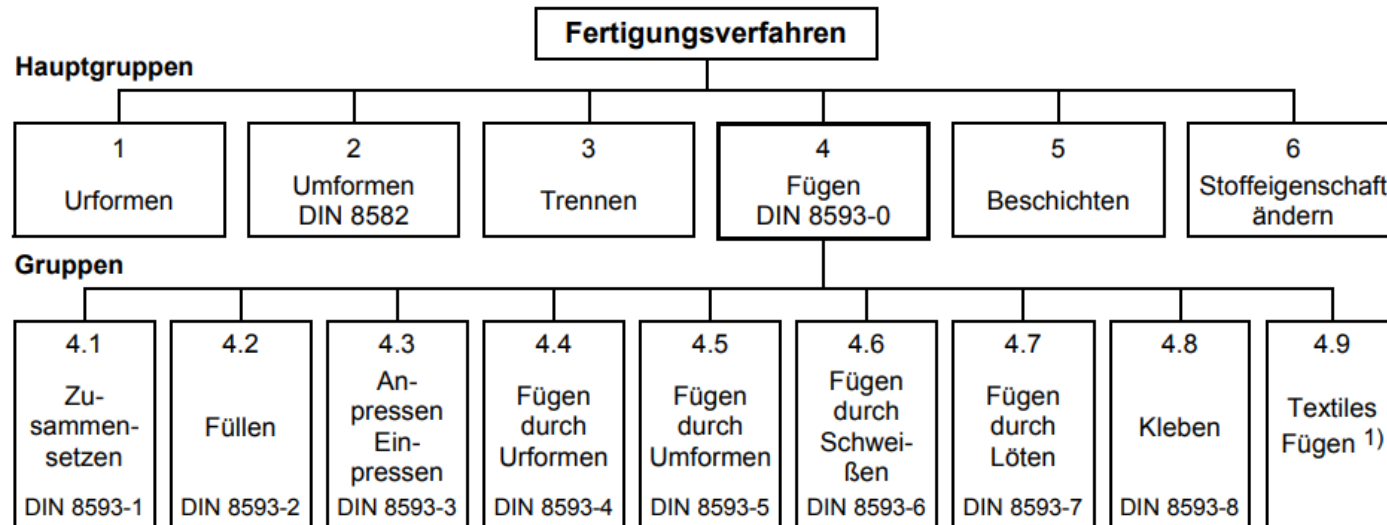
### 19.4 Vor- und Nachteile

### 19.5 Literaturverzeichnis

# 19.1 Allgemeines

## 19.1.1 Fügeprozesse

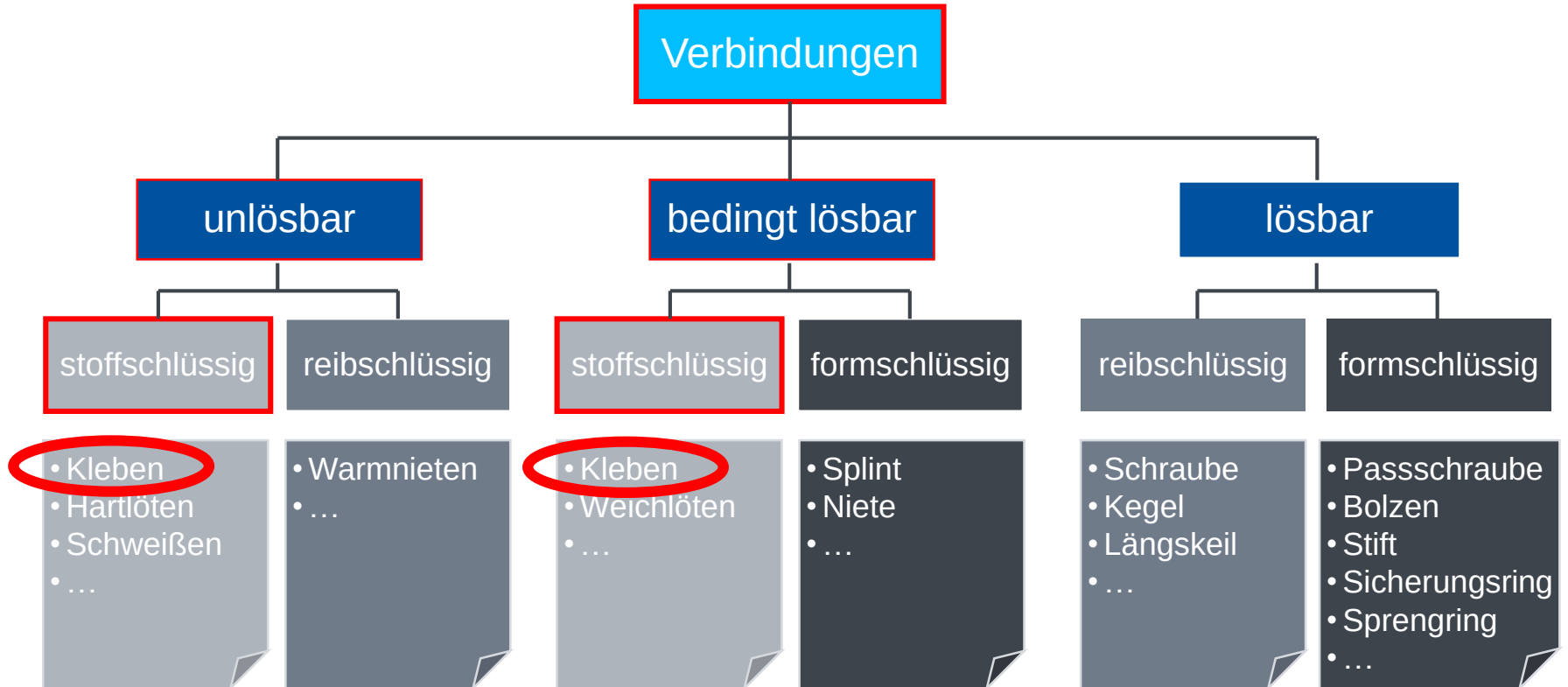
- **Fügeprozess:** *dauerhaftes Verbinden von zwei oder mehr Werkstücken geometrisch bestimmter Form, Einsatz von einem weiterem formlosen Stoff möglich (nach DIN 8593)*
  - Lösbar: Lösen der Teile ohne Beschädigung möglich
  - Unlösbar: Lösen nur unter Beschädigung/Zerstörung der gefügten Teile möglich



Quelle:  
DIN 8593

# 19.1 Allgemeines

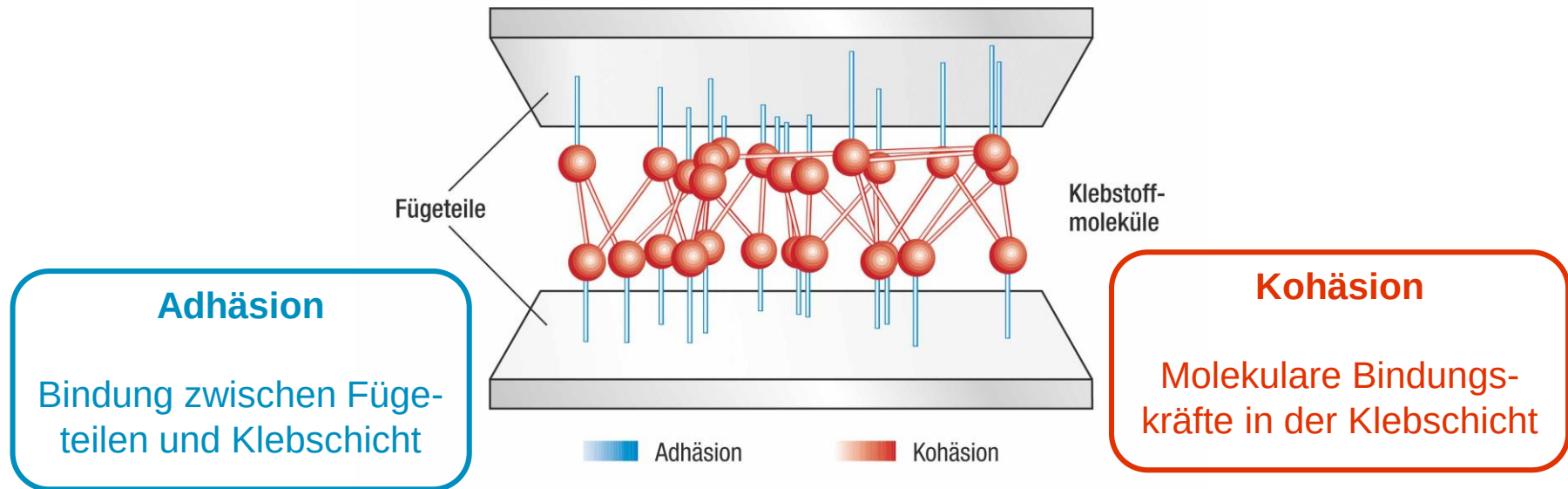
## 19.1.2 Definition



# 19.1 Allgemeines

## 19.1.2 Definition

- Verbinden von Werkstoffen mit Hilfe von (nichtmetallischen) **Klebstoffen**
- **Stoffschluss** durch Adhäsions- und Kohäsionskräfte



Quelle:

fassadentechnik.de



# 19.1 Allgemeines

## 19.1.2 Definition

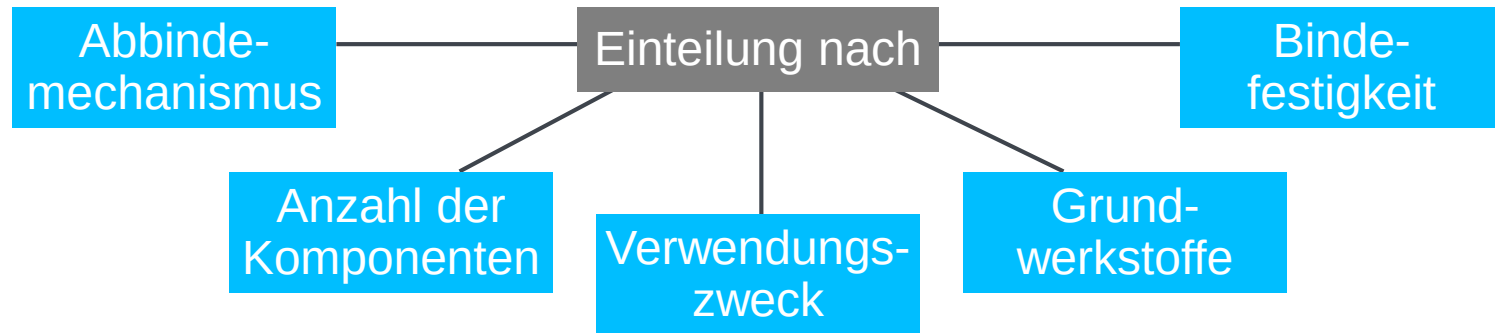
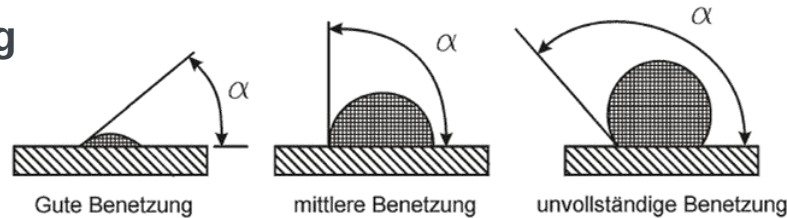


→ Gilt nur, wenn die Festigkeit des Grundwerkstoffes größer als die des Klebstoffes ist!

# 19.1 Allgemeines

## 19.1.3 Klebstoffe

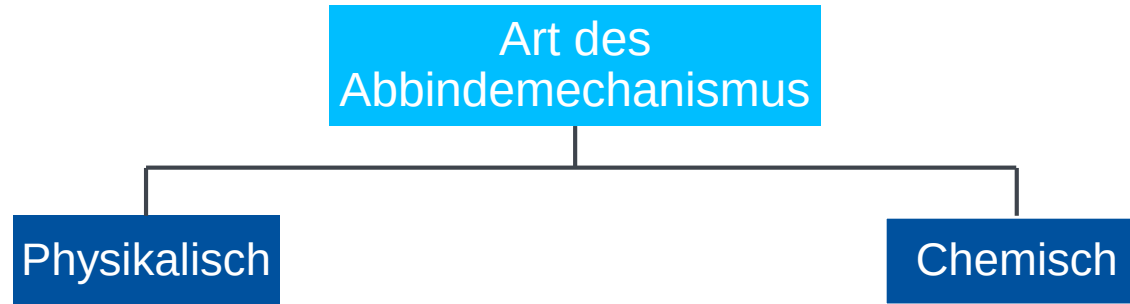
- Eigenschaften:
  - Übergang von **flüssigen in festen Zustand** (außer Haftklebstoffe)
  - **Viskose Eigenschaft** zur Ausbildung von adhäsiven Nahkräften
  - Fähigkeit zur **Benetzung**



Quelle:  
Albers, A.

## 19.1 Allgemeines

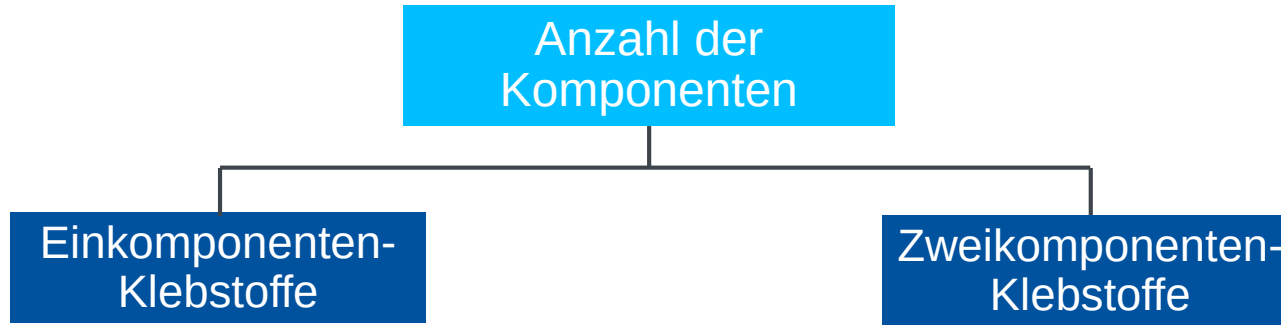
### 19.1.3 Klebstoffe



- Lösungsmittel- und Dispersionsklebstoffe
  - Entstehen der Klebschicht durch:
    - Verdampfung
    - Erstarrung aus Schmelzen
    - Diffusionsvorgang
- Reaktionswirkstoffe
  - Hochmolekulare, härtbare Kunstharze
  - Einwirkung geeigneter Katalysatoren
  - Hohe Haftfestigkeit & innere Festigkeit

## 19.1 Allgemeines

### 19.1.3 Klebstoffe

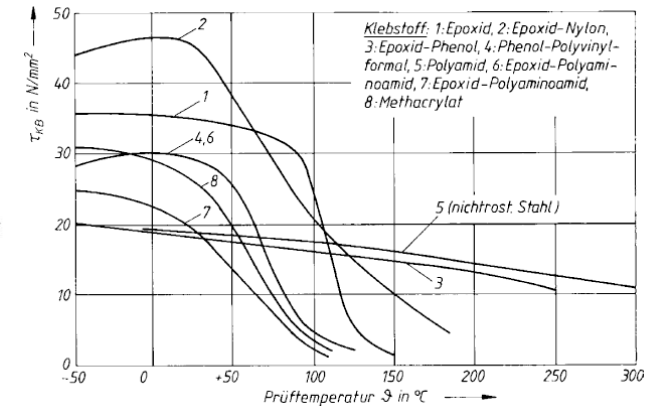
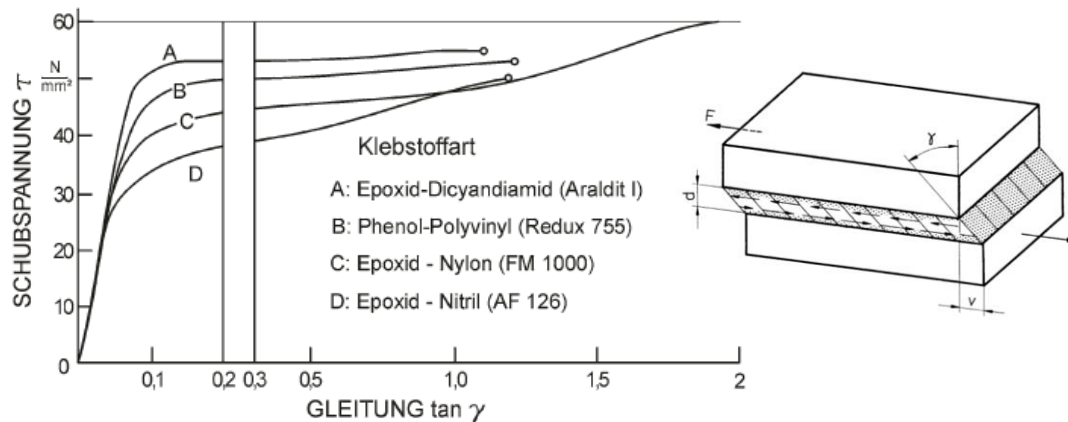


- Muss vor Kleben nicht angemischt werden
- Härtungsreaktion wird nach Klebstoffauftrag und Zusammenfügen ausgelöst
- Lange Härtezeiten
- Trennung von Harz und Härtekomponenten
- Lagerstabil
- Verschiedene Aushärtungsmechanismen
- Lange Härtezeiten

# 19.1 Allgemeines

## 19.1.3 Klebstoffe

- Klebstoff muss im geklebten Bauteil Kräfte übertragen
- Deutlich andere Eigenschaften hinsichtlich **Festigkeit, Verformungseigenschaften und Temperaturbeständigkeit** als Bauteile



Quellen:

Albers, A., Habe nicht, G., Matek

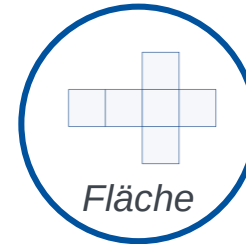
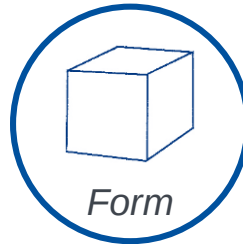
# 19.1 Allgemeines

## 19.1.4 Herstellen der Klebverbindung

### 1) Vorbehandlung der Oberflächen

#### a) Vorbereitung:

Anpassen der Fläche  
Hinterfüllmaterial anbringen



Entfernen von Schmutz, Rost,  
Oxiden und Farbresten

#### b) Vorbehandlung:

Bürsten  
Schleifen  
Strahlen



Abtragen  
Neubildung  
SACO-Verfahren



Abflammen  
Plasma-Strahl  
Micro-Plasma-Verfahren



Entladung  
Niederdruck-  
Plasma-Verfahren

→ Hohe Oberflächenenergien und gute Adhäsionseigenschaften

## 19.1 Allgemeines

### 19.1.4 Herstellen der Klebverbindung

#### 2) Klebvorgang

##### a) Lösungsmittelklebstoffe



##### b) Reaktionsklebstoffe



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

## 19.1 Allgemeines

### 19.1.5 Einsatzmöglichkeiten



Quelle:

Apo-rot.de, Mediquick.de, Yatego.com, surface-ortho.de, smilingteam.de, Welt.de,

stern.de



## 19.1 Allgemeines

### 19.1.5 Einsatzmöglichkeiten



## Live-Voting



Wieviel Klebstoff enthält ein Auto?

- A 2-5 kg
- B 15-18 kg
- C 25-28 kg
- D 47-50 kg

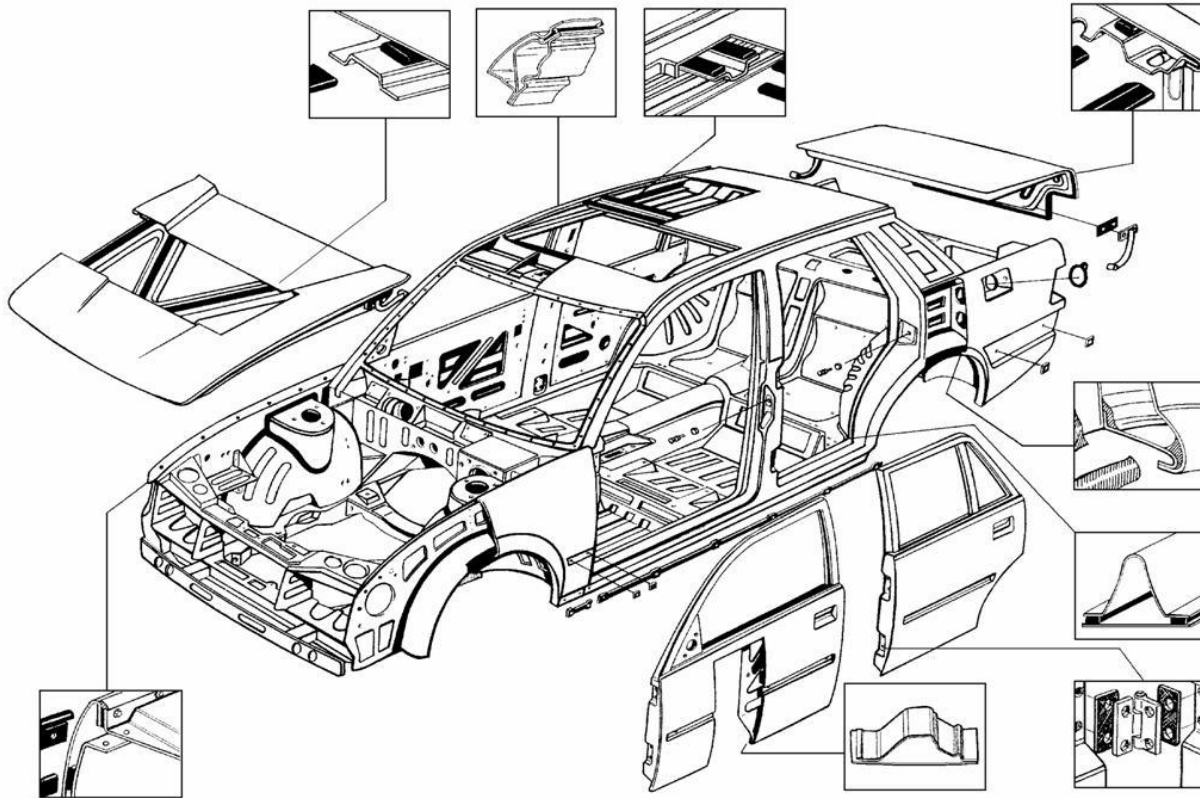


Quelle: tagesschau.de



[vote at imt.participoll.com](https://imt.participoll.com/)

### 19.1.5 Einsatzmöglichkeiten

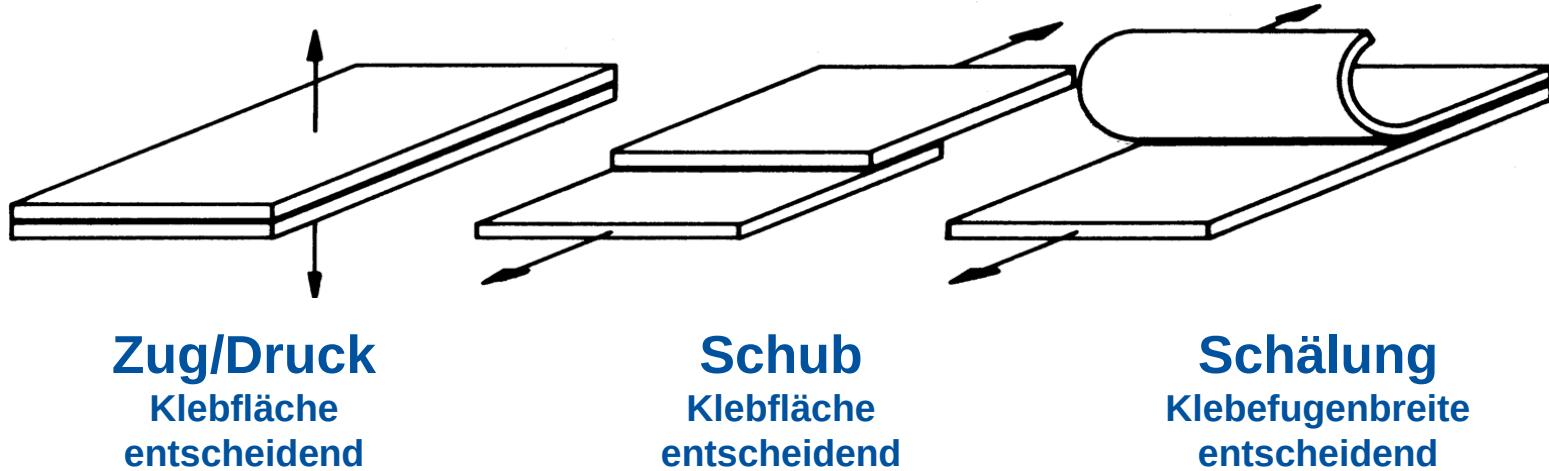


Quelle:

Klebstoffe.com

## 19.2 Gestaltung

### 19.2.1 Beanspruchung von Klebverbindungen



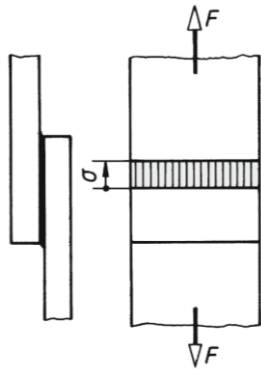
→ Klebverbindungen möglichst nur auf **Schub** beanspruchen

→ **Große Klebeflächen** für ausreichende Tragfähigkeit vorsehen

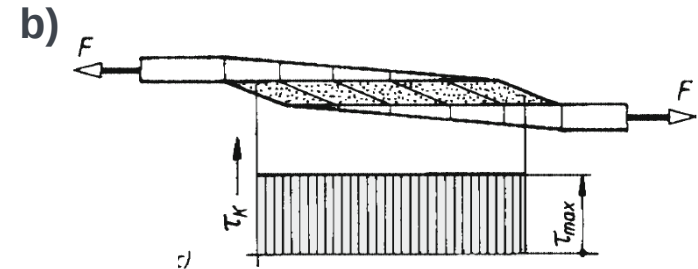
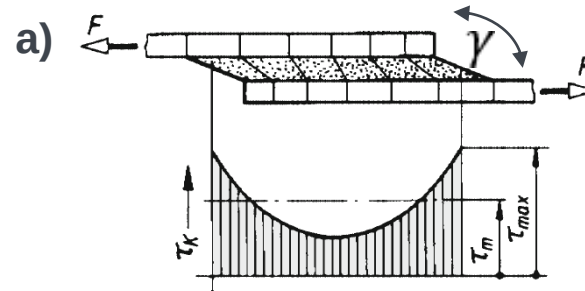
## 19.2 Gestaltung

### 19.2.1 Beanspruchung von Klebverbindungen

- Gleichmäßige Spannungsverteilung im **Bauteil**
- In **Klebstoffschicht**: Schubspannungsspitzen durch ungleiches elastisches Verhalten  
→ Abhilfe durch abgeschrägte Bauteile



*Bauteil*



*Klebstoffschicht*

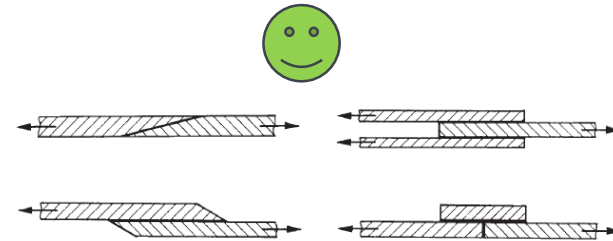
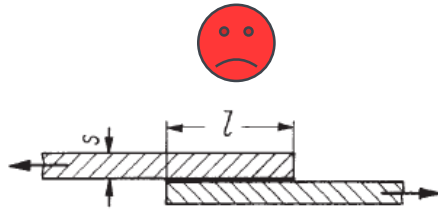
Quelle:  
Matek

## 19.2 Gestaltung

### 19.2.2 Gestaltungsregeln

#### 1. Erreichen genügend großer Klebflächen

*Überlappungsverbindung*



*Stumpfstöße*



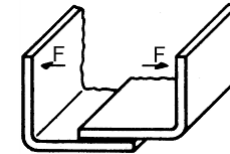
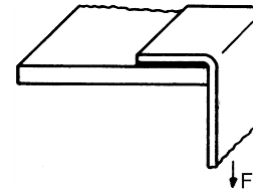
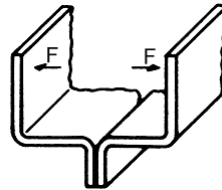
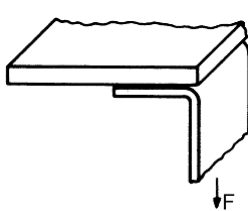
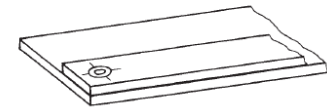
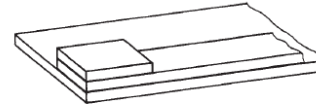
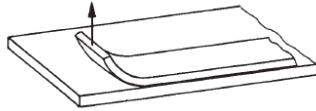
Quelle:

Haberhauer, H., Matek

## 19.2 Gestaltung

### 19.2.2 Gestaltungsregeln

#### 2. Schälbeanspruchung vermeiden

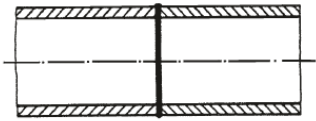


Quelle:  
Haberhauer, H.

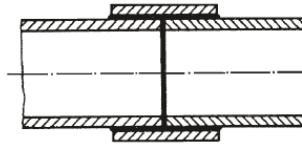
## 19.2 Gestaltung

### 19.2.2 Gestaltungsregeln

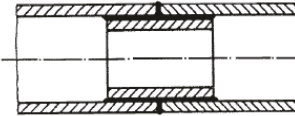
#### 3. Rohrverbindungen



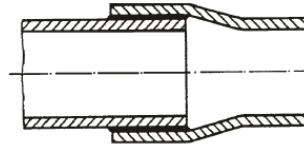
*Stumpfstoß*



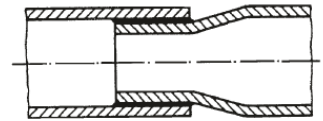
*Überlappstoß mit  
Außenmuffe*



*mit Innenmuffe*

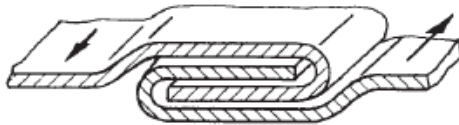


*mit ausgeweitetem  
Rohr*

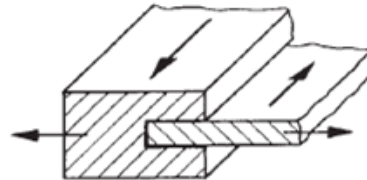


*Mit eingezogenen  
Rohr*

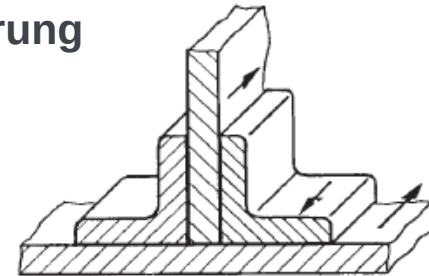
#### 4. Besondere Klebverbindungen zur Festigkeitssteigerung



*Gefalzt*



*Genutet*



*mit Winkeln*

Quelle:  
Haberhauer, H.



## 19.3 Berechnung

### 19.3.1 Zug- und Druckbeanspruchung

- **Flächige Klebeverbindung:**

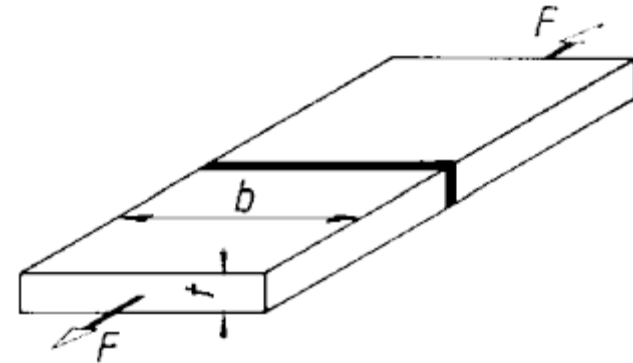
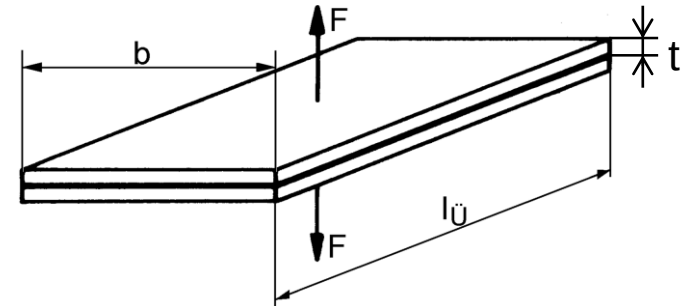
$$\sigma_K = \frac{F}{b \cdot l_{\text{Ü}}} \leq \sigma_{K \text{ zul}} = \frac{R_m}{S_K}$$

- *Optimale Überlappungslänge:*

$$l_{\text{Ü}} \approx 0,1 \cdot R_{p0,2} \cdot t \quad \text{bzw.} \quad (10 \dots 20) \cdot t$$

- **Stumpfstoß:**

$$\sigma_K = \frac{F}{b \cdot t} \leq \sigma_{K \text{ zul}} = \frac{\sigma_{KB}}{S_K}$$



## 19.3 Berechnung

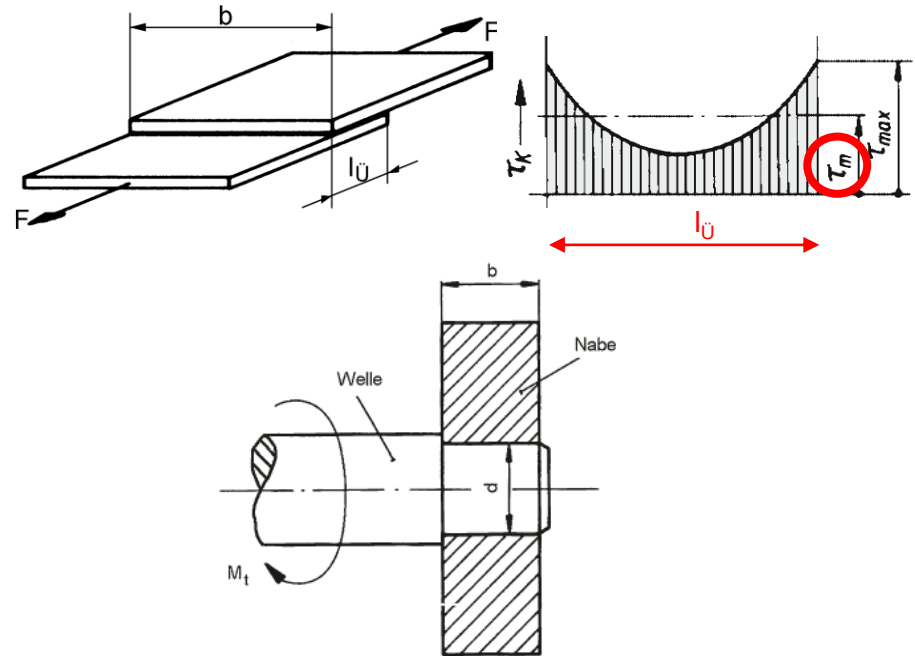
### 19.3.2 Schubbeanspruchung

- **Überlappstoß**
- Für überschlägige Berechnung wird gemittelte Spannung genutzt:

$$\tau_K = \frac{F}{b \cdot l_{\ddot{U}}} \leq \tau_{K \text{ zul}} = \frac{\tau_{KB}}{S_K}$$

- **Rundklebung**

$$\tau_K = \frac{2 \cdot M_T}{\pi \cdot d^2 \cdot b} \leq \tau_{K \text{ zul}} = \frac{\tau_{KB}}{S_K}$$



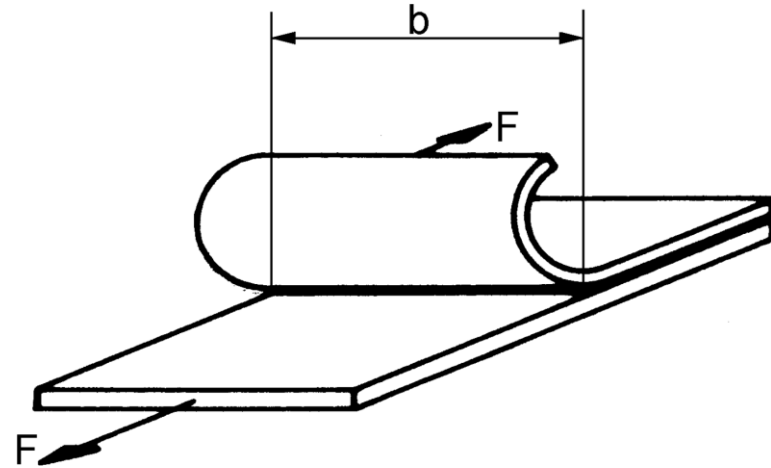
## 19.3 Berechnung

### 19.3.3 Schälbeanspruchung

- Schälbeanspruchung

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

*EH: Einheitslänge*



## 19.4 Vor- und Nachteile



### Vorteile

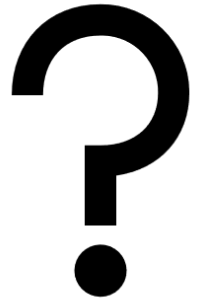
- Kostengünstig
- Geringe Anzahl von Bauteilen
- Gewichtseinsparung
- Keine Kontaktkorrosion
- Können Dichtfunktion übernehmen
- Verbinden unterschiedlicher Werkstoffe möglich
- Keine Querschnittsschwächung durch Kerben
- Gleichmäßige Kraft- und Spannungsverteilung

### Nachteile

- Stumpfstöße sind zu vermeiden
- Zug-, Druck- und Schälbeanspruchung sind zu vermeiden
- Geringe Festigkeit & Warmfestigkeit
- Eingeschränkte chemische Beständigkeit
- Aufwendige Oberflächenbehandlung
- Aufwendige Dosierung bei Mehrkomponenten-Klebstoffen
- z.T. lange Abbindezeiten



# Kontrollfragen



1. Welche 3 Aufgaben übernehmen Klebeverbindungen vorwiegend?
2. Was bedeutet Kohäsionskraft?
3. Was bedeutet Adhäsionskraft?
4. Der Haftmechanismus beim Kleben ist zu erklären.
5. Wann reißt der Klebstoff vorwiegend von der Bauteiloberfläche ab?
6. Welche Belastungen sind bei Klebeverbindungen zulässig?
7. Begründe die Alterungsunbeständigkeit bei Klebeverbindungen.
8. Wie wirkt der Reaktionsklebstoff?

## 19.5 Literaturverzeichnis

- Wittel, H., Muhs D. et al.: Roloff/Matek Maschinenelemente, 23. Auflage, Springer Vieweg Verlag, 2017
- Haberhauer, H. & Bodenstein, F.: Maschinenelemente: Gestaltung, Berechnung, Anwendung, 17. Auflage, Springer Vieweg Verlag, 2014
- Albers, A., Deters, L., Feldhusen, J., Leidich, E., & Linke, H.: Konstruktionselemente des Maschinenbaus 1: Grundlagen der Berechnung und Gestaltung von Maschinenelementen, 9. Auflage, Springer Vieweg Verlag, 2016
- Onusseit, H.: Kleben – das Fügeverfahren des 21. Jahrhunderts, unter <https://www.klebstoffe.com/fileadmin/redaktion/ivk/Klebstoff-Onusseit.pdf> (Abgerufen am 7.3.2019)
- Industrieverband Klebstoffe e.v., <https://www.klebstoffe.com/die-welt-des-klebens/> (Abgerufen am 7.3.2019)
- Habenicht, G.: Kleben: Grundlagen, Technologie, Anwendungen. 6. Auflage, Springer Verlag, 2009



Universität Stuttgart

## 20. Lötverbindungen

Diese Vorlesung basiert auf Vorarbeiten von Prof. T. Maier  
Institut für Konstruktionstechnik und Technisches Design  
Forschungs- und Lehrgebiet Technisches Design

# Konstruktion in der Medizingeräte- technik 2

SoSe 2020

**Prof. Dr.  
Peter P. Pott  
und Mitarbeiter**

# 20. Lötverbindungen

## Inhalt

### 20.1 Allgemeines

- 20.1.1 Definition

- 20.1.2 Löttechnologie

- 20.1.3 Einteilung

- 20.1.4 Einsatzmöglichkeiten

### 20.2 Gestaltung

- 20.2.1 Beanspruchung

- 20.2.2 Gestaltungsregeln

- 20.2.3 Symbolische Darstellung

### 20.3 Berechnung

- 20.3.1 Zug- und Druckbeanspruchung

- 20.3.2 Schubbeanspruchung

- 20.3.3 Torsionsbeanspruchung

- 20.3.4 Auslegung

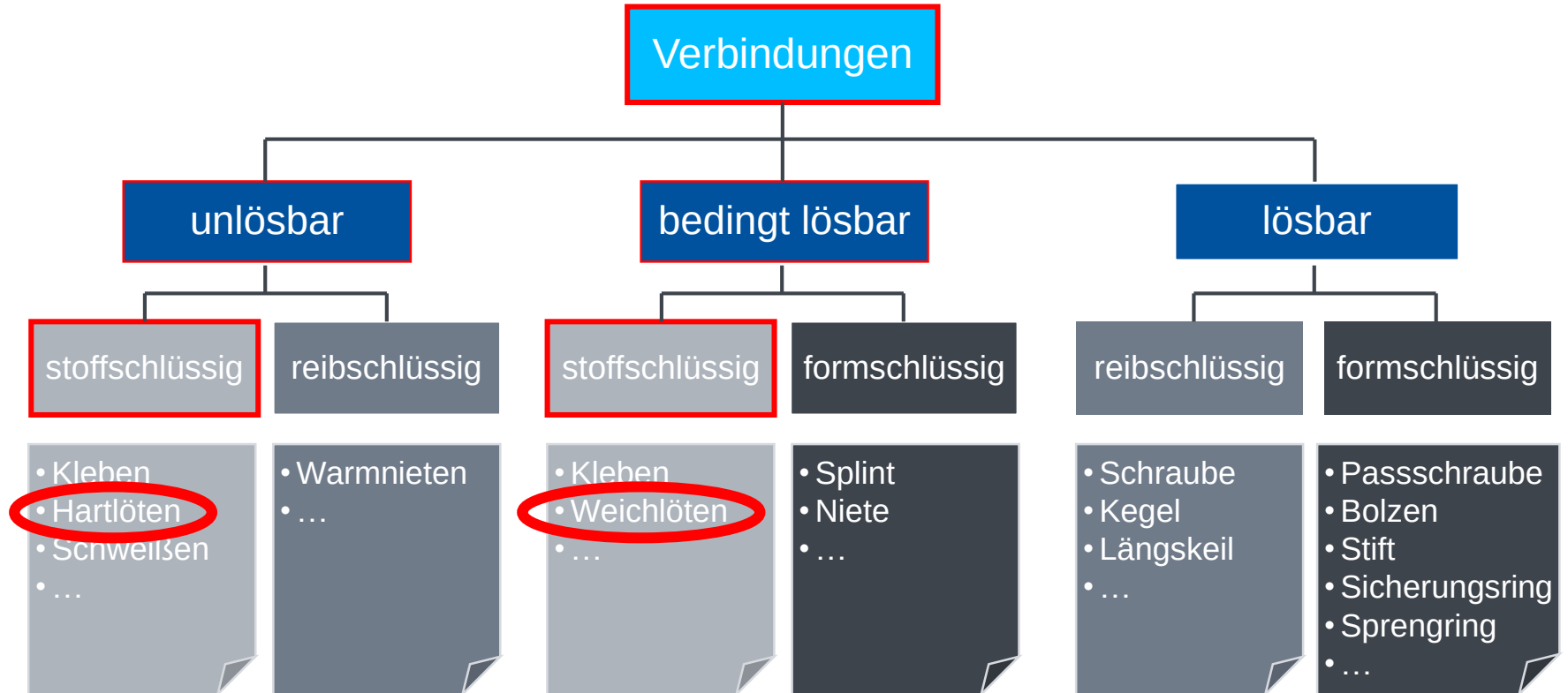
### 20.4 Vor- und Nachteile

### 20.5 Literaturverzeichnis



# 20.1 Allgemeines

## 20.1.1 Definition

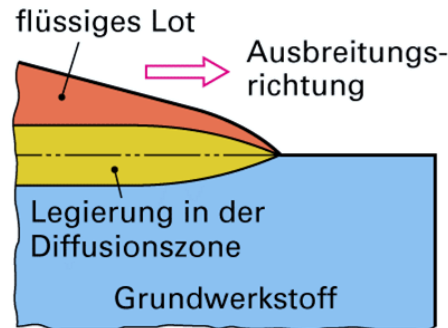


## 20.1 Allgemeines

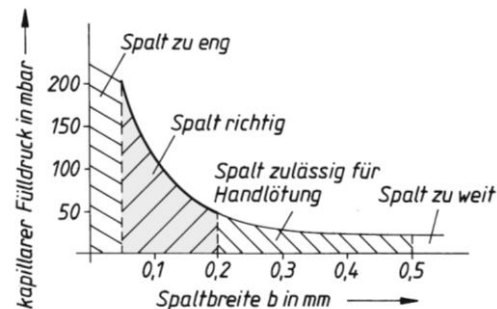
### 20.1.1 Definition

- Thermisches Verfahren zum stoffschlüssigen Fügen und Beschichten von Werkstoffen
- Bildung einer flüssiger Phase
- Solidustemperatur der Grundwerkstoffe wird nicht erreicht
- Funktion Lötverbindungen:

#### 1) Legierungsbildung



#### 2) Kapillarwirkung

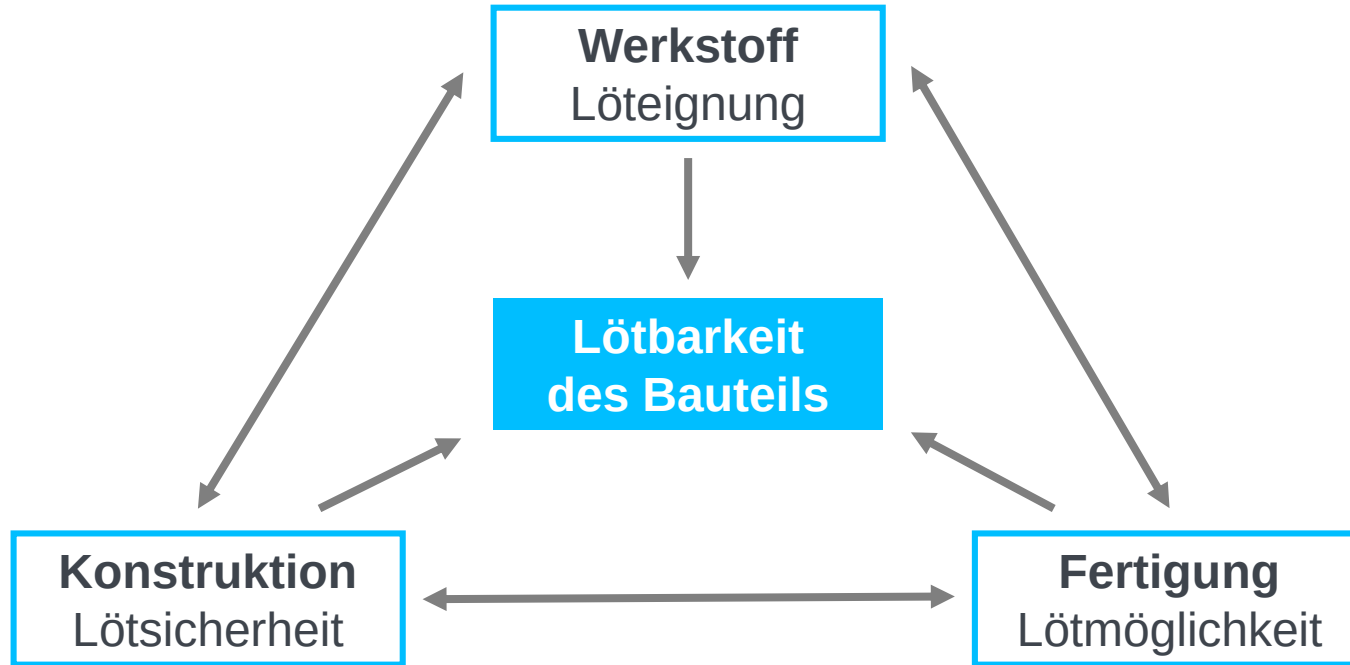


Quellen:

kone1190.blogspot.com, Matek

## 20.1 Allgemeines

### 20.1.1 Definition



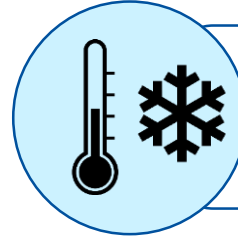
# 20.1 Allgemeines

## 20.1.2 Löttechnologie



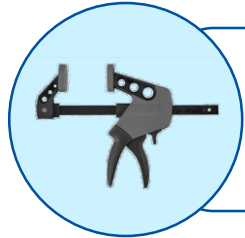
### 1) Reinigen der Lötflächen

- Mechanisch oder chemisch
- Fettfreiheit



### 4) Abkühlen

- unter die Solidus-temperatur



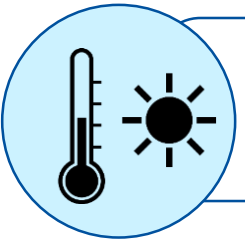
### 2) Fixieren der Teile

- Günstige Spaltbreite
- Lötvorrichtungen



### 5) Nachbehandlung

- Entfernung von Flussmittelrückständen, Anlauffarben



### 3) Erwärmen

- Oxidbeseitigung mit Hilfe von Flussmitteln

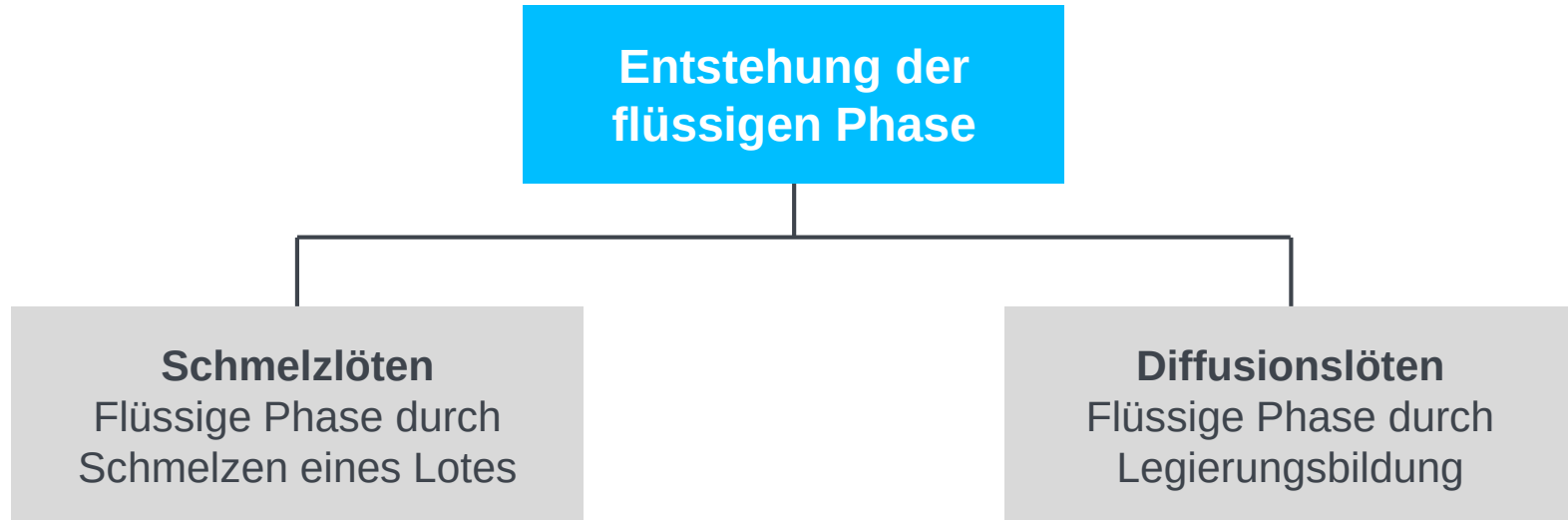


### 6) Prüfung

- Sicherung von Qualität und Zuverlässigkeit

## 20.1 Allgemeines

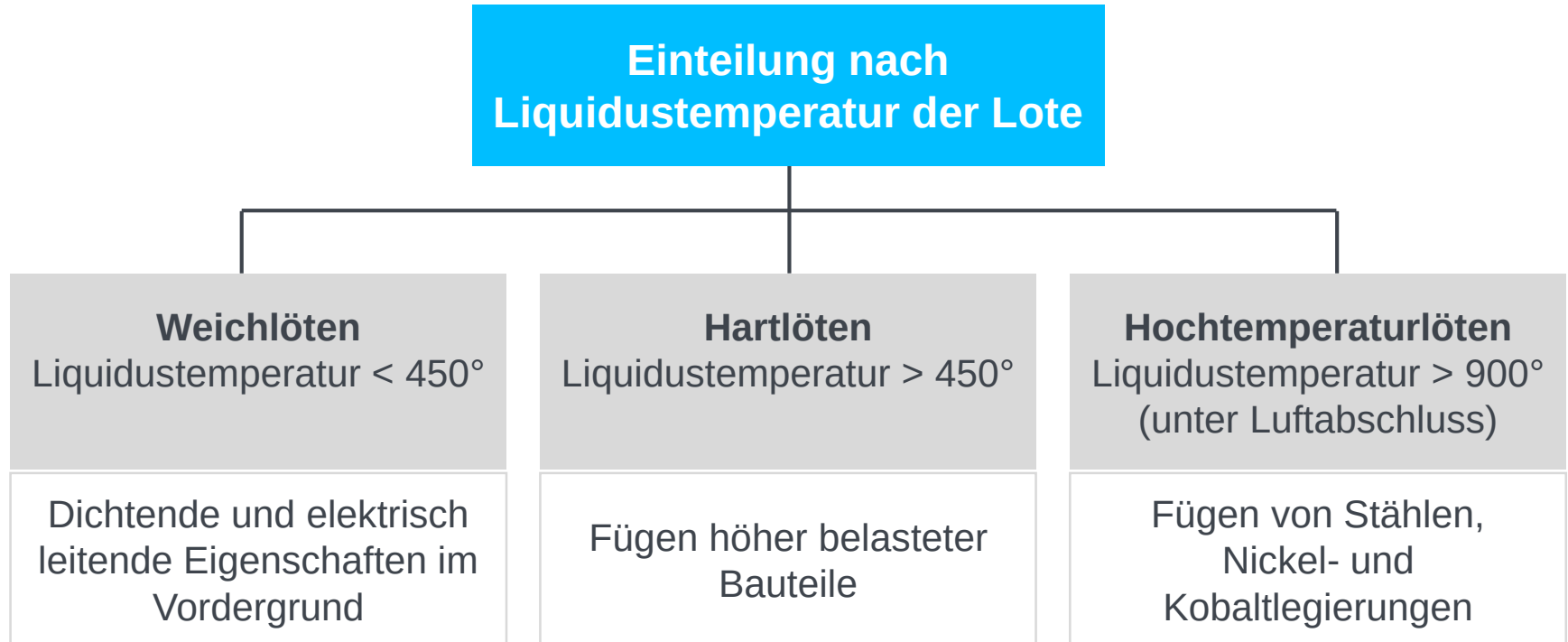
### 20.1.3 Einteilung



- **Lot:** Metalllegierung oder reines Metall
  - Drähte, Stäbe, Bleche, Bänder, Stangen, Pulver, Pasten, Formteile

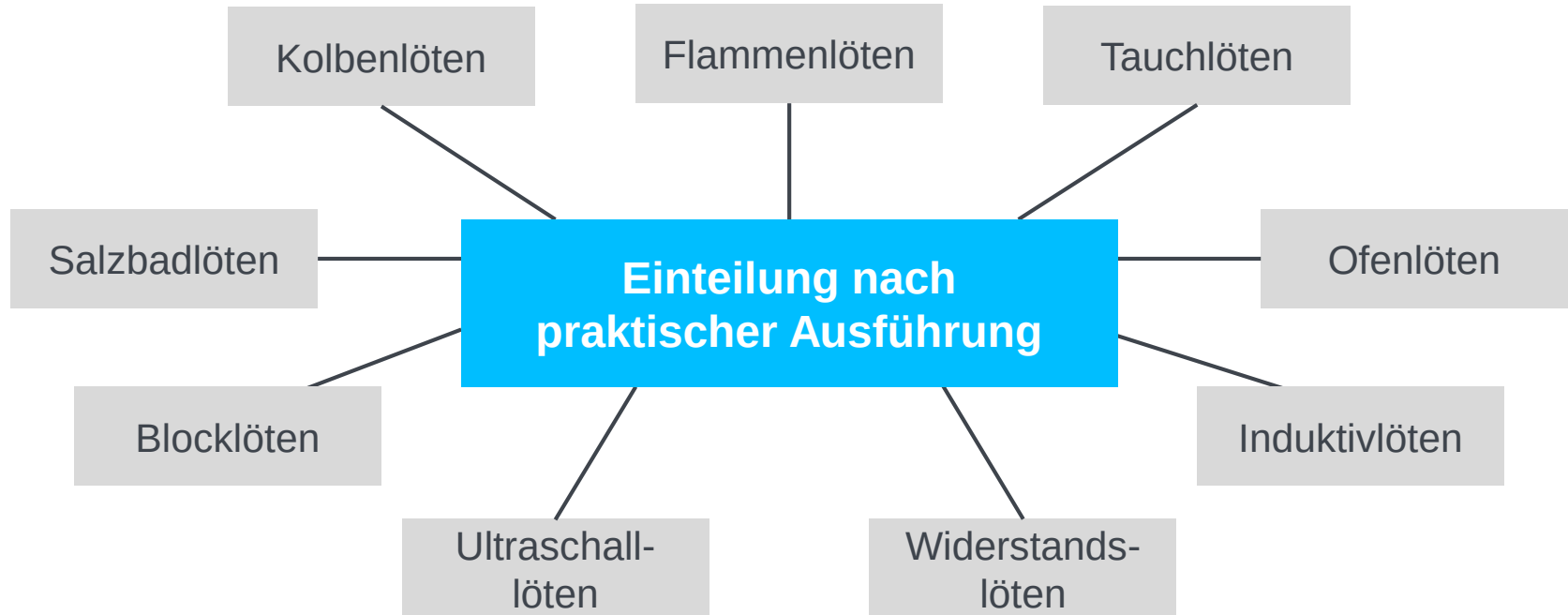
## 20.1 Allgemeines

### 20.1.3 Einteilung



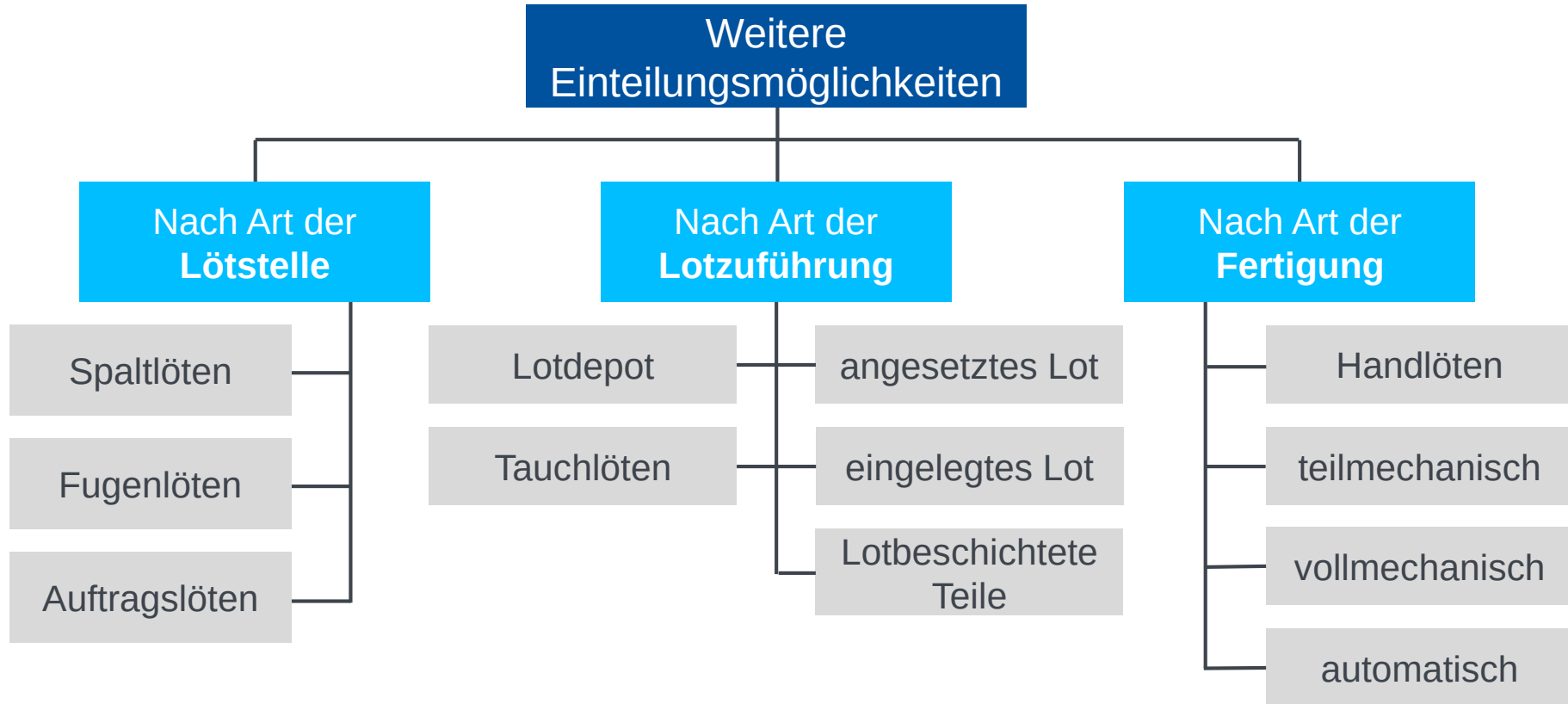
## 20.1 Allgemeines

### 20.1.3 Einteilung



## 20.1 Allgemeines

### 20.1.3 Einteilung





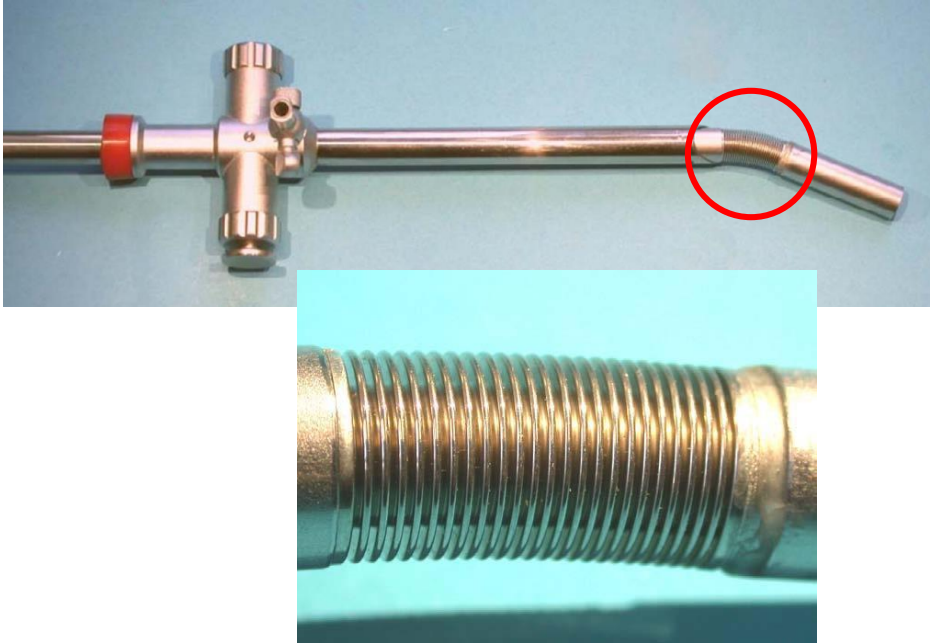
## 20.1 Allgemeines

### 20.1.4 Einsatzmöglichkeiten

- Lösen ist vorteilhaft bei folgenden **Anforderungen**:
  - 1) Kleine elektrische Übergangswiderstände
  - 2) Bedingte Lösbarkeit
  - 3) Definierte Wärmeleitfähigkeit
  - 4) Dicht für Flüssigkeiten und Gase
  - 5) Selbstständiges Lösen bei vorher festgelegten Temperaturen und Spannungen

## 20.1 Allgemeines

### 20.1.4 Einsatzmöglichkeiten

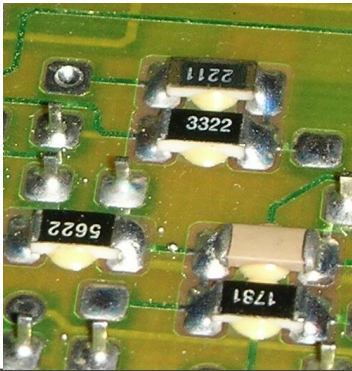


Quellen:

[Depositonce.tu-berlin.de](http://Depositonce.tu-berlin.de), [kts-saegetechnik.de](http://kts-saegetechnik.de)

## 20.1 Allgemeines

### 20.1.4 Einsatzmöglichkeiten

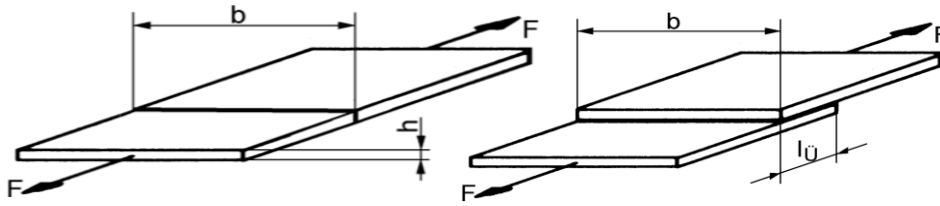


Quellen:

[Arduino-tutorial.de](http://Arduino-tutorial.de), [wikipedia.de](http://wikipedia.de), [radsport-rennrad.de](http://radsport-rennrad.de), [hausjournal.net](http://hausjournal.net)

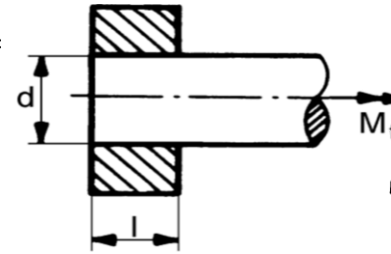
## 20.2 Gestaltung

### 20.2.1 Beanspruchung

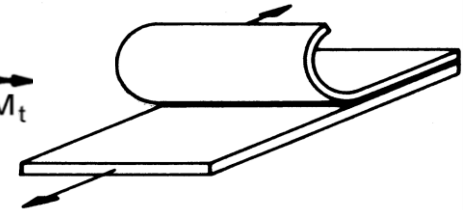


**Zug / Druck**

**Schub**



**Torsion**



**Schälung**

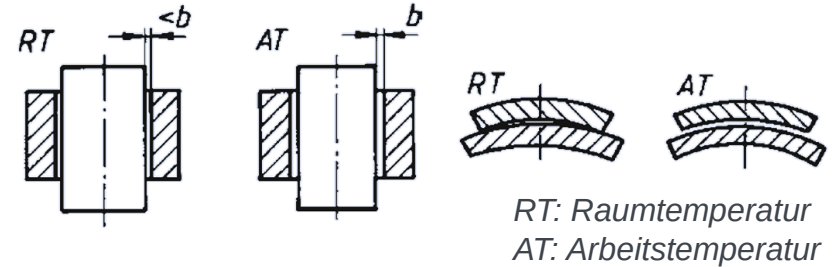
→ Lötverbindungen möglichst nur auf **Schub/Torsion** oder **Druck** beanspruchen

## 20.2 Gestaltung

### 20.2.2 Gestaltungsregeln

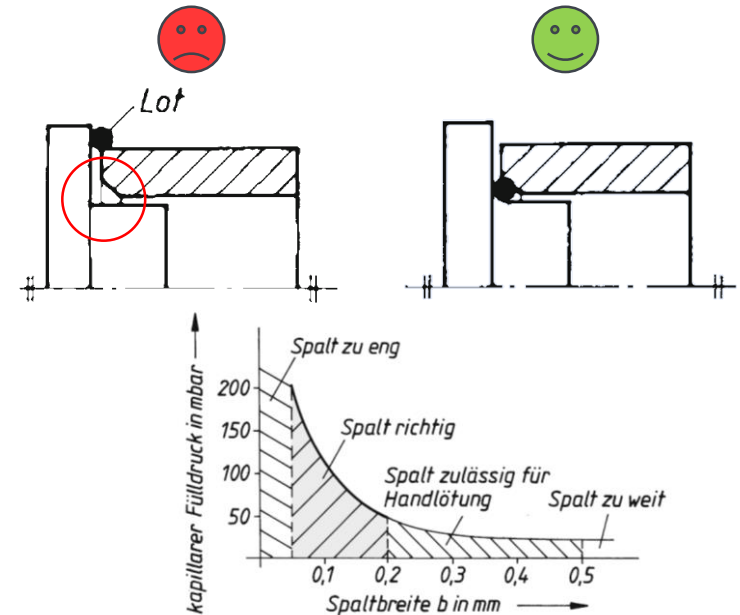
#### 1) Lötspaltverhalten

- Lötspalt parallel oder enger werdend
- Ausreichend eng (Kapillareffekt)



#### 2) Lötflussverhalten

- Keine Unterbrechung des Lötspalt
- Keine weite Spalten nach engen Spalten (Kapillareffekt)
- Platzierung des Lots an weitester Stelle



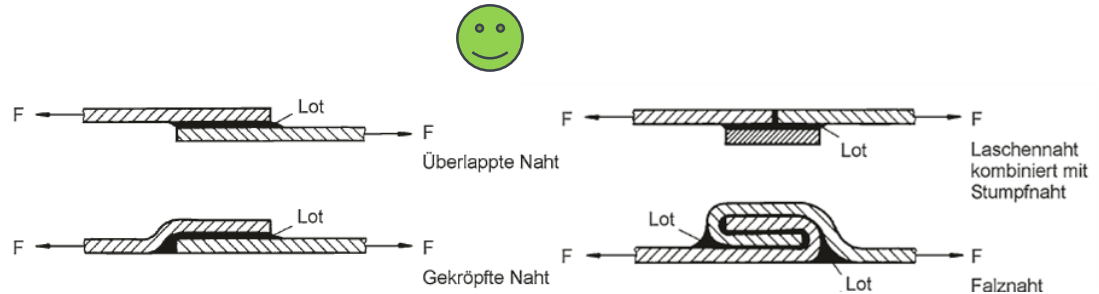
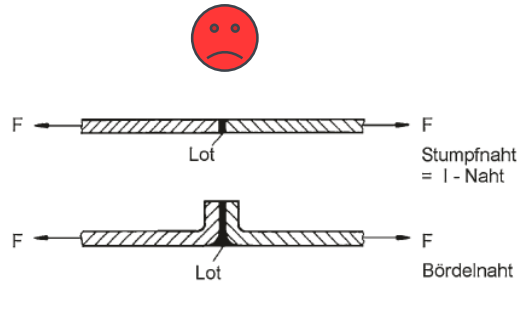
Quelle:  
Matek

## 20.2 Gestaltung

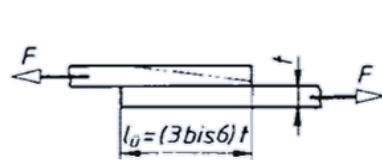
### 20.2.2 Gestaltungsregeln

#### 3) Kraftübertragung

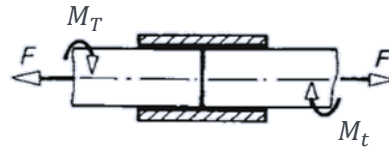
- Wahl der Naht hinsichtlich **Festigkeit**:



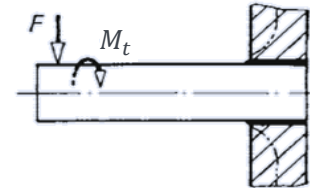
- Weitere Regeln:**



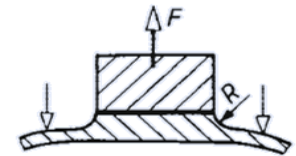
Überlappungslänge:  
 $l_{\text{Ü}} = (3 \dots 6) \cdot t$



Rohrverlaschung



Steckverbindung bei  
Biegebeanspruchung



Steifigkeitserhöhung im  
Nahtbereich

Quellen:  
Albers, A., Matek

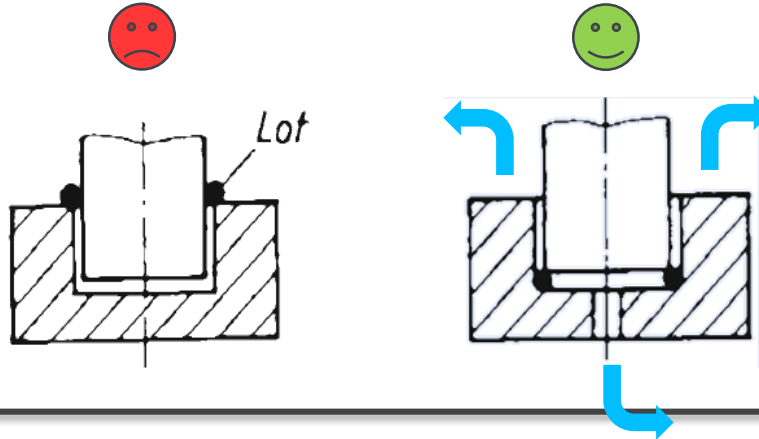
## 20.2 Gestaltung

### 20.2.2 Gestaltungsregeln

#### 4) Lötstoßoberfläche

- Rillenverlauf in Fließrichtung
- Oberflächenrauigkeit  $\leq 20 \mu\text{m}$
- Rändeln, Eindrehen von Gewinderillen, Abflachen von Kanten in Lotflussrichtung

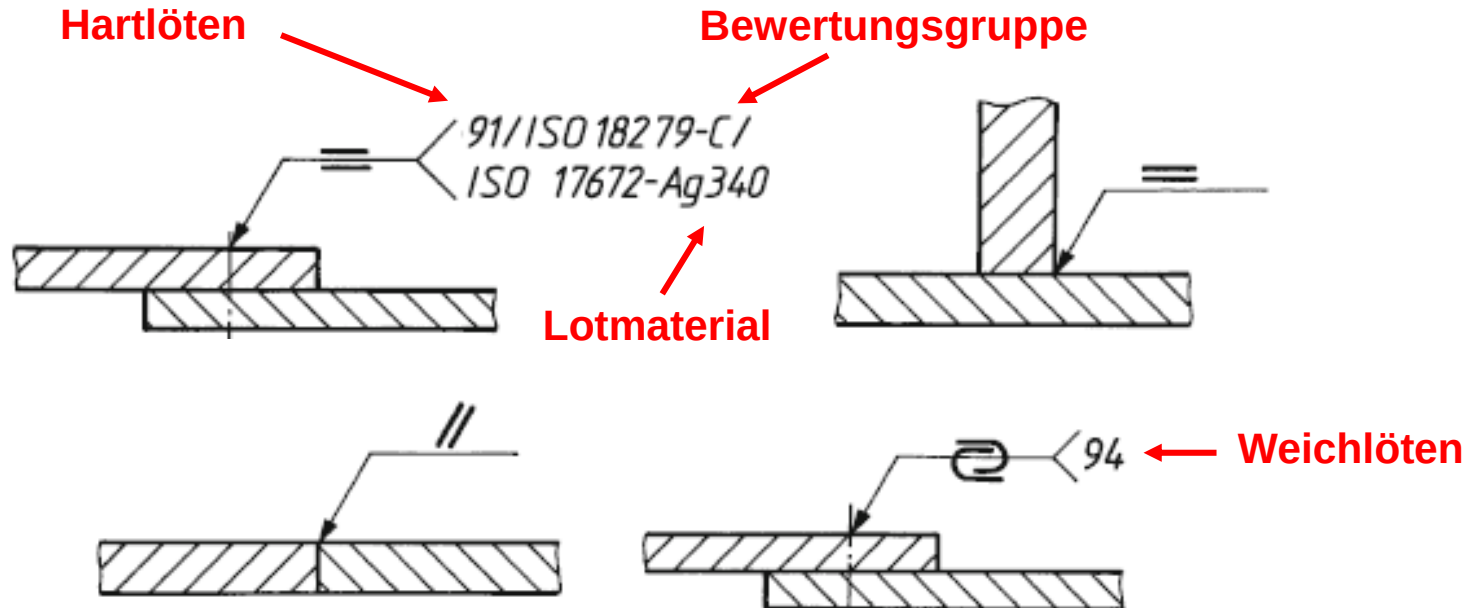
#### 5) Austrittsloch für Flussmittelrest und Gase



## 20.2 Gestaltung

### 20.2.3 Symbolische Darstellung

#### Symbolische Darstellung nach DIN EN 22553



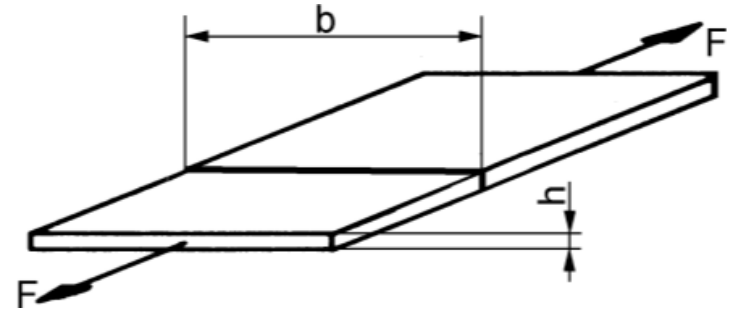


## 20.3 Berechnung

### 20.3.1 Zug- und Druckbeanspruchung

#### Stumpfstoß

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



## 20.3 Berechnung

### 20.3.2 Schubbeanspruchung

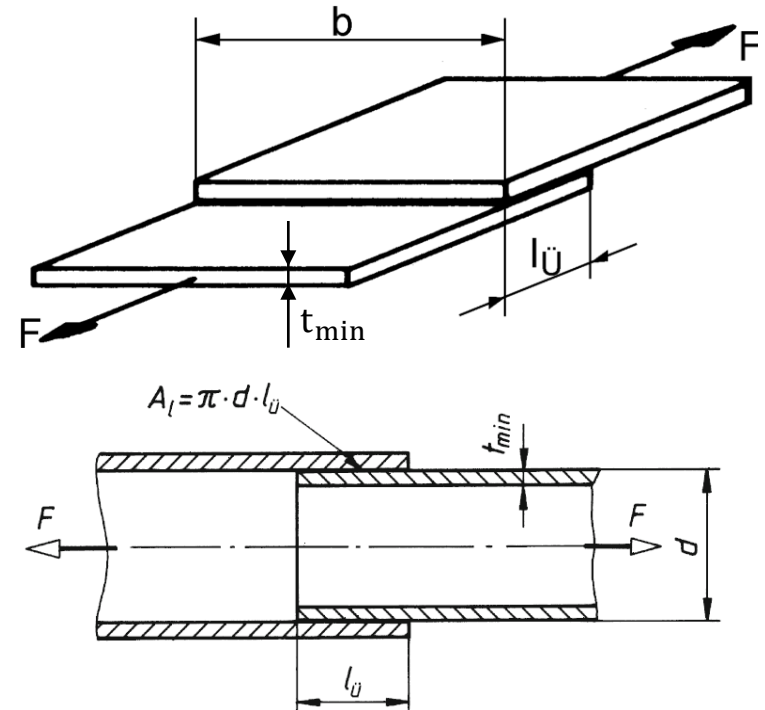
#### Überlappstoß

- Für überschlägige Berechnung wird gemittelte Spannung genutzt:

$$\tau_l = \frac{F}{A_l} = \frac{F}{b \cdot l_{\ddot{U}}} \leq \tau_{l \text{ zul}} = \frac{\tau_{lB}}{S}$$

- Erforderliche Überlappungslänge:

$$l_{\ddot{U}} = \frac{R_m}{\tau_{lB}} \cdot t_{\min}$$



Quelle:  
Matek

## 20.3 Berechnung

### 20.3.3 Torsionsbeanspruchung

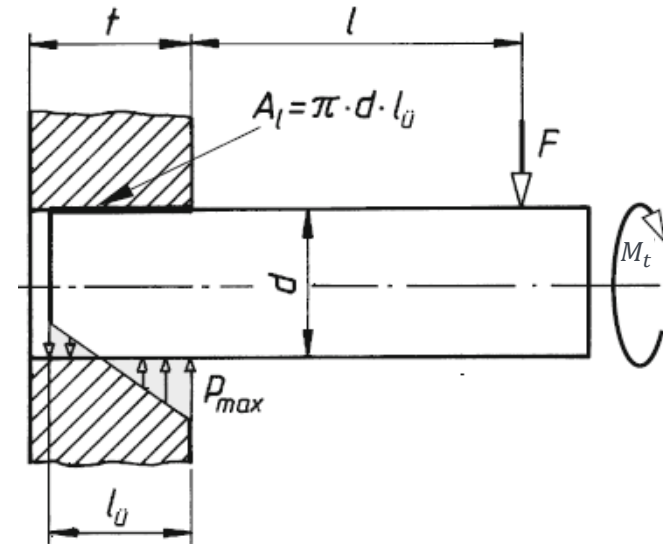
#### Rundverbindung

- Torsionsbeanspruchung:

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

Erforderliche Überlappungslänge:

$$l_{\ddot{u}} = \frac{R_m}{\tau_{lB}} \cdot \frac{d}{4}$$



Quelle:  
Matek

## 20.3 Berechnung

### 20.3.4 Auslegung

| Festigkeitswerte                              | Weichlot [N/mm <sup>2</sup> ] | Hartlot [N/mm <sup>2</sup> ] |
|-----------------------------------------------|-------------------------------|------------------------------|
| Schubfestigkeit $\tau_{l \text{ zul}}$        | 2                             | 100                          |
| Zug-/Druckfestigkeit $\sigma_{l \text{ zul}}$ | -                             | 200                          |

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

$$\sigma_l \approx (1,5 \dots 2) \cdot \tau_l$$

- Außerdem ist für Weichlote zu beachten:
  - Festigkeit der Lötverbindung nimmt mit Dauer der Belastung ab
  - Lote kriechen

Quelle:  
Matek

## 20.4 Vor- und Nachteile



### Vorteile

- Fügen von verschiedenartigen Metallen möglich
- Keine schädigende Werkstoffbeeinflussung
- Keine Querschnittsschwächung durch Löcher
- Gas- und flüssigkeitsdichtend
- Gut elektrisch leitend
- Gut wärmeleitend
- Je nach Verfahren automatisierbar

### Nachteile

- Geringe statische/dynamische Festigkeit
- Aufwendige Vorarbeiten und Konstruktion der Lötstelle
- Überlappungen führen zu erhöhtem Gewicht
- Weichlötungen neigen zum Kriechen
- Kerbwirkung durch Hartlötungen
- Gefahr der elektrochemischen Zerstörung der Lötstelle
- Große Lötstellen teuer



# Kontrollfragen



1. Welche Anforderungen können an Lötverbindungen gestellt werden?
2. Welche Vor- und Nachteile weisen Lötverbindungen gegenüber anderen Fügeverfahren auf?
3. Ab wann kann man flussmittelfrei Löten?
4. Beschreiben Sie die Herstellung von Lötverbindungen.
5. Was ist Weichlöten, welche Eigenschaften hat Weichlöten?
6. Was ist ein Diffusionsprozess beim Löten?
7. Was ist die Kapillarwirkung?

## 20.5 Literaturverzeichnis

- Wittel, H., Muhs D. et al.: Roloff/Matek Maschinenelemente, 23. Auflage, Springer Vieweg Verlag, 2017
- Habehauer, H. & Bodenstein, F.: Maschinenelemente: Gestaltung, Berechnung, Anwendung, 17. Auflage, Springer Vieweg Verlag, 2014
- Albers, A., Deters, L., Feldhusen, J., Leidich, E., & Linke, H.: Konstruktionselemente des Maschinenbaus 1: Grundlagen der Berechnung und Gestaltung von Maschinenelementen, 9. Auflage, Springer Vieweg Verlag, 2016
- Lot Tek, <https://www.lot-tek.de/medizin/loeten> (Abgerufen am 7.3.2019)



Universität Stuttgart

# 21. Schweißverbindungen

Diese Vorlesung basiert auf Vorarbeiten von Prof. T. Maier  
Institut für Konstruktionstechnik und Technisches Design  
Forschungs- und Lehrgebiet Technisches Design

## Konstruktion in der Medizingeräte- technik 2

SoSe 2020

**Prof. Dr.  
Peter P. Pott  
und Mitarbeiter**



# 21. Schweißverbindungen

## Inhalt

### 21.1 Allgemeines

- 21.1.1 Definition

- 21.1.2 Einteilung

- 21.1.3 Schweißbarkeit

- 21.1.4 Einsatzmöglichkeiten

### 21.2 Gestaltung

- 21.2.1 Schweißstöße

- 21.2.2 Schweißnähte

- 21.2.3 Zeichnerische Darstellung

- 21.2.4 Schweißgerechtes Gestalten

# 21. Schweißverbindungen

## Inhalt

### 21.3 Berechnung

- 21.3.1 Schweißnahtabmessungen

- 21.3.2 Kenngrößen

- 21.3.3 Spannungen

- 21.3.4 Festigkeitsnachweis

- 21.3.5 Dynamische Belastung

- 21.3.6 Systematisches Vorgehen

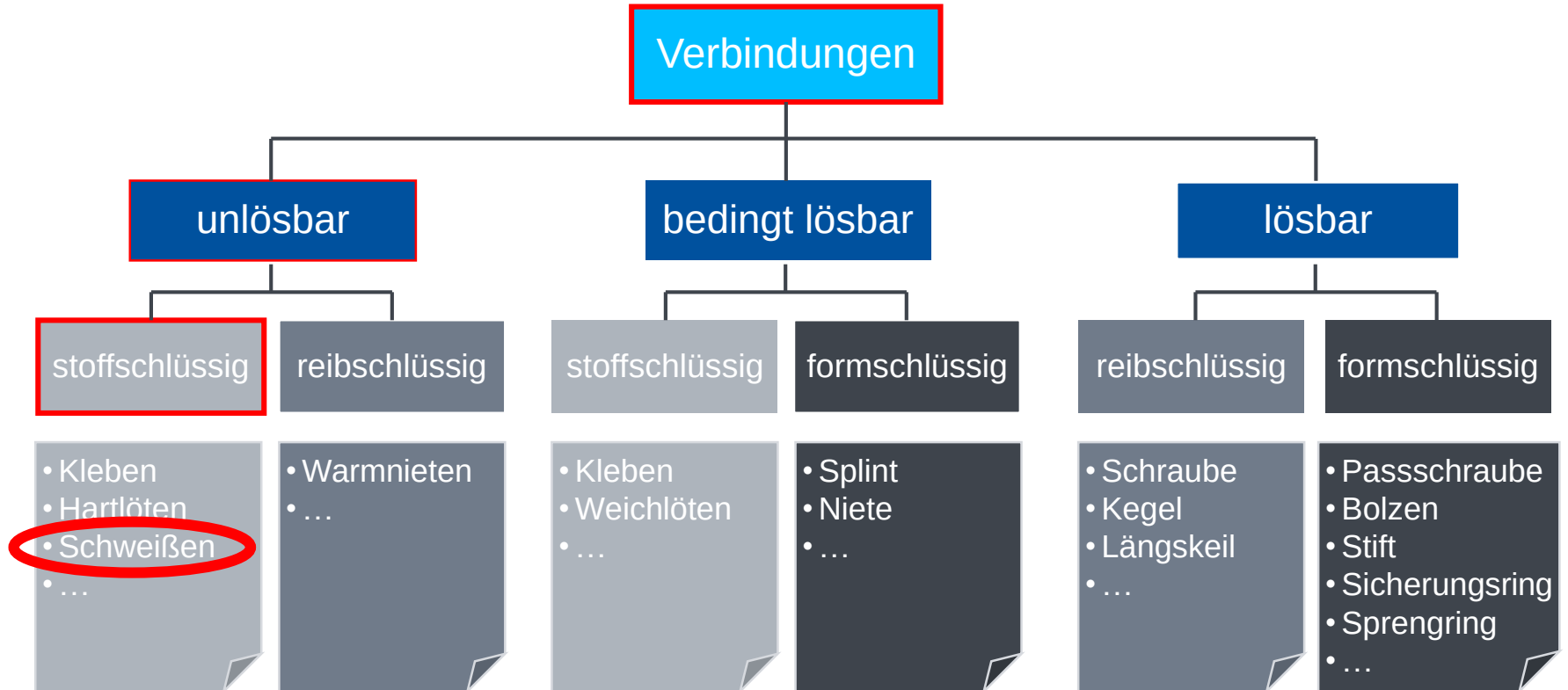
### 21.4 Vor-und Nachteile

### 21.5 Vergleich der stoffschlüssigen Verbindungen

### 21.6 Literaturverzeichnis

# 21.1 Allgemeines

## 21.1.1 Definition



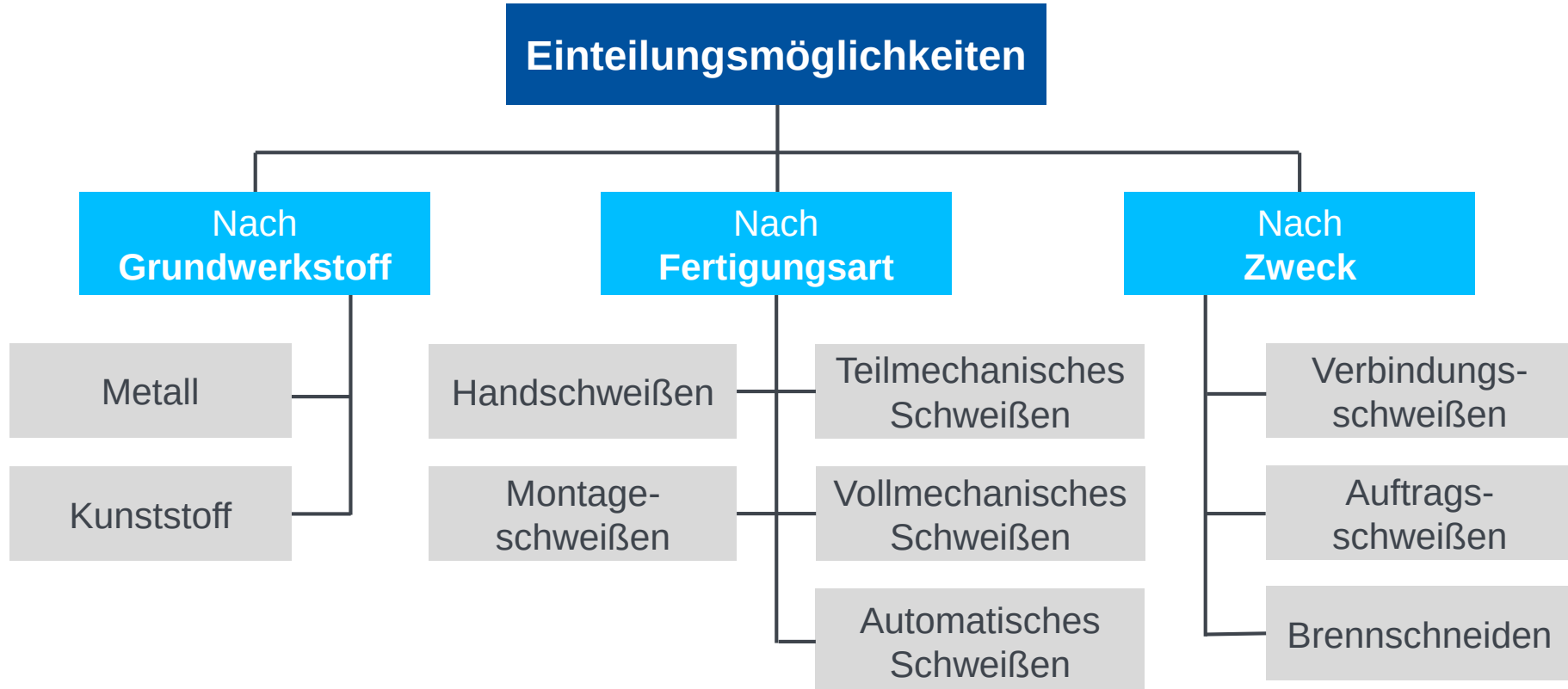
## 21.1 Allgemeines

### 21.1.1 Definition

- DIN 1910: „*Vereinigen oder Beschichten von Werkstoffen in der Schweißzone unter Anwendung von Wärme und/oder Kraft mit oder ohne Schweißzusatz*“
- Einsatz wenn **unlösbare und starre Verbindungen** zulässig bzw. notwendig sind  
→ Viele Vorteile gegenüber Nieten, Schrauben und Gießen
- **Häufigstes Fügeverfahren** für unlösbare Verbindungen
- Aufbau von großen und komplizierten Teilen möglich
- Schweißen auch an Montageort möglich
- **Einteilung** nach Grundwerkstoff, Fertigungsart, Zweck und physikalischem Ablauf

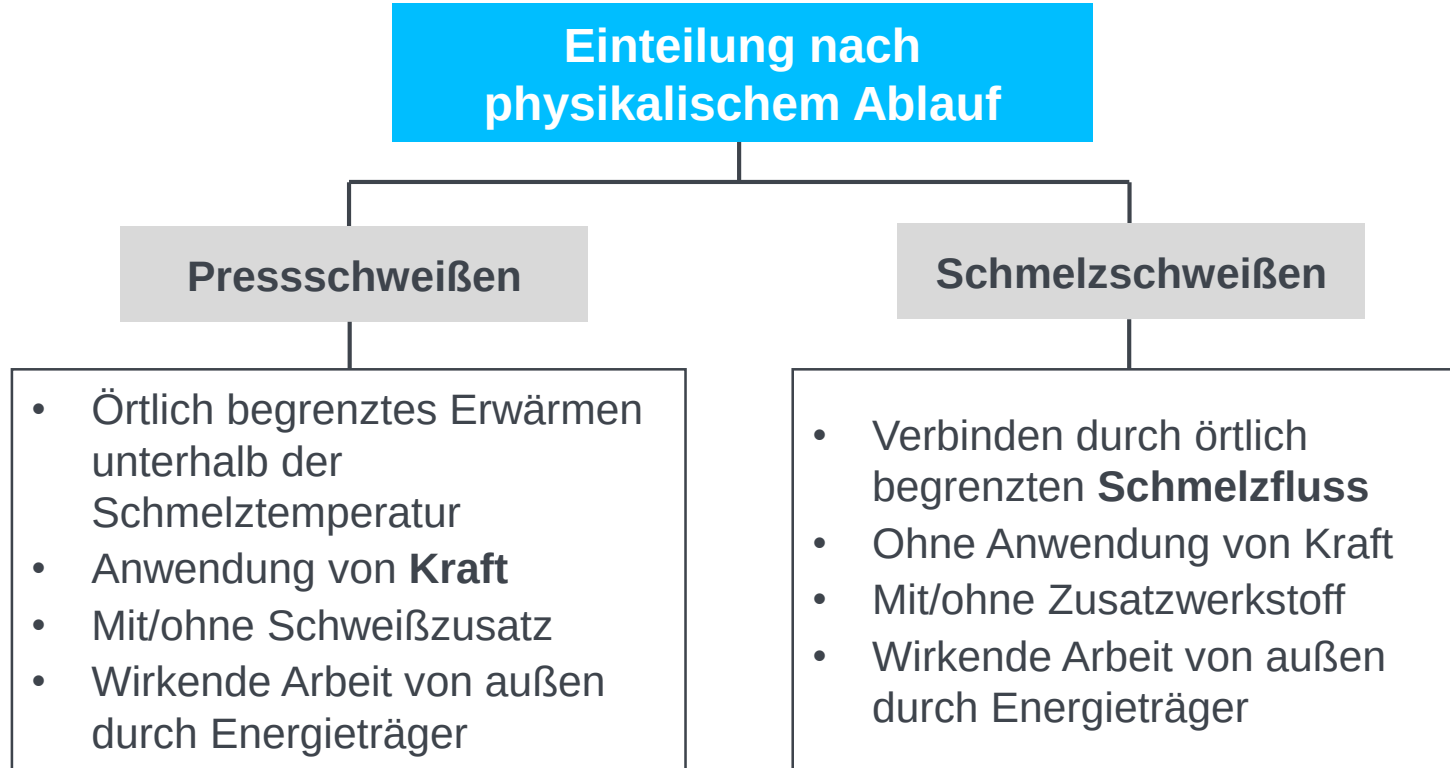
## 21.1 Allgemeines

### 21.1.2 Einteilung



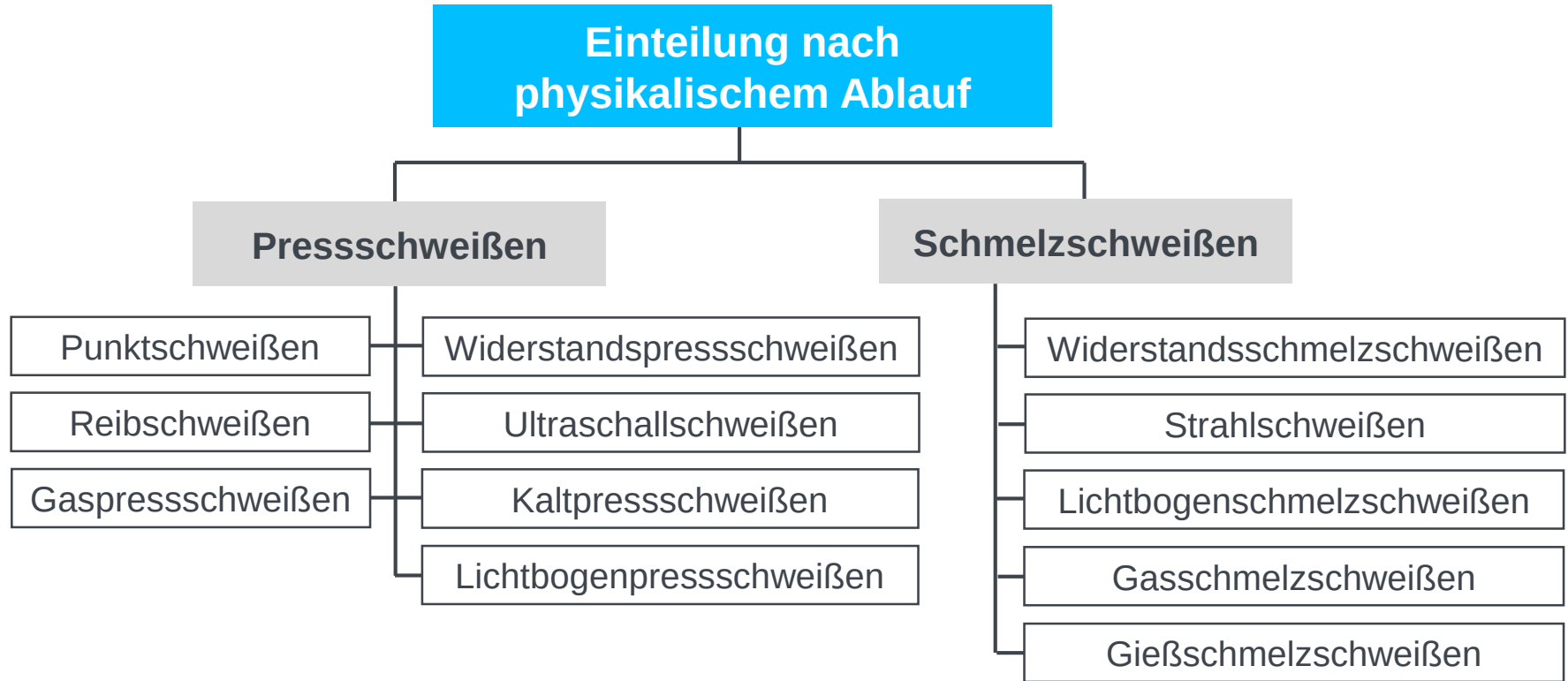
## 21.1 Allgemeines

### 21.1.2 Einteilung



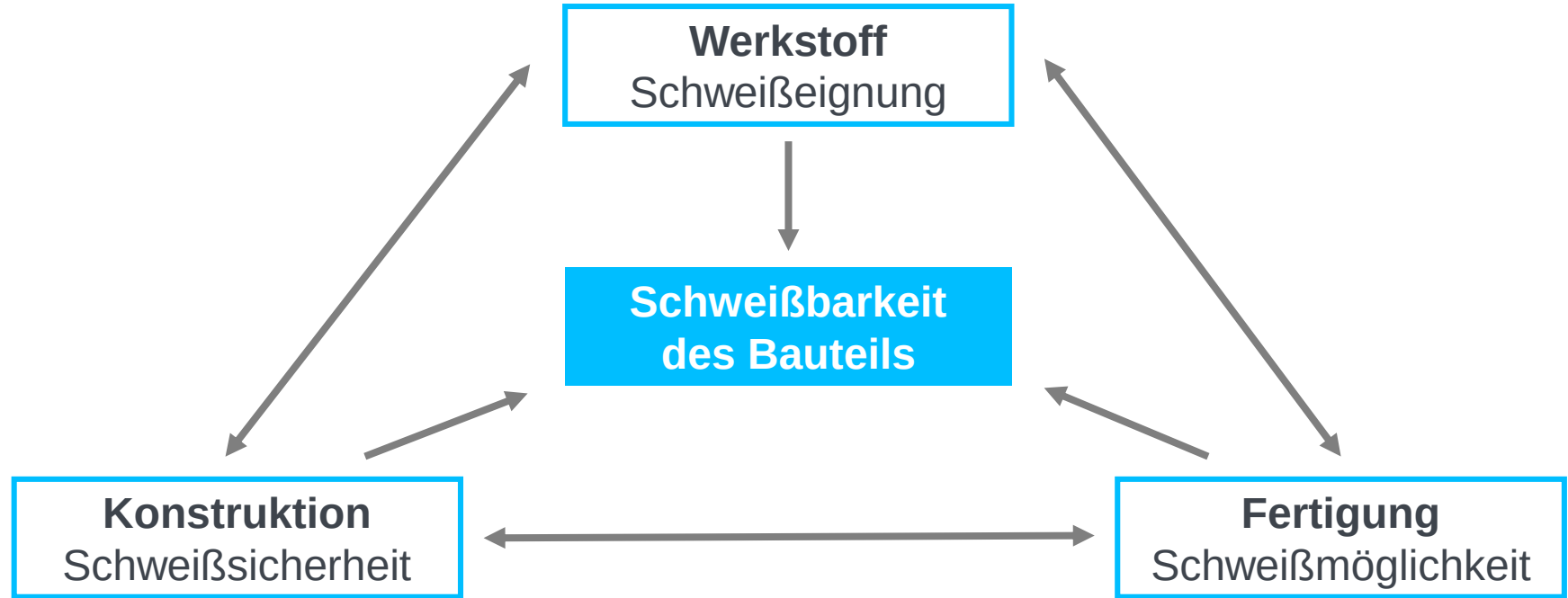
## 21.1 Allgemeines

### 21.1.2 Einteilung



## 21.1 Allgemeines

### 21.1.3 Schweißbarkeit





## 21.1 Allgemeines

### 21.1.3 Schweißbarkeit

- Die **Schweißbeignung** ist wesentlich abhängig von:

Kohlenstoffgehalt

Verschmelzungs-  
und Vergießart

Legierungs-  
bestandteilen

#### Werkstoffe

##### Stähle

- *Unlegiert*: gut schweißbar bis Kohlenstoffgehalt von  $C < 0,25 \%$
- *Niedriglegiert*: gut schweißbar bis Kohlenstoffgehalt von  $C < 0,4 \%$
- *Hochlegiert*: gut schweißbar (außer ferritische Chromstähle)

##### Eisen-Gusswerkstoffe

- Gut schweißbar:
  - Stahl- und
  - Weißer Temporguss

##### Nichteisenmetalle

- Gut schweißbar:
  - Aluminium
  - Alu-Legierungen
  - Kupfer

##### Kunststoffe

- Thermoplasten
- Gut schweißbar:
  - PVC, PE, PMMA
- Weniger gut schweißbar:
  - PA, PS

## 21.1 Allgemeines

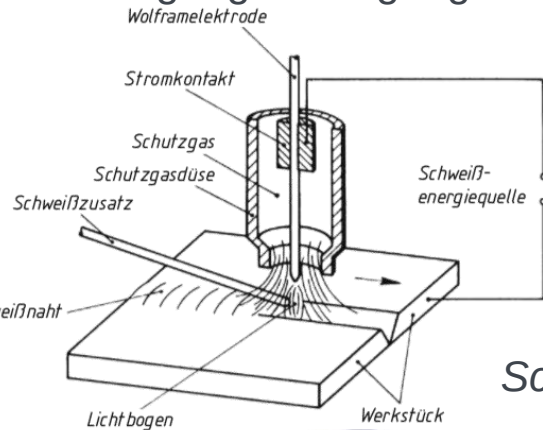
### 21.1.3 Schweißbarkeit

- **Schweißsicherheit** kann geringere Schweißbeignung ausgleichen
- Relevante Faktoren auf die Schweißsicherheit:
  - 1) Konstruktive Gestaltung (Lage der Schweißnaht, Kraftfluss, Wandstärken)
  - 2) Beanspruchung
  - 3) Betriebstemperatur
- **Schweißmöglichkeit** ist vorhanden, wenn Nähte fachgerecht hergestellt werden können
- Schweißung wird beeinflusst durch:
  - 1) Nahtvorbereitung (Stoßarten, Zugänglichkeit, Vorwärmung)
  - 2) Ausführung (Schweißverfahren, Schweißfolge, Nahtaufbau, Nahtfehler)
  - 3) Nachbehandlung (Glühen)

## 21.1 Allgemeines

### 21.1.3 Schweißbarkeit

- **Schweißzusatzwerkstoffe** werden auf Grundwerkstoffe, Schweißverfahren und Fertigungsbedingungen abgestimmt



*Schweißstäbe*



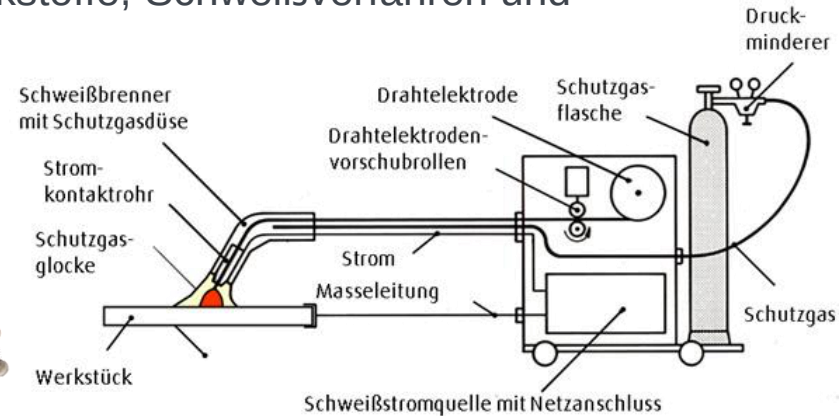
*Schweißpulver*



*Pasten*



*Schutzgase*



*Elektroden*

Quellen:

Fahrenwaldt, H.J., shop.rehm-online.de, schweisshelden.de, Angele-shop.com, amazon.de, voelkner.de,

## 21.1 Allgemeines

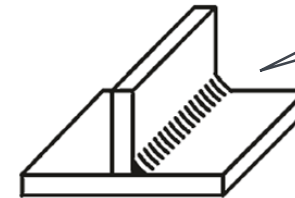
### 21.1.3 Schweißbarkeit

- **Schweißnahtgüte** definiert Grenzen für mögliche Fehler
- Die Anforderungen umfassen:
  - Werkstoff, Fertigung und Konstruktion
  - Vorbereitung, Schweißgut, Personal und Prüfung
- Bewertungsgruppen:
  - Stumpfnähte: AS, BS, CS, DS
  - Kehlnähte: AK, BK, CK

Stumpfnah: „S“



Kehlnah: „K“



A

Sondergüte:  
kleine Fehler

B

Normalgüte:  
Wenig Fehler

C

größere Fehler  
(Sichtprüfung)

D

Niedrige  
Anforderungen

## 21.1 Allgemeines

### 21.1.4 Einsatzmöglichkeiten



Quelle:  
Schweißbuch.de

## 21.1 Allgemeines

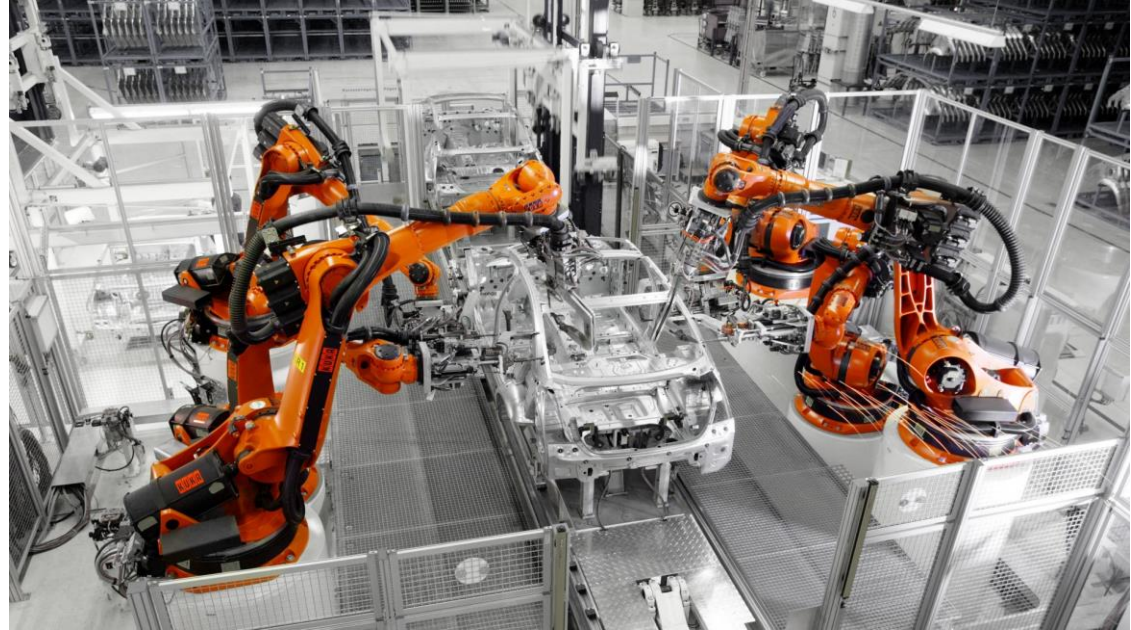
### 21.1.4 Einsatzmöglichkeiten

- Schweißen besonders geeignet bei folgenden **Anforderungen**:
  - 1) Übertragung von Kräften, Biege- und Torsionsmomenten
  - 2) Kostengünstiges Verbinden von (großen) Einzelstücken oder bei Kleinserien, Einsatz aber auch bei größeren Serien möglich
  - 3) Hohe Betriebstemperatur
  - 4) Instandhaltungsfreundliche Konstruktion
  - 5) Dichte Fügestellen
  - 6) Elektrische Leitfähigkeit



## 21.1 Allgemeines

### 21.1.4 Einsatzmöglichkeiten

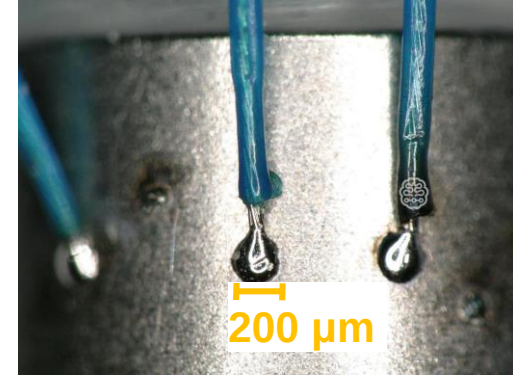
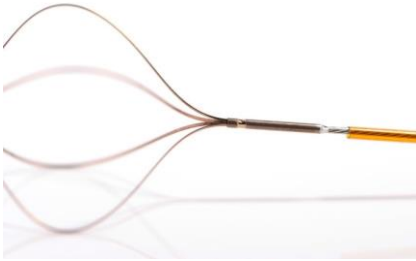


Quellen:

[wikiwand.com](http://wikiwand.com), [suzuki-offroad.net](http://suzuki-offroad.net), [kuka.com](http://kuka.com)

## 21.1 Allgemeines

### 21.1.4 Einsatzmöglichkeiten



Quellen:

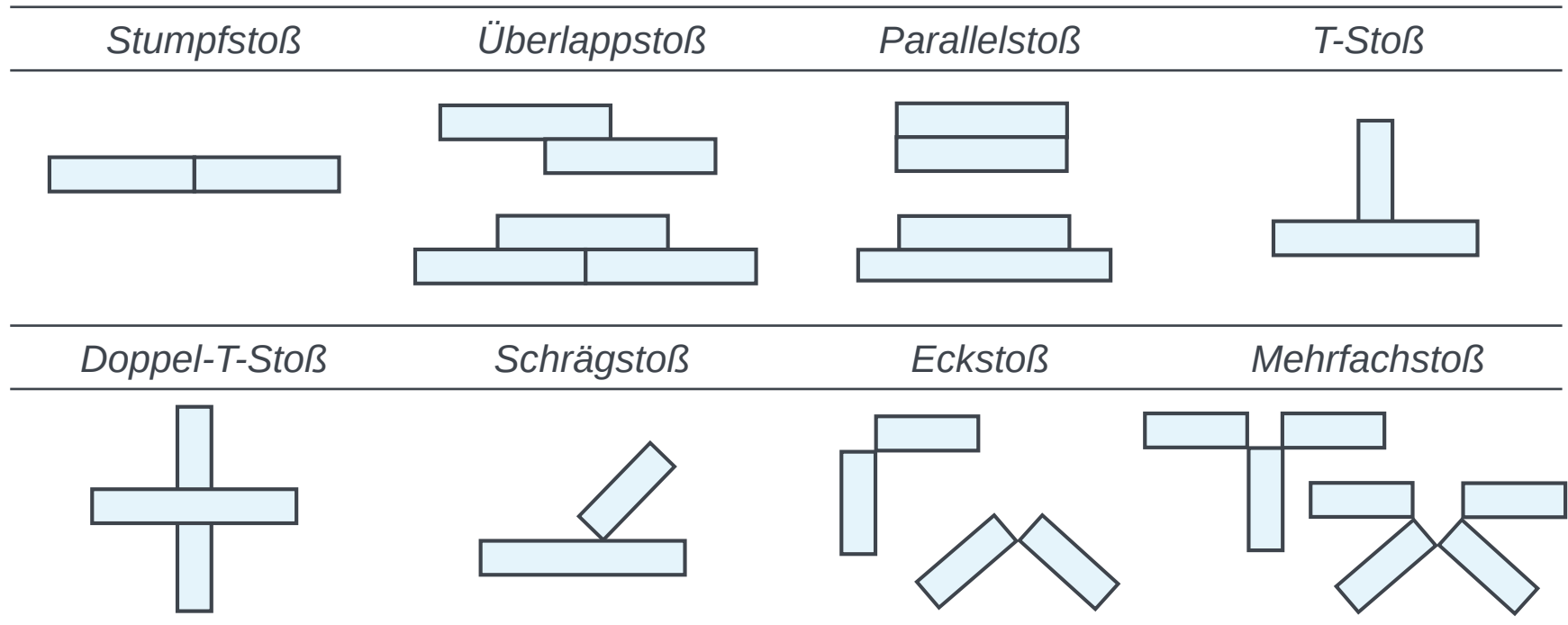
[haeberle-laser.de](http://haeberle-laser.de), [german.alibaba.com](http://german.alibaba.com)



## 21.2 Gestaltung

### 21.2.1 Schweißstöße

- **Schweißstoß:** Bereich, in dem Teile durch Schweißen miteinander verbunden werden



## 21.2 Gestaltung

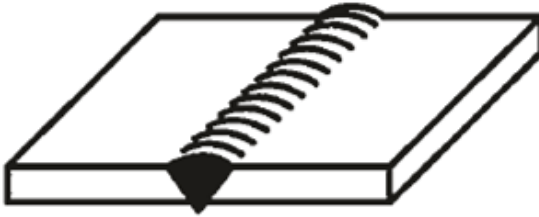
### 21.2.2 Schweißnähte

- **Schweißnaht:** vereinigt Teile am Schweißstoß
- Zwei Grundformen:

---

*Stumpfnah*

---

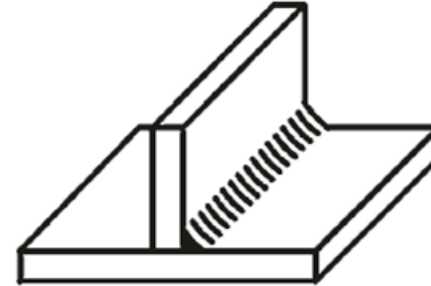


- Bauteile stoßen stumpf aufeinander
- Stumpfnah mit Schweißfuge
- Sollte bevorzugt werden

---

*Kehlnah*

---



- Teile liegen in zwei Ebenen rechtwinklig zueinander
- Bildung einer Kehlfuge

Quelle:  
Albers, A.

## 21.2 Gestaltung

### 21.2.2 Schweißnähte

- **Stumpfnähte:**

| <i>Benennung</i> | <i>Sinnbild</i> | <i>Schnitt</i> | <i>Benennung</i> | <i>Sinnbild</i> | <i>Schnitt</i> |
|------------------|-----------------|----------------|------------------|-----------------|----------------|
| Bördelnaht       |                 |                | Doppel-U-Naht    |                 |                |
| I-Naht           |                 |                | HV-Naht          |                 |                |
| V-Naht           |                 |                | D-HV-Naht        |                 |                |
| D(oppel-)V-Naht  |                 |                | HY-Naht          |                 |                |
| Y-Naht           |                 |                | D-HY-Naht        |                 |                |
| Doppel-Y-Naht    |                 |                | HU-Naht          |                 |                |
| U-Naht           |                 |                | D-HU-Naht        |                 |                |

Quelle:

Haberhauer, H.

## 21.2 Gestaltung

### 21.2.2 Schweißnähte

- **Kehlnähte:**

*Benennung*

*Sinnbild*

*Schnitt*

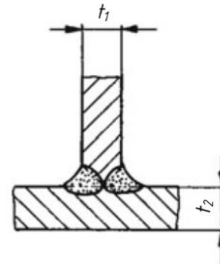
1) Kehlnaht



2) Doppelkehlnaht



- **Sonstige Nähte:** Stirnnähte, zusammengesetzte Nähte



Quellen:

Haberhauer, H., Fahrenwaldt, H.J.

## 21.2 Gestaltung

### 21.2.3 Zeichnerische Darstellung

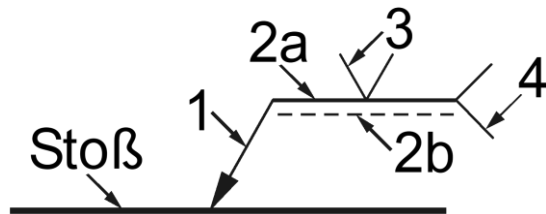
- **Symbole:** Sinnbilder und Erweiterung durch Zusatzsymbole:

| <i>Oberflächenform</i> |   |
|------------------------|---|
| flach                  | — |
| gewölbt (konvex)       | ⌒ |
| hohl (konkav)          | ⌒ |

| <i>Nahtausführung</i>                         |                 |                                                |                 |
|-----------------------------------------------|-----------------|------------------------------------------------|-----------------|
| Wurzel ausgearbeitet und Gegennaht ausgeführt | ⌒ <sup>1)</sup> | Nahtübergänge kerbfrei gegebenfalls bearbeitet | ⌒               |
| Naht eingeebnet durch zusätzliche Bearbeitung | ▽ <sup>1)</sup> | verbleibende Beilage benutzt                   | ⌒ <sub>M</sub>  |
|                                               |                 | Unterlage benutzt                              | ⌒ <sub>MR</sub> |

1) Nicht mehr genormt

- **Lage** der Symbole in Zeichnungen



- 1: Pfeillinie
- 2a: Bezugslinie (Volllinie)
- 2b: Bezugslinie (Strichlinie)
- 3: Symbol
- 4: Gabel

- Auf Seite der **Volllinie** → Nahtoberseite befindet sich auf „**Pfeilseite**“
- Auf Seite der **Strichlinie** → Nahtoberseite befindet sich auf „**Gegenseite**“

Quelle:  
Matek

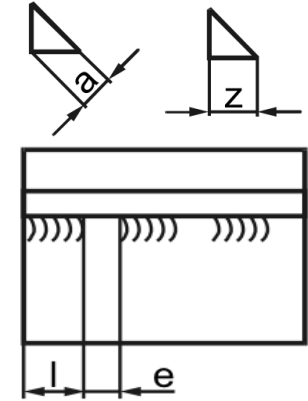
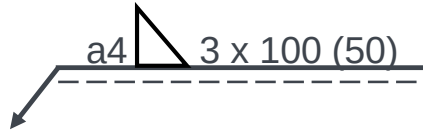
## 21.2 Gestaltung

### 21.2.3 Zeichnerische Darstellung

- **Bemaßung:**

- 1) Eintragungsarten für Kehlnähte: *Nahtdicke  $a$*  oder *Schenkeldicke  $z$*
- 2) Bemaßung der *Einzelnahtlänge  $l$*  und des *Nahtabstandes  $e$* :  $l(e)$   
(Naht durchgehend: Angabe kann weggelassen werden)

→ Beispiel:



- **Ergänzende Angaben**

- 1) Am Pfeil: umlaufende Naht, Baustellennaht
- 2) Gabel: Prozess, Bewertungsgruppe, Arbeitsposition, Zusatzwerkstoffe

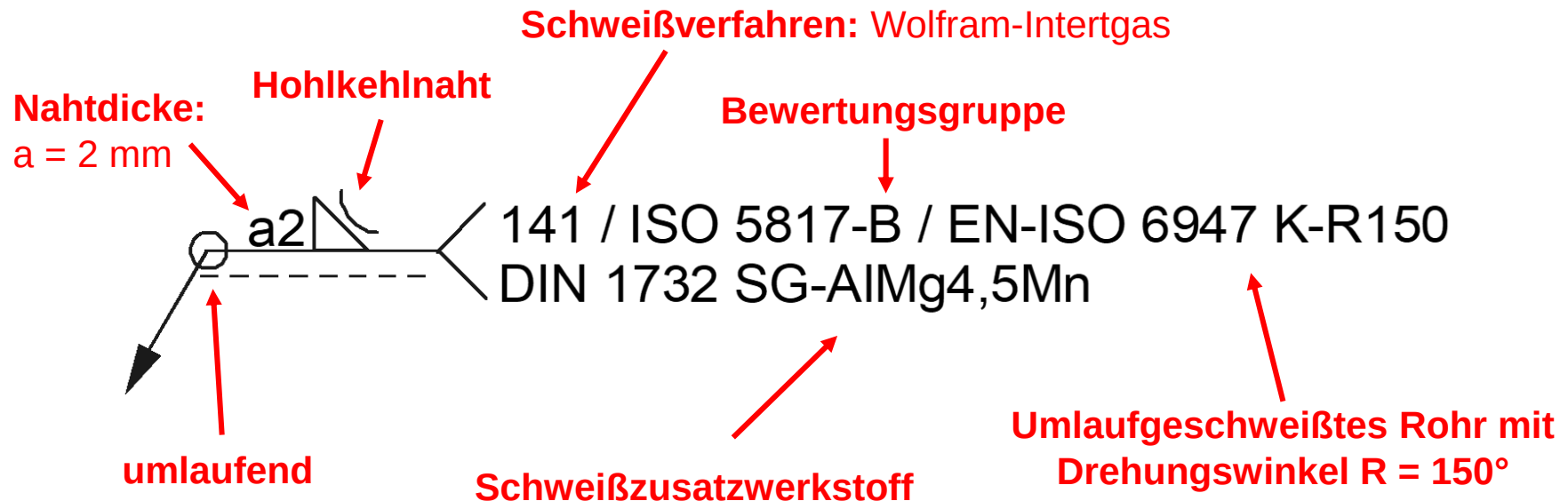
|                         |  |
|-------------------------|--|
| ringsumverlaufende Naht |  |
| Baustellennaht          |  |

Quelle:  
Matek

## 21.2 Gestaltung

### 21.2.3 Zeichnerische Darstellung

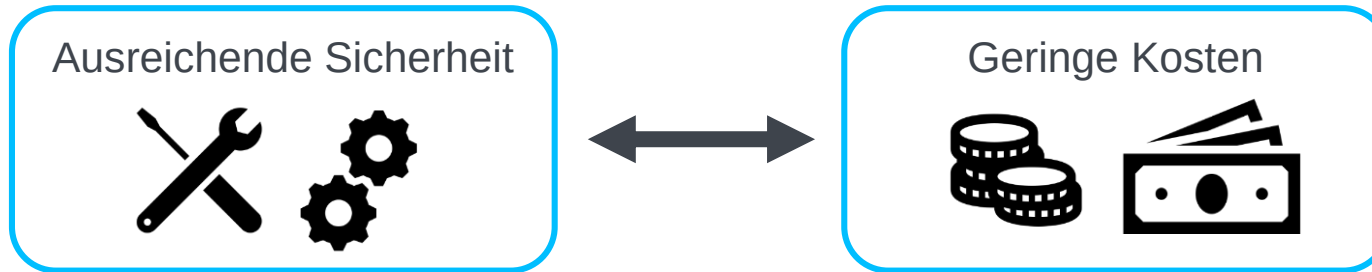
- **Beispiel:**



## 21.2 Gestaltung

### 21.2.4 Schweißgerechte Gestaltung

- **Schweißbarkeit der Konstruktion** muss gewährleistet sein:



- **Anforderungen** an eine Schweißkonstruktion:
  - 1) Allgemeine technologische Regeln
  - 2) Beanspruchungsgerechte Gestaltung
  - 3) Wirtschaftlichkeit

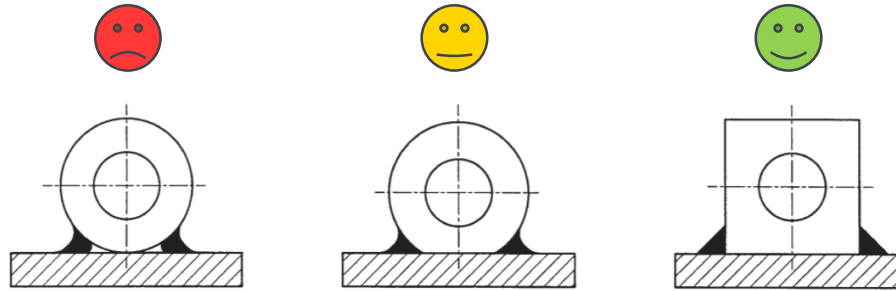


## 21.2 Gestaltung

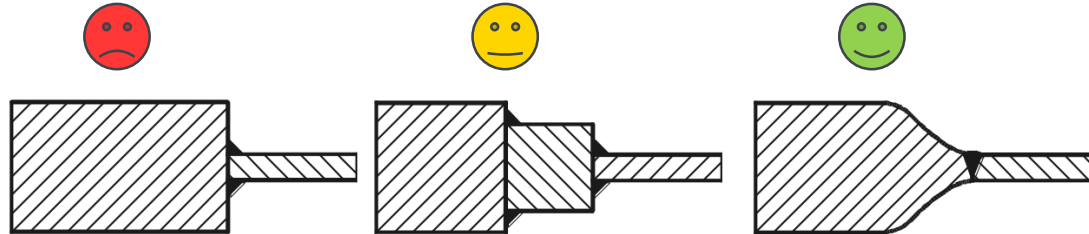
### 21.2.4 Schweißgerechte Gestaltung

#### 1) Allgemeine technologische Regeln

- Nahtzugänglichkeit



- Verschweißung stark unterschiedlicher Querschnitte vermeiden



Quelle:  
Haberhauer, H.

## 21.2 Gestaltung

### 21.2.4 Schweißgerechte Gestaltung

#### 1) Allgemeine technologische Regeln

- Nahtquerschnitte begrenzen (evtl. Übergang von Platten- zu Zellbauweise)
- Nahtbearbeitung
  - 1) Vorbereitung möglichst vermeiden (Kehlnähte benötigen keine Vorbereitung)
  - 2) Schweißnähte nur nachbearbeiten, wenn dadurch Festigkeit gesteigert werden soll



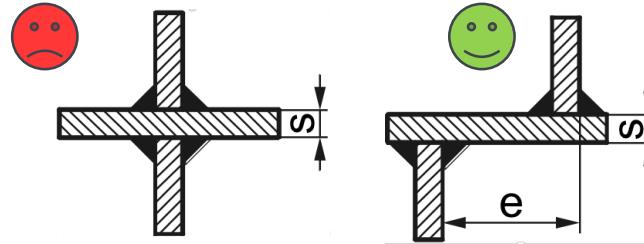
#### 3) Schweißnähte nicht in Passfläche legen

## 21.2 Gestaltung

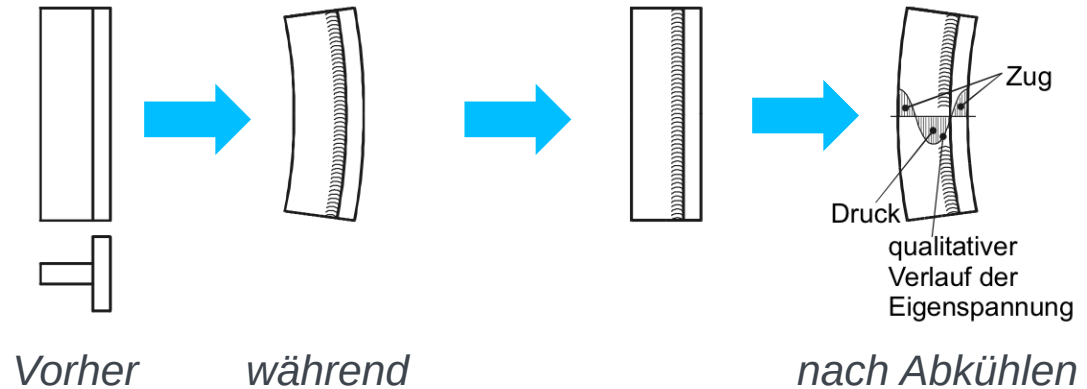
### 21.2.4 Schweißgerechte Gestaltung

#### 2) Beanspruchungsgerechte Gestaltung

- Nahtanhäufungen vermeiden:



- Schweißverzug beachten:

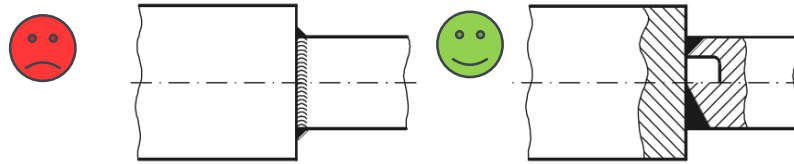


## 21.2 Gestaltung

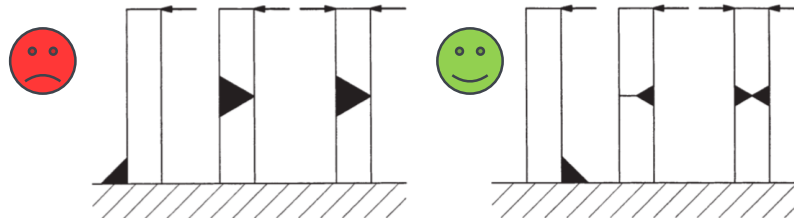
### 21.2.4 Schweißgerechte Gestaltung

#### 2) Beanspruchungsgerechte Gestaltung

- Stumpfstöße bevorzugen (vor allem bei hoher und dynamischer Beanspruchung)



- Nahtwurzel nicht in die Zugzone legen



- Nähte möglichst nicht in Zonen erhöhter Beanspruchung legen

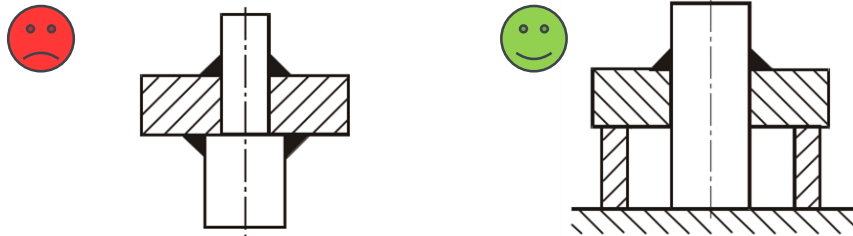
Quelle:  
Haberhauer, H.

## 21.2 Gestaltung

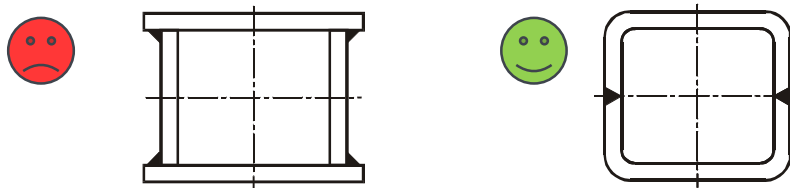
### 21.2.4 Schweißgerechte Gestaltung

#### 3) Wirtschaftlichkeit

- Schweißnähte besser lang und dünn als kurz und dick
- Spanende Vorbearbeitung vermeiden



- Einfache, kostengünstige Vormaterialien verwenden (Halbzeuge)
- Nahtmenge sparen



## 21.3 Berechnung

### 21.3.1 Schweißnahtabmessungen

- **Stumpfnah am Flachstab:**

- Nahtdicke:  $a = t$
- Nahtlänge:  $l = L - 2a$

- **HV-Naht/Stumpfnah bei unterschiedlich dicken Blechen:**

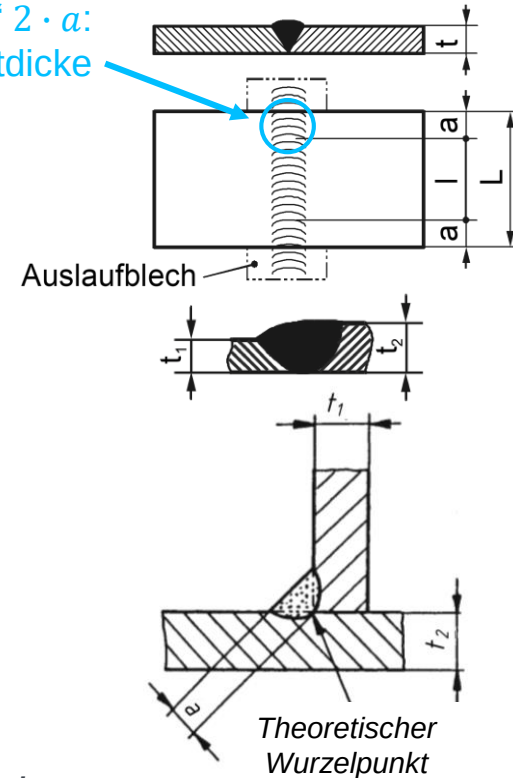
- Nahtdicke = kleiner Blechdicke  $t_1$

- **Kehlnah:**

- Nahtdicke:  $a_{\min} \geq (\sqrt{t_{\max}} - 0,5) \geq 3\text{mm}$   
 $a_{\max} \leq 0,7 \cdot t_{\min}$
- Nahtlänge:  $l = L - 2a$  ,  $l_{\min} \geq 6a \geq 30\text{mm}$

- *Endkraterabzug entfällt bei geschlossenen Nähten und Auslaufblechen*

Abzug des  
„Endkraters“  $2 \cdot a$ :  
doppelte Nahtdicke



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:**

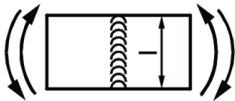
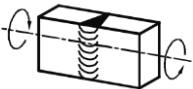
- |                              |                             |
|------------------------------|-----------------------------|
| 1. Stumpfnah am Flachstab    | 5. Kehlnah am Kreisrohr     |
| 2. Stumpfnah am Rechteckrohr | 6. Vollprofile              |
| 3. Stumpfnah am Kreisrohr    | 7. Zusammengesetzte Profile |
| 4. Kehlnah am Rechteckrohr   |                             |

## 21.3 Berechnung

### 21.3.2 Kenngrößen

#### 1. Stumpfnah am Flachstab

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

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

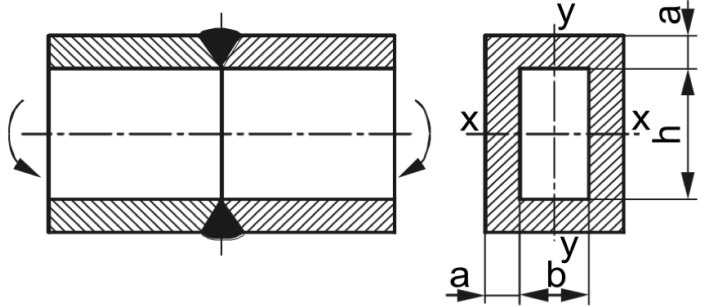
→ Kein Endkraterabzug bei Flächenträgheits- und Widerstandsmoment



## 21.3 Berechnung

### 21.3.2 Kenngrößen

#### 2. Stumpfnah am Rechteckrohr

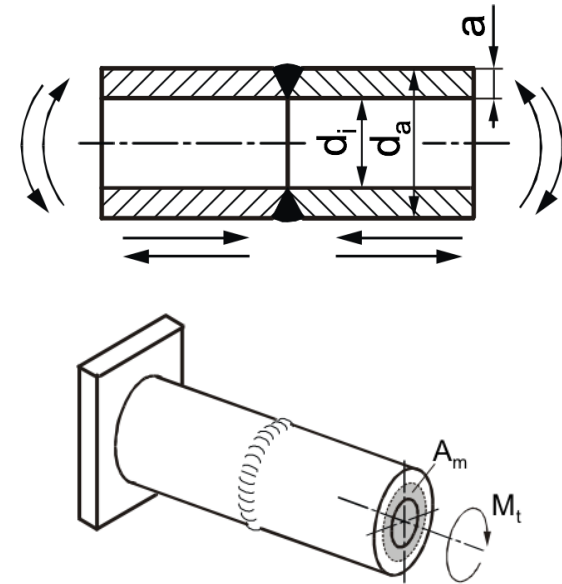
|                                    |                                                               |                                                                                     |
|------------------------------------|---------------------------------------------------------------|-------------------------------------------------------------------------------------|
| <b>Zug und Druck</b>               | $A_w = 2a \cdot (2a + h + b)$                                 |  |
| <b>Schub</b><br>In x-x-Richtung    | $A_{wS} = 2a \cdot (2a + b)$                                  |                                                                                     |
| <b>Schub</b><br>In y-y-Richtung    | $A_{wS} = 2a \cdot (2a + h)$                                  |                                                                                     |
| <b>Biegung</b><br>um x-x-Achse     | $I_{bx} = \frac{(b + 2a) \cdot (h + 2a)^3 - b \cdot h^3}{12}$ | $W_{bx} = \frac{2 \cdot I_{wx}}{h + 2a}$                                            |
| <b>Biegung</b><br>Um y-y-Achse     | $I_{by} = \frac{(h + 2a) \cdot (b + 2a)^3 - h \cdot b^3}{12}$ | $W_{by} = \frac{2 \cdot I_{wy}}{b + 2a}$                                            |
| <b>Torsion</b><br>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. Stumpfnabt am Kreisrohr

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



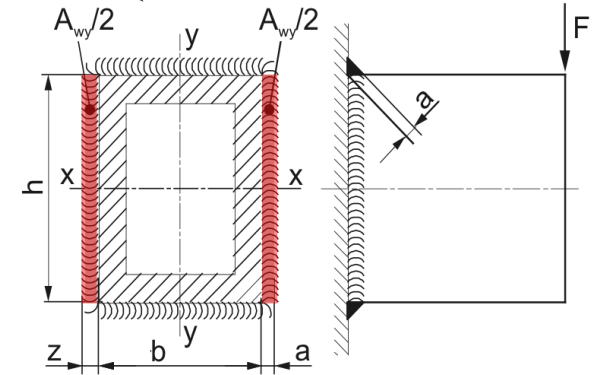
## 21.3 Berechnung

### 21.3.2 Kenngrößen

#### 4. Kehlnaht am Rechteckrohr

Die zur Biegeachse senkrechten Flächen werden nicht berücksichtigt!

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



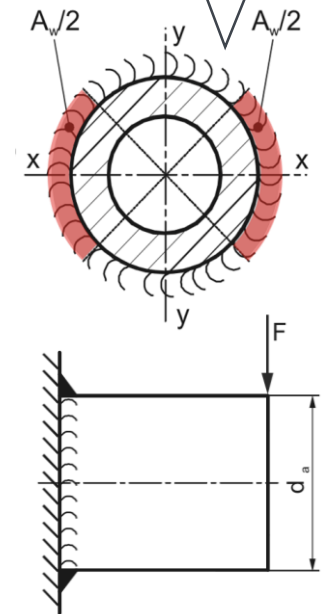
## 21.3 Berechnung

### 21.3.2 Kenngrößen

#### 5. Kehlnaht am Kreisrohr

Die zur Biegeachse senkrechten Flächen werden nicht berücksichtigt!

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

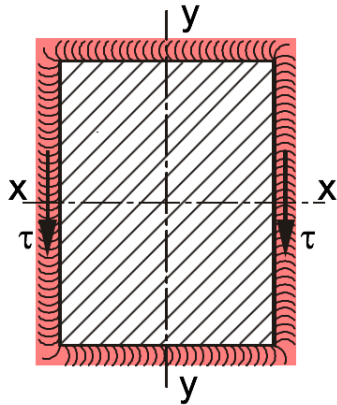


## 21.3 Berechnung

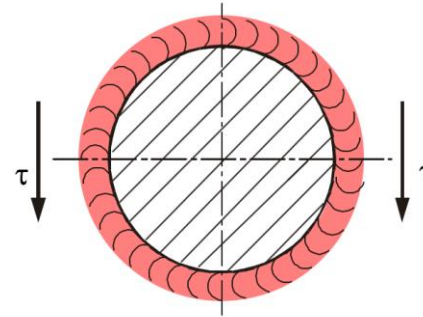
### 21.3.2 Kenngrößen

#### 6. Vollprofile

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



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



$$A_{wS} = A_w = \pi \cdot a \cdot (d_a + a)$$

## 21.3 Berechnung

### 21.3.2 Kenngrößen

#### 7. Zusammengesetzte Profile

- Gesamtquerschnittsfläche:

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

Schweißnahtlänge  
„l“ ist „b“ oder „h“

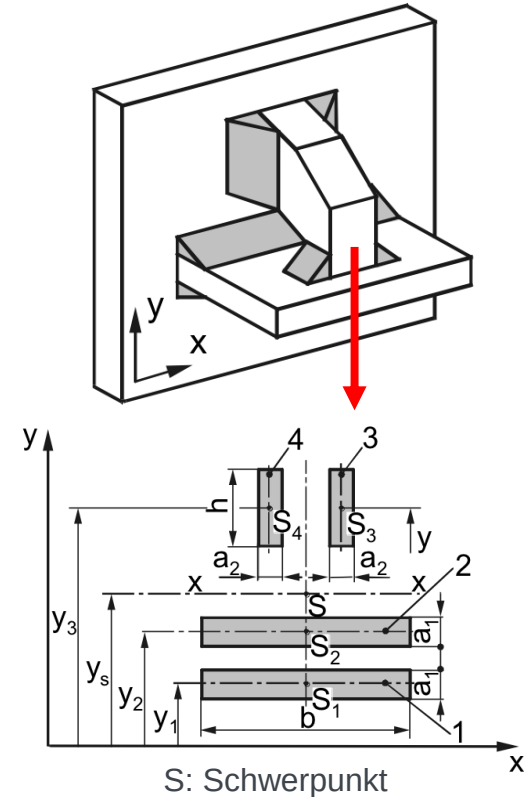
- Lage des Nahtbild Schwerpunktes

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

- Hauptflächenmomente (Satz von Steiner):

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

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



## 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 $v_1$  |
|-----------|-----------|----------------|
| Stumpfnah | Zug/Druck | $v_{z1} = 1$   |
|           | Biegung   | $v_{b1} = 1$   |
|           | Schub     | $v_{s1} = 0,8$ |
| Kehlnah   | 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:

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

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

$R_e$ : Streckgrenze  
 $S$ : Sicherheitsbeiwert

- Für die Vergleichspannung gilt:

$$\sigma_{vw} \leq \sigma_{vw \text{ zul}} = v_{x1} \cdot v_2 \cdot \frac{R_e}{S}$$

- $v_2$ : 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 werden

- 3) Festigkeitsnachweis

$$\sigma_{va} \leq \sigma_{va \text{ zul}} = v_{x1} \cdot v_2 \cdot \frac{\sigma_A}{S}$$

$\sigma_A$ : Ertragbare  
Spannungsamplitude  
 $S$ : Sicherheitsbeiwert

## 21.3 Berechnung

### 21.3.5 Dynamische Belastung

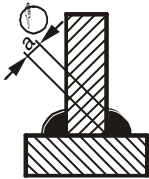
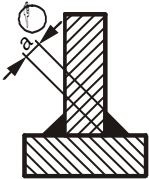
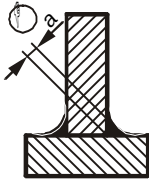
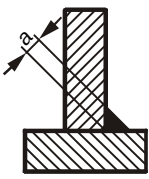
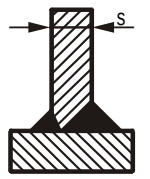
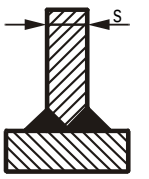
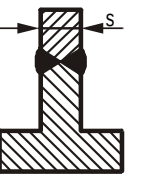
- Beiwerte:

| Stumpfstoß     | Bezeichnung | Volles Blech                                                                      | V-Naht                                                                            | V-Naht<br>(wurzelverschweißt)                                                      | V-Naht<br>(bearbeitet)                                                              | X-Naht                                                                              | V-Schräгнаht                                                                                                                                                               |
|----------------|-------------|-----------------------------------------------------------------------------------|-----------------------------------------------------------------------------------|------------------------------------------------------------------------------------|-------------------------------------------------------------------------------------|-------------------------------------------------------------------------------------|----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| v <sub>1</sub> | Nahtdicke   | a = s                                                                             | a = s                                                                             | a = s                                                                              | a = s                                                                               | a = s                                                                               | a = s                                                                                                                                                                      |
|                | Nahtbild    |  |  |  |  |  | <br> |
|                | 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

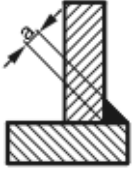
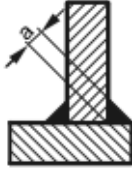
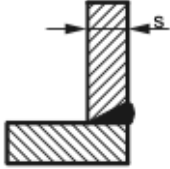
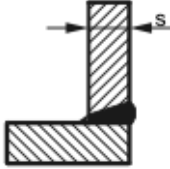
- Beiwerte:

| T-Stoß         | Bezeichnung | Doppel-                                                                           |                                                                                   |                                                                                    |                                                                                     | HV-Naht<br>(wurzelverschweißt<br>mit Kehlnaht)                                      | K-Naht<br>(mit Doppelkehlnaht)                                                      | X-Naht                                                                              |
|----------------|-------------|-----------------------------------------------------------------------------------|-----------------------------------------------------------------------------------|------------------------------------------------------------------------------------|-------------------------------------------------------------------------------------|-------------------------------------------------------------------------------------|-------------------------------------------------------------------------------------|-------------------------------------------------------------------------------------|
|                |             | Wölbnah                                                                           | Flachnaht                                                                         | Hohlnaht                                                                           | Flachnaht                                                                           |                                                                                     |                                                                                     |                                                                                     |
| v <sub>1</sub> | Nahtdicke   | 2a                                                                                | 2a                                                                                | 2a                                                                                 | a                                                                                   | s                                                                                   | s                                                                                   | s                                                                                   |
|                | Nahtbild    |  |  |  |  |  |  |  |
|                | 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

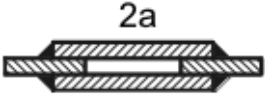
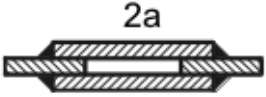
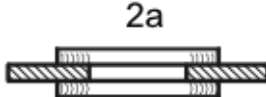
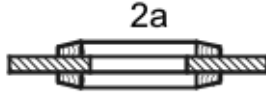
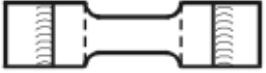
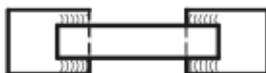
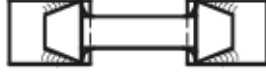
- Beiwerte:

| Eckstoß        | Bezeichnung | Flachnaht                                                                         | Doppel-Flachnaht                                                                  | Eck-Stumpfnah                                                                       | Eck-X-Naht                                                                          |
|----------------|-------------|-----------------------------------------------------------------------------------|-----------------------------------------------------------------------------------|-------------------------------------------------------------------------------------|-------------------------------------------------------------------------------------|
|                | Nahtdicke   | a                                                                                 | 2a                                                                                | s                                                                                   | s                                                                                   |
|                | Nahtbild    |  |  |  |  |
| v <sub>1</sub> | Zug-Druck   | 0,22                                                                              | 0,3                                                                               | 0,45                                                                                | 0,6                                                                                 |
|                | Biegung     | 0,11                                                                              | 0,6                                                                               | 0,55                                                                                | 0,75                                                                                |
|                | Schub       | 0,22                                                                              | 0,3                                                                               | 0,37                                                                                | 0,5                                                                                 |
|                |             |                                                                                   |                                                                                   |                                                                                     |                                                                                     |

## 21.3 Berechnung

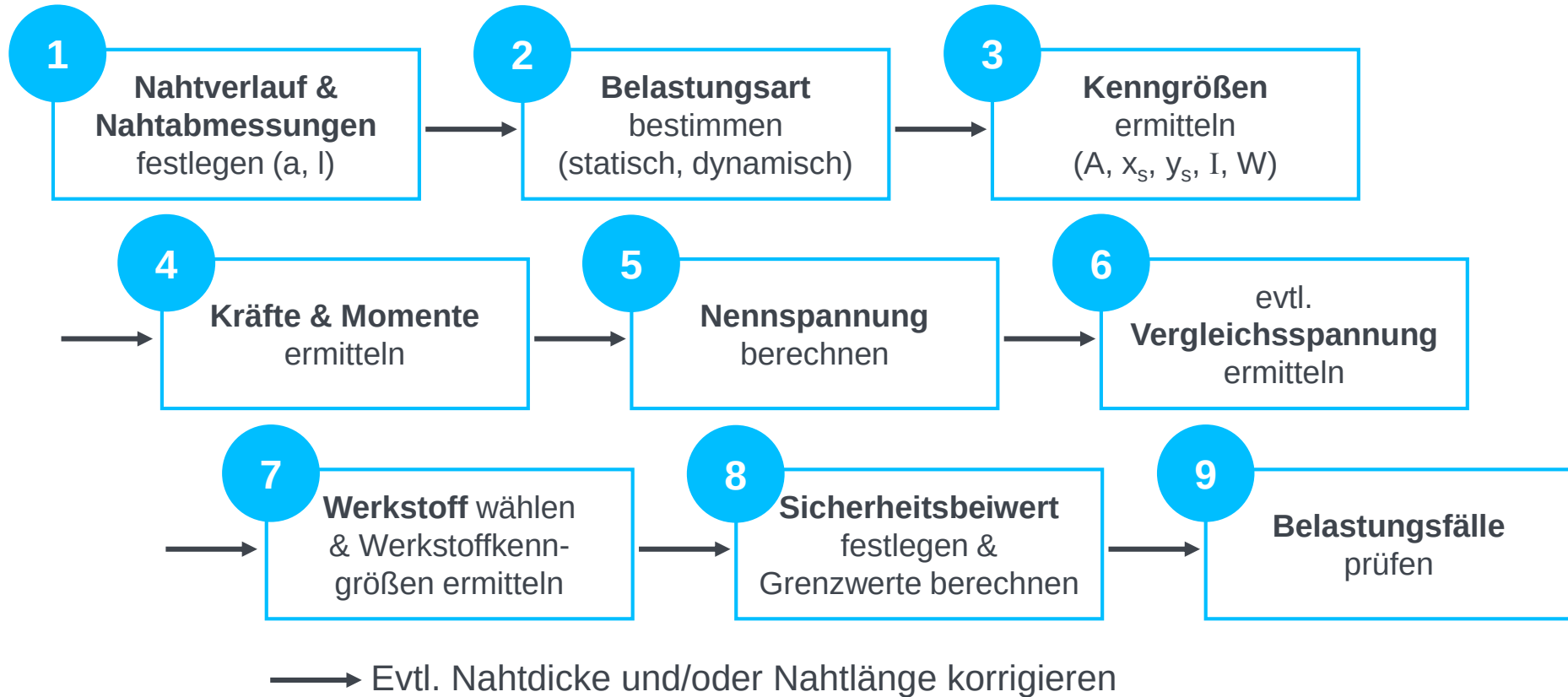
### 21.3.5 Dynamische Belastung

- Beiwerte:

| Laschen-<br>stoß | Laschen-<br>stoß mit: | Stirnkehlnaht                                                                     |                                                                                    | Flankenkehlnaht                                                                     |                                                                                     |
|------------------|-----------------------|-----------------------------------------------------------------------------------|------------------------------------------------------------------------------------|-------------------------------------------------------------------------------------|-------------------------------------------------------------------------------------|
|                  |                       | Nahtdicke                                                                         |                                                                                    | Nahtbild                                                                            |                                                                                     |
| v <sub>1</sub>   | Zug                   |  |  |  |  |
|                  |                       |  |  |  |  |

## 21.3 Berechnung

### 21.3.6 Systematisches Vorgehen



## 21.4 Vor- und Nachteile



### Vorteile

- Werkstoffsparende, wirtschaftliche Leichtbauweisen
- Keine Schwächung durch Niet- oder Schraubenlöcher
- Geringe Wanddicken und kleine Bauteilquerschnitte möglich
- Hohe Flexibilität in der Gestaltung
- Zum Abdichten geeignet
- Vor-Ort-Fertigung möglich
- Elektrisch leitfähig

### Nachteile

- Gefahr des Sprödbruches und der Rissbildung
- Gefahr von Verunreinigungen oder Einschlüssen im Schweißgut
- Hohe Anforderungen an Qualifikation des Schweißpersonals
- Teurer als Nieten oder Schrauben auf Baustellen
- Problematik der optimalen Struktur- und Schweißnahtgestaltung
- Schweißbeigenspannungen



## 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
- Schweißbeigenspannungen

#### Einsatz

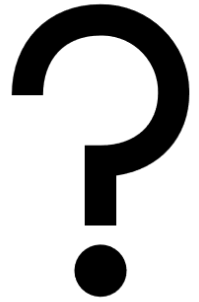
- Nicht metallische Werkstoffe
- Großflächige Verbindung
- Keine Hitzebelastung

- Elektronik
- Installation (Labortechnik)
- Dünne Rohre (Leichtbau)
- Selbstst. Lösen möglich

- Große Kräfteübertragung
- Hohe Betriebstemperatur



# Kontrollfragen



1. Was unterscheidet Lötten vom Heißkleben?
2. Was unterscheidet Lötten vom Schweißen?
3. In welche zwei Gruppen können die Schweißverfahren nach den verwendeten Werkstoffen eingeteilt werden?
4. Zu welcher Verbindungsart gehört das Schweißen?
5. Nennen Sie zwei Vorteile des Schweißens.
6. Zählen Sie drei Nahtformen auf.

# Danke für's Zuhören !

## Weitere Veranstaltungen des IMT

- Praktische Entwicklung von Medizinprodukten (PEMP) **Bachelor!** 6 LP
  - Fortführung der KMT
  - Entwicklungsprojekt in Gruppenarbeit
  - Kompetenzfeld zusammen mit Technischem Design
- Medical Measurement Methods (MMM), Master, 6 LP
  - Messtechnik (physikalische Größen)
  - Messelektronik
  - Im Spezialisierungsfach *Medizingerätekonstruktion* (Master Stuttgart)
- Medizingerätetechnik (MGT), Master, 2 Semester, 6 LP
  - MGT1: Funktion und Einsatz von Medizingeräten allgemein
  - MGT2: Regularien der Medizintechnik (In Europa und dem Rest der Welt)
  - Im Spezialisierungsfach *Medizingerätekonstruktion* (Master Stuttgart)
- Medizintechnik-Regularien (MTR), Master, 1 Semester, 3 LP
  - = MGT2 für Menschen, die das SF *Medizingerätekonstruktion* nicht belegen wollen

## 21.6 Literaturverzeichnis

- Albers, A., Deters, L., Feldhusen, J., Leidich, E., & Linke, H.: Konstruktionselemente des Maschinenbaus 1: Grundlagen der Berechnung und Gestaltung von Maschinenelementen, 9. Auflage, Springer Vieweg Verlag, 2016
- Fahrenwaldt, H.J., & Schuler, V.: Praxiswissen Schweißtechnik: Werkstoffe, Prozesse, Fertigung, 4. Auflage, Springer Vieweg Verlag, 2011
- Haberhauer, H. & Bodenstein, F.: Maschinenelemente: Gestaltung, Berechnung, Anwendung, 17. Auflage, Springer Vieweg Verlag, 2014
- Wittel, H., Jannasch, D., Voßiek, J. & Spura, C.: Roloff/Matek Maschinenelemente Formelsammlung, 14. Auflage, Springer Vieweg Verlag, 2018
- Wittel, H., Muhs D. et al.: Roloff/Matek Maschinenelemente, 23. Auflage, Springer Vieweg Verlag, 2017