



Gizella MEZEI GÁBORNÉ KOVÁCS, Péter RÁCZ,  
Péter SZALAI, Dávid TÖRŐCSIK  
Széchenyi István University, Faculty of Engineering

# Maschinenelemente

2013

Műszaki és természettudományos alapismeretek  
tananyagainak fejlesztése a mérnökképzésben  
Pályázati azonosító: TÁMOP-4.1.2.A/1-11/1-2011-0054

## IMPRESSZUM

©COPYRIGHT: Gizella MEZEI GÁBORNÉ KOVÁCS, Péter RÁCZ, Péter SZALAI, Dávid TÖRŐCSIK  
Széchenyi István Universitát, Fakultät für Technische Wissenschaften

©Creative Commons NonCommercial-NoDerivs 3.0 (CC BY-NC-ND 3.0)

A szerző nevének feltüntetése mellett nem kereskedelmi céllal szabadon másolható, terjeszthető, megjelentethető és előadható, de nem módosítható.

ISBN 978-615-5391-05-7

**Kiadó:** Széchenyi István Egyetem, Műszaki Tudományi Kar

### Támogatás:

Készült a TÁMOP-4.1.2.A/1-11/1-2011-0054 számú, “Műszaki és természettudományos alapismeretek tananyagainak fejlesztése a mérnökképzésben” című projekt keretében.

**Schlüsselwörter:** *Grundlagen der Festigkeitskunde; statische, dynamische und ändernde Beanspruchungen; Verbindungselemente; Verbindungen; Wellen; Wellenverbindungen; Kupplungen; Lager; Lagerungen; Dichtungen; Antriebe; Feder.*

**Inhaltliche Zusammenfassung:** Inhaltlich bietet die Aufzeichnung ein bedeutendes Wissen in breitem Kenntniskreis für die Ingenieurkandidaten an, die sich nach dem Erwerb des Diplomes als Konstrukteur, Produktionsfachmann oder sogar als Verkaufsmitarbeiter einsetzen möchten. Es werden die verschiedenen Beanspruchungen der Bauteile beschrieben. Die unterschiedlichen Verbindungen und Normverbindungselemente werden vorgeführt. Es werden die Auslegungsmerkmale von Wellen und die verschiedenen Kupplungen bekanntgegeben. Des Weiteren werden die Fälle des Einbaus von Wellen und die dazu notwendigen Bauteile, wie Lager, Feder und Dichtungen. beschrieben. Die Aufzeichnung beschäftigt sich mit den diversen Antrieben und Antriebselementen und umfasst auch deren Dimensionierung. Durch die aufgabenorientierte Planung von Maschinenbauteilen und einfacher Maschinenkonstruktionen macht sie den Studenten dazu fähig, auch reale Industriaufgaben zu lösen.

# Inhaltsverzeichnis

## Einleitung

## MODUL II Grundlagen der Festigkeitsberechnung von Maschinenelementen

### 1. Grundlagen der Festigkeitsberechnung von Maschinenelementen

Lektion 1

- 1.1. Beanspruchungen und Verformungen
- 1.2. Auswahl der zulässigen Spannung, der Sicherheitsfaktor
- 1.3. Übungsaufgaben
- 1.4. Kontrollfragen

---

#### 1.5. Die Ermüdungsgrenzspannung

Lektion 2

- 1.6. Die Ermüdungsgrenze beeinflussende Faktoren
- 1.7. Der Ermüdungs-Sicherheitsbereich
- 1.8. Bemaßung für einfache Beanspruchung
- 1.9. Übungsaufgaben
- 1.10. Kontrollfragen

---

#### 1.11. Modulabschluss

Lektion 3

# MODUL II| Maschinenelemente zur Verbindung von Maschinenteilen, Verbindungsarten

## 2. Maschinenelemente zur Verbindung von Maschinenteilen, Verbindungsarten

Lektion 4

- 2.1. Einteilung von Verbindungselementen und Verbindungsarten
- 2.2. Grundbegriffe im Zusammenhang mit Schraubengewinden
- 2.3. Gewindep Profile, charakteristische Abmessungen
- 2.4. Kraftverhältnisse in den Schraubengewinden
- 2.5. Übungsaufgaben
- 2.6. Kontrollfragen und Aufgaben

## 2.7. Festigkeitsberechnung von Schraubenverbindungen bei statischen Belastungen

Lektion 5

- 2.8. Übungsaufgaben
- 2.9. Kontrollfragen und Aufgaben

## 2.10. Werkstoffe von Schrauben und Muttern

Lektion 6

2.11. Spannungsverteilungen in den Elementen einer Schraubenverbindung und die strukturelle Gestaltung von Elementen

## 2.12. Kontrollfragen und Übungen

## 2.13. Bolzen, Stifte und Befestigungselemente

Lektion 7

- 2.14. Übungsaufgaben
- 2.15. Kontrollfragen und Aufgaben

---

2.16. Keil- und Passfederverbindungen

Lektion 8

2.17. Übungsaufgabe

2.18. Kontrollfragen und Übungen

---

2.19. Profil- und Formwellenverbindungen

Lektion 9

2.20. Übungsaufgabe

2.21. Kontrollfragen und Aufgaben

---

2.22. Modulabschluss

Lektion 10

---

## MODUL III| Nicht lösbare Verbindungen

---

### 3. Nicht lösbare Verbindungen

Lektion 11

3.1. Nietverbindungen

3.1.1. Die Herstellung von Nietverbindungen

3.2. Übungsaufgaben

3.3. Kontrollfragen und Übungen

---

3.4. Schweißverfahren, Arten von Schweißnähten, Gestaltung von Schweißkonstruktionen **Lektion 12**

3.4.1. Die Arten von Schweißnähten

3.4.2. Die Aspekte der optimalen Gestaltung von Schweißverbindungen

3.4.3. Festigkeitsberechnung von Schweißverbindungen

3.5. Übungsaufgabe

3.6. Kontrollfragen und Übungen

---

3.7. Pressverbindungen **Lektion 13**

3.7.1. Die Bemäßung von Pressverbindungen

3.8. Übungsaufgabe

3.9. Kontrollfragen und Aufgaben

---

3.10. Löten **Lektion 14**

3.10.1. Festigkeitsberechnung von Lötverbindungen

3.11. Kontrollfragen und Aufgaben

---

3.12. Kleben **Lektion 15**

3.12.1. Die Aspekte der Gestaltung von Klebeverbindungen

3.13. Übungsaufgabe

3.14. Kontrollfragen und Übungen

---

3.15. Modulabschluss **Lektion 16**

## MODUL IV | Achsen und Wellen

### 4. Achsen und Wellen

Lektion 17

- 4.1. Klassifizierung von Achsen und Wellen
- 4.2. Gestaltung von Achsen und Wellen
  - 4.2.1. Charakteristische Details von Achsen und Wellen
- 4.3. Die Werkstoffe von Achsen und Wellen
- 4.4. Kontrollfragen und Übungen

4.5. Bemaßung von Achsen/Wellen

Lektion 18

4.6. Übungsaufgaben

4.7. Kontrollfragen und Aufgaben

4.8. Prüfung auf Verformung

Lektion 19

4.9. Ermüdung von Wellenwerkstoffen

4.10. Kontrollfragen und Übungen

4.11. Modulabschluss

Lektion 20

## MODUL V | Kupplungen

### 5. Aufgabe, Klassifizierung und allgemeiner Bemaßungsgrundsatz von Kupplungen

Lektion 21

#### 5.1. Starre Kupplungen

##### 5.1.1. Hülsenkupplungen

##### 5.1.2. Schalenkupplungen

##### 5.1.3. Scheibenkupplungen

#### 5.2. Übungsaufgaben

#### 5.3. Kontrollfragen und Übungen

#### 5.4. Bewegliche Kupplungen

Lektion 22

#### 5.5. Flexible Kupplungen

#### 5.6. Elastische Kupplungen

#### 5.7. Übungsaufgaben

#### 5.8. Kontrollfragen und Aufgaben

#### 5.9. Lösbare Kupplungen

Lektion 23

##### 5.9.1. Lösbare formschlüssige Kupplungen

##### 5.9.2. Lösbare kraftschlüssige Kupplungen

#### 5.10. Sonderkupplungen

##### 5.10.1. Sicherheitskupplung

##### 5.10.2. Hydrodynamische Kupplung





5.11.Übungsaufgaben

5.12.Kontrollfragen und Aufgaben

5.13.Modulzáró

Lektion 24

## MODUL VI| Lagerung

### 6. Lagerung

Lektion 25

6.1. Aufgaben und Arten von Lagern

6.2. Schmierstoffe

6.3. Kontrollfragen und Übungen

6.4. Gleitlager

Lektion 26

6.4.1. Eigenschaften von Gleitlagern

6.4.2. Reibungs- und Druckverhältnisse

6.4.3. Betriebstemperatur und Ölbedarf von Gleitlagern

6.4.4. Bemaßung von Gleitlagern

6.4.5. Schmiervorrichtungen

6.5. Kontrollfragen und Aufgaben

6.5.1. Werkstoffe von Gleitlagern

6.5.2. Gleitlagerkonstruktionen

6.6. Kontrollfragen

Lektion 27

---

## 6.7. Wälzlager

Lektion 28

6.7.1. Eigenschaften und Klassifizierung von Wälzlagern

6.7.2. Die Typen von Wälzlagern

6.7.3. Die Auswahl von Wälzlagern

6.8. Übungsaufgaben

6.9. Kontrollfragen und Aufgaben

---

6.9.1. Die Schmierung von Wälzlagern

Lektion 29

6.9.2. Dichtungen von Wälzlagern

6.9.3. Einbau von Wälzlagern

6.10. Kontrollfragen

---

6.11. Modulabschluss

Lektion 30

---

# MODUL VII| Reibantriebe und Riemenantriebe

---

## 7. Reibantriebe und Riemenantriebe

Lektion 31

7.1. Reibantriebe

7.2. Kontrollfragen

---

7.3. Anordnung und Grundzusammenhänge von Endlos-Reibantrieben

Lektion 32

7.4. Riemenschlupf, sowie Eigenschaften und Konstruktionselemente von Keilriemenantrieben

7.5. Zahnriemenantriebe

7.6. Kontrollfragen

---

7.7. Modulabschlussstest

Lektion 33

## MODUL VIII | Zahnräder

---

### 8. Zahnräder

Lektion 34

8.1. Klassifizierung von Zahnrädern

8.2. Kontrollfragen

---

8.3. Die Geometrie der Zahnräder

Lektion 35

8.4. Kontrollfragen

---

8.5. Null-Verzahnung

Lektion 36

8.6. Die V-Null-Verzahnung

8.7. Die V-Verzahnung

8.8. Übungsaufgaben

8.9. Kontrollfragen und Aufgaben

---

8.10.Schrägverzahnungen

Lektion 37

8.11.Übungsaufgaben

8.12.Kontrollfragen

---

8.13.Kegelzahnräder

Lektion 38

8.14.Übungsaufgaben

8.15.Kontrollfragen

---

8.16.Die Festigkeitsberechnung von Zahnradern

Lektion 39

8.17.Übungsaufgaben

8.18.Kontrollfragen

---

8.19.Schneckengetriebe

Lektion 40

8.20.Übungsaufgaben

8.21.Kontrollfragen

---

8.22.Getriebe

Lektion 41

8.23.Spezialgetriebe

8.24.Kontrollfragen und Übungen

---

8.25.Modulabschlussstest

Lektion 42

## MODUL IX| Federn

### 9. Federn

Lektion 43

- 9.1. Verwendung und Werkstoffe von Federn
- 9.2. Beanspruchte Metallfedern
- 9.3. Durch Torsionsbeanspruchung belastete Metallfedern
- 9.4. Federn aus nichtmetallischen Werkstoffen
- 9.5. Kontrollfragen und Übungen
- 9.6. Übungsaufgaben

9.7. Modulabschlussstest

Lektion 44

**Lösung**



## Einleitung

Der Lehrstoff des Faches Maschinenelemente baut sich auf den im Fach Maschinenbaukunde I vermittelten Kenntnissen auf.

Die Bearbeitung des Stoffes wird Ihnen durch folgende Hilfsmittel erleichtert:

- 1 elektronisches Skript,
- 2 Anleitung zum E-Learning,
- 3 Übungsaufgaben und Kontrollfragen,
- 4 Tests zu den einzelnen Lektionen und Modultests.

Vorschläge für die Bearbeitung des Lehrstoffes:

- wenn auf Ihrem PC kein SWF-Player installiert ist, mit einem Web-Browser verknüpfen;
- die optimalen Liniendicken der Abbildungen können Sie durch Vergrößerung einstellen;
- bearbeiten Sie die Lektionen in der Reihenfolge gemäß Anleitung zum E-Learning;
- befolgen Sie die vorgeschlagenen Tätigkeiten und machen Sie sich mit den Anforderungen vertraut;
- lesen Sie den vorgesehenen Teil des Skriptes;
- beantworten Sie die Kontrollfragen und lösen Sie die Übungsaufgaben;
- lösen Sie die vorgeschlagenen Aufgaben (stellen Sie die Ergebnisse mit zwei Dezimalstellen dar)!

Die Übungsaufgaben können auch selbstständige zeichnerische Arbeit verlangen, ähnlich wie in der Prüfung. Um diese Aufgaben erfolgreich lösen zu können, müssen Sie die Zeichnungen auch tatsächlich erstellen. Es genügt nicht, die Zeichnungsaufgaben nur theoretisch zu lösen, weil zur Prüfung des Produktes auch dessen



tatsächliche Darstellung benötigt wird. Konstruierte Zeichnungen werden von ihnen nur als Hausaufgabe erwartet. Die entsprechenden Beschreibungen werden Sie gemäß dem Kursprogramm von Ihrem Praxisleiter erhalten.

Sollten Sie Probleme bei der Verarbeitung haben oder etwas nicht verstehen, zögern Sie sich nicht Ihren Dozenten zu fragen. **Wir wünschen Ihnen viel Erfolg bei Ihrer Arbeit!**



# MODUL I

## Grundlagen der Festigkeitsberechnung von Maschinenelementen



# LEKTION 1

## 1. Grundlagen der Festigkeitsberechnung von Maschinenelementen

### Tätigkeit:

Lesen Sie das Skript bis zum Unterkapitel 1.4. Achten Sie bei der Verarbeitung auf die Folgenden:

- Welche Anforderungen hat eine Maschine oder eine Konstruktionseinheit zu erfüllen?
- Wie kann die Bemaßung von Maschinenteilen erfolgen?
- Wie wird die bei verschiedenen einfachen Beanspruchungen auftretende Spannung bestimmt?
- Was versteht man unter zusammengesetzte Beanspruchung?
- Wie kann die reduzierte Spannung bei multidirektionalen zusammengesetzten Beanspruchungen berechnet werden?
- Was versteht man unter zulässige Spannung, wie lautet die Definition dieses Begriffs?
- Welche Werkstoffeigenschaften können als Grenzspannung gewählt werden?
- Wie können die Werte der zulässigen Normalspannung und Schubspannung bei unterschiedlichen Werkstoffen bestimmt werden?

### Anforderung:

Sie haben den Lehrstoff erfolgreich erlernt, wenn Sie:

- die wichtigsten Anforderungen an Maschinenkonstruktionen darlegen können,
- die beiden Grundsätze der Bemaßung von Maschinenelementen detailliert erläutern können,
- die Grundgleichungen für einfache Beanspruchungen aufschreiben können,
- die bei einer multidirektionalen zusammengesetzten Beanspruchung auftretende Spannung bestimmen können,

- die Zusammenhänge der zulässigen Spannung selbständig aufschreiben können,
- die Werkstoffeigenschaften aufzählen können, die im Allgemeinen als Grenzspannung gewählt werden,

Schlüsselwörter: Beanspruchung, Zug, Druck, Scherung, Biegung, Torsion, einfache Beanspruchung, zusammengesetzte Beanspruchung, zulässige Spannung, Grenzspannung, Sicherheitsfaktor.

Das Entwerfen eines bestimmten Maschinenelementes für eine konkrete Aufgabe oder die Prüfung eines bereits vorhandenen Bauteils im Hinblick auf eine konkrete Aufgabe können aus Sicht des Endergebnisses als zwei verschiedene Aspekte derselben Aufgabe aufgefasst werden. In beiden Fällen ist es erforderlich, die Beanspruchungen des Bauteils so genau wie möglich zu bestimmen und die Festigkeitseigenschaften der verwendeten Werkstoffe zu kennen.

Zur Bestimmung der in der Wirklichkeit auftretenden Spannungen sind die Betriebsbedingungen des Bauteils, bzw. die während des Betriebes auftretenden Betriebsbelastungen zu berücksichtigen. Die Betriebsbedingungen und die Gestaltung des Bauteils bestimmen die auftretenden Beanspruchungen, und dann können die auftretenden Spannungen unter Verwendung eines geeigneten Festigkeitsmodells - zwar mit begrenzter Genauigkeit - berechnet werden. Da der zeitliche Verlauf und die Gesamtwirkung der auf das zu bemaßende Bauteil wirkenden Beanspruchungen in der Regel nicht gleich mit der Beanspruchung des bei der Werkstoffprüfung verwendeten Prüfstabes sind, kennen wir auch die Festigkeitseigenschaften des Bauteilwerkstoffs nicht immer der konkreten Aufgabe entsprechend. Diese Unsicherheiten können bei der Bemaßung nicht außer Acht gelassen werden.

Die Konstruktion oder die Prüfung einer Maschine, bzw. eines Maschinenelementes ist erfolgreich, wenn die Maschine oder das Element für die gegebene Betriebsaufgabe geeignet ist, ihre Funktion während ihrer Lebensdauer restlos erfüllt und diese Ziele so wirtschaftlich wie möglich erreicht worden sind.

## 1.1. Beanspruchungen und Verformungen

Maschinenbauteile werden am häufigsten auf Grund der Festigkeit, der zulässigen Spannung oder der zulässigen Verformung bemaßt.

Zur Festigkeitsbemessung wird als erster Schritt immer ein mechanisches Modell erstellt. Das bedeutet, dass das Maschinenbauteil durch ein geometrisches Modell (Einfeldträger, Rahmenkonstruktion, ...) und die tatsächlichen Belastungen durch Belastungsmodelle (konzentrierte Kraft, verteilte Belastung, ...) ersetzt werden.

Der erste Schritt bei der Festlegung der auftretenden Spannungen, bzw. Verformungen ist die Bestimmung der Art der Beanspruchungen, die den geprüften Querschnitt des Bauteiles belasten. Einem Gedankengang folgend, der hier nicht näher erläutert wird, entsprechen die auf einen bestimmten Querschnitt wirkenden Kräfte und Momente den vier Grundbeanspruchungen, von denen in der Regel gleichzeitig mehrere zusammen auftreten. Diese Beanspruchungen, bzw. die Zusammenhänge, mit denen sie bei geraden Stäben berechnet werden können, sind die Folgenden:

**Zug:** Zu einer Oberfläche eines Maschinenbauteils senkrecht wirkende Kraft, durch die das Bauteil zu einer Vergrößerung in Richtung der Kraft gezwungen wird. Bei Zug entsteht im Bauteil die Spannung  $\sigma$ .

*Die Grundgleichung für den Zug:*

$$\sigma_{\text{Zug}} = \frac{F}{A} = \frac{\text{Zugkraft}}{\text{gezogene Fläche}} \left[ \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \right] \quad (1.1)$$

**Druck:** Kraft, die senkrecht zu einer Oberfläche des Bauteiles wirkt und hinsichtlich der Verformung zu einer Verkürzung führt. Im Stab entsteht die Spannung  $\sigma$ .

*Die Grundgleichung für den Druck:*

$$\sigma_{\text{Druck}} = \frac{F}{A} = \frac{\text{Druckkraft}}{\text{Druckfläche}} \left[ \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \right] \quad (1.2)$$

**Bei Scherung** entsteht  $\tau$ , d. h. eine Schubspannung.

Die Grundgleichung für die Scherung:

$$\tau_{\text{Scher}} = \frac{F}{A} = \frac{\text{Scherkraft}}{\text{Scherquerschnitt}} \left[ \frac{N}{\text{mm}^2} \right] \quad (1.3)$$

**Bei Biegung** entsteht die Spannung  $\sigma$ .

Die Grundgleichung für die Biegung:

$$\sigma_{\text{Bieg}} = \frac{M}{K} = \frac{\text{Biegemoment}}{\text{Querschnittsfaktor}} \left[ \frac{N}{\text{mm}^2} \right] \quad (1.4)$$

Das Biegemoment kann immer mit Hilfe der Belastung (Kraft) und deren Hebelarmlänge berechnet werden:

$$M = F \cdot k \text{ [Nm]} \quad (1.5)$$

Bei einer Biegeanspruchung spielt die Form des Querschnitts eine wichtige Rolle, denn die entstehende Spannung ist nicht nur von der Größe sondern auch von der Form des Querschnitts abhängig. Diese wird mit dem Sekundärmoment oder Trägheitsmoment, bzw. mit dem Querschnittsfaktor K berücksichtigt. Der Querschnittsfaktor lässt sich als Quotient aus dem Trägheitsmoment (I) und dem Abstand der Randfaser (Trägheitsradius = e) berechnen,  $K = I/e$  bei allen Querschnitten. (Die Randfaser ist der größte Abstand von der neutralen Linie, von der Achse.)

**Bei Torsion** entsteht eine Spannung  $\tau$  in der Ebene des Querschnitts, die sog. **Schubspannung**.

Die Grundgleichung für die Torsion:

$$\tau_T = \frac{T}{K_p} = \frac{\text{Torsionsmoment}}{\text{polarer Querschnittsfaktor}} \left[ \frac{N}{\text{mm}^2} \right] \quad (1.6)$$

wobei:  $T = P/\omega$  [Nm]

- P: die zu übertragende Leistung [W]
- $\omega$ : die Winkelgeschwindigkeit des rotierenden Systems [1/s] ist.

$K_p$ : Der polare Querschnittsfaktor, der aus dem polaren oder auf einen Punkt bestimmten Sekundärmoment berechnet werden kann, seine Einheit:  $mm^3$ .

Treten von den oben genannten einfachen Beanspruchungen gleichzeitig mehrere auf, liegt eine zusammengesetzte Beanspruchung vor. Wenn die entstehende Spannung gleichartig ist, d. h. nur  $\sigma$  oder  $\tau$  auftritt, handelt es sich um eine gleichgerichtete zusammengesetzte Beanspruchung; wenn gleichzeitig beide, d. h. sowohl  $\sigma$  als auch  $\tau$  auftreten, dann wirkt eine multidirektionale zusammengesetzte Beanspruchung im gegebenen Querschnitt. Bei multidirektionalen zusammengesetzten Beanspruchungen wird auf Grund einer der Spannungshypothesen eine äquivalente Spannung  $\sigma_r$  festgelegt:

$$\sigma_r = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} = \text{nach der Hypothese von Mohr,} \quad (1.7)$$

$$\sigma_r = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} = \text{nach der Hypothese von Huber-Mises-Hencky (HMH).} \quad (1.8)$$

## 1.2. Auswahl der zulässigen Spannung, der Sicherheitsfaktor

Die richtige Auswahl der zulässigen Spannung ist eine der schwierigsten Aufgaben der Festigkeitsberechnungen. Da in Wirklichkeit weder die tatsächlich auftretende Spannung, noch der für die gegebene Beanspruchung gültige Festigkeitsgrenzwert genau bekannt ist, wird die zulässige Spannung durch Teilung der zum Versagen des Bauteils führenden Grenzspannung durch einen Sicherheitsfaktor ( $n$ ) ermittelt:

$$\sigma_{zul} = \frac{\text{Grenzspannung}}{\text{Sicherheitsfaktor}} = \frac{\sigma_{\text{grenz}}}{n} \quad (1.9)$$

Die Grenzspannung bezeichnet das Versagen des Materials und ihr Wert hängt von der konkreten Bemessungsaufgabe ab. Je nach Werkstoff des Bauteils werden verschiedene Festigkeitseigenschaften als Grenzspannung herangezogen:

- spröde Werkstoffe versagen bei Erreichen der Zugfestigkeit ( $R_m$ ):

$$\sigma_{zul} = R_m \quad (\text{bei Gusseisen und Temperguss auf Druck}),$$

$$\sigma_{zul} = \frac{R_m}{n} \quad n=1,5-3 \quad (\text{Gusseisen, Kunststoffe, Keramik, bei denen keine Fließerscheinung vorhanden ist}),$$

- bei duktilen Werkstoffen wird als Grenzspannung die Streckgrenze  $R_{eH}$  herangezogen, weil bei Erreichen dieses Wertes die Verformung des Werkstoff unzulässig hoch ist:

$$\sigma_{zul} = \frac{R_{eH}}{n} \quad n=1,5-2 \quad (\text{Stahl, Stahlguss, Leichtmetalle und deren Legierungen}),$$

- bei hohen Temperaturen sind die Warmfließgrenze des Werkstoffs ( $R_L$ ) oder die Dauerfließgrenze maßgebend;
- bei langen Stäben, die durch Druckkräfte belastet sind, wird das Erreichen der Bruchspannung als schädlich angesehen (der Wert der Bruchspannung ( $\sigma_t$ ) hängt über die Eigenschaften des Werkstoffs hinaus auch von den geometrischen Abmessungen des Stabes ab);
- bei Ermüdung des Werkstoffs infolge wechselnder Beanspruchungen ist die Ermüdungsgrenze ( $\sigma_D$ ) als Grenzspannung zu berücksichtigen.

Aus den auf dieser Weise festgelegten Werten der zulässigen Spannung kann der Wert der zulässigen Schubspannung bei verschiedenen Werkstoffen wie folgt berechnet werden:

- Stahl, Stahlguss, Kupfer, Bronze:  $\tau_{zul} = 0,65 \sigma_{zul}$
- Aluminium und seine Legierungen:  $\tau_{zul} = 0,7 \sigma_{zul}$
- Gusseisen und Temperguss:  $\tau_{zul} = \sigma_{zul}$

Der Sicherheitsfaktor ist ein Erfahrungswert, der von mehreren, aus Sicht des Bauteils wichtigen Eigenschaften abhängt. Er drückt nicht die Sicherheit gegenüber einer Überlastung aus, sondern hängt vielmehr mit dem Grad der Berechnungsunsicherheit zusammen (je größer die Unsicherheit ist, desto höher ist der Sicherheitsfaktor). Anders betrachtet ist der Sicherheitsfaktor der Quotient der zum unerwünschten Zustand führenden und der als Bemessungsgrundlage dienenden Beanspruchung.

Um diesen Faktor so genau wie möglich bestimmen zu können, werden die zu den einzelnen Aspekten gehörigen Teilwerte in Tabellen angegeben. Durch Multiplikation dieser Teilwerte erhalten wir einen Wert zwischen 1,7 und 6. In der Praxis liegt der Wert des Sicherheitsfaktors, wie wir bereits früher gesehen haben, bei 3.





### 1.3. Übungsaufgaben

Die folgenden, größtenteils gelösten Aufgaben beziehen sich auf die einfache Beanspruchung. Es ist empfehlenswert, die Aufgabenlösungen nur dann anzuschauen, wenn Sie die Aufgaben nicht selbständigen lösen können.

**Aufgabe 1.1** Zur Festlegung der zulässigen Spannung bei Stahl wird als Grenzspannung die Streckgrenze des Werkstoffs berücksichtigt.

Bestimmen Sie die zulässige Spannung für den Stahl mit einer Streckgrenze von  $R_{eH} = 250 \text{ N/mm}^2$ , wenn der Sicherheitsfaktor  $n = 1,5$  beträgt!

Berechnung:

$$\sigma_{zul} = \frac{\sigma_{grenz}}{n} = \frac{R_{eH}}{n} = \frac{250}{1,5} = 167 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

**Aufgabe 1.2** Eine einfache Beanspruchung liegt vor, wenn ein Maschinenbauteil gleichzeitig nur durch eine Beanspruchungsart (Zug-, Druck-, Biegebeanspruchung, ...) belastet wird.

Bestimmen Sie die auftretende Spannung in einem Rundstab, wenn der Durchmesser des Stabes  $d = 20 \text{ mm}$  und die Zugkraft  $F = 70000 \text{ N}$  beträgt.

Berechnung:  $\sigma = \frac{F}{A}$ , wobei  $A = \frac{d^2 \pi}{4}$

$$\sigma = \frac{70000 \cdot 4}{20^2 \cdot \pi} = 222,92 \frac{N}{mm^2}$$

Wie hoch sollte die Streckgrenze des Werkstoffs eines Stabes sein, wenn man eine  $n = 1,5$ -fache Sicherheit erreichen möchte?

Im Grenzfall ist  $\sigma_{zul} = \sigma_{aufretende} = 222,92 \frac{N}{mm^2}$

$$\sigma_{zul} = \frac{\sigma_{grenz}}{n} = \frac{R_{eH}}{n}, \text{ wobei } R_{eH} = \sigma_{zul} \cdot n$$

$$R_{eH} = 222,92 \cdot 1,5 = 334,38 \frac{N}{mm^2}$$

**Aufgabe 1.3** Bestimmen Sie die in einem gezogenen Rundstab auftretende Spannung! Prüfen Sie, ob die ausgewählte Qualität des Stahls (Streckgrenze) dieser Beanspruchung standhält!

Angaben:

Belastung,  $F = 10000 \text{ N}$

Durchmesser,  $d = 30 \text{ mm}$

Streckgrenze,  $R_{eH} = 290 \text{ N/mm}^2$

Sicherheitsfaktor,  $n = 1,5$

Berechnung: Die im Stab entstehende tatsächliche Spannung,

$$\sigma = \frac{F}{A} = \frac{F}{\frac{d^2\pi}{4}} = \frac{4F}{d^2\pi} = \frac{4 \cdot 10000}{30^2\pi} = 14,15 \frac{N}{mm^2}$$

Der ausgewählte Werkstoff ist geeignet, wenn

$$\sigma_{\text{tatsächlich}} \leq \sigma_{\text{zul}}$$

$$\sigma_{\text{zul}} = \frac{\sigma_{\text{grenz}}}{n} = \frac{R_{eH}}{n} = \frac{290}{1,5} = 193,3 \frac{N}{mm^2},$$

somit ist der ausgewählte Werkstoff hinsichtlich Spannung geeignet.

Bemerkung: Aus anderen Aspekten (z.B. wirtschaftlichen, formalen usw.) ist dieser Stab überdimensioniert, weil die auftretende Spannung im Vergleich zur zulässigen Spannung zu gering ist. Man kann also den Durchmesser des Stabs reduzieren oder einen Werkstoff mit geringerer Qualität, d. h. niedrigerer Streckgrenze wählen.

**Aufgabe 1.4** Eine Säule mit quadratischem Querschnitt wird durch  $F = 200000 \text{ N}$  auf Druck beansprucht. Die Seitenlänge des Querschnitts der Säule beträgt  $a = 50 \text{ mm}$  und die Streckgrenze des Materials ist  $220 \text{ N/mm}^2$ .

Um die Sicherheit der Konstruktion zu gewährleisten, wird ein Sicherheitsfaktor  $n = 2$  gewählt. Ist die verwendete Säule geeignet?

Angaben:

$$F = 200000 \text{ N}$$

$a = 50 \text{ mm}$  - die Fläche beträgt davon:  $A = a^2 = 50^2 = 2500 \text{ mm}^2$

Streckgrenze,  $R_{eH} = 220 \text{ N/mm}^2$

Sicherheitsfaktor,  $n = 2$

$$\sigma_{zul} = \frac{R_{eH}}{n} = \frac{220}{2} = 110 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Die in der Säule auftretende tatsächliche Spannung:

$$\sigma = \frac{F}{A} = \frac{200000}{250} = 80 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$\sigma < \sigma_{zul}$ , die Säule ist also geeignet!

**Aufgabe 1.5** Welchen Durchmesser sollte ein Stab haben, durch den die oben erwähnte Säule mit quadratischem Querschnitt ersetzt werden könnte?

Auf Grund der Übereinstimmung der Querschnitte:

$$a^2 = \frac{d^2 \cdot \pi}{4} \rightarrow d = \frac{2 \cdot a}{\sqrt{\pi}} = \frac{2 \cdot 50}{\sqrt{\pi}} = 56,418 \text{ mm} \cong 57 \text{ mm}$$

**Aufgabe 1.6** Ein Stift wird durch eine Scherkraft von  $F = 8 \text{ kN}$  belastet. Die für den Werkstoff des Stiftes zulässige Spannung  $\sigma$  beträgt:

$\sigma_{zul} = 120 \text{ N/mm}^2$ . Wie groß sollte der Durchmesser sein, damit der Stift dieser Beanspruchung standhält?

Angaben:

$$F = 8000 \text{ N}$$

$$\sigma_{zul} = 120 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}, \text{ wo } \tau_{zul} = 0,65 \cdot \sigma_{zul} = 78 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Im Grenzfall:  $\tau_{tatsächlich} = \tau_{zul}$ , was eine Grundvoraussetzung für die Bemessung ist.

$$\tau_{tatsächlich} = \frac{F}{A}; \quad A = \frac{d^2 \pi}{4};$$

$$\tau_{tatsächlich} = \frac{F \cdot 4}{d^2 \pi} = \tau_{zul} \rightarrow d = \sqrt{\frac{4 \cdot 8.000}{\pi \cdot 78}} = \sqrt{130,65} = 11,43 \text{ mm},$$

Somit beträgt der Durchmesser des Stiftes, der der obigen Belastung standhält, aufgerundet  $d = 12 \text{ mm}$ .

**Aufgabe 1.7** Ein Rundstab wird durch eine Kraft von  $F = 10 \text{ kN}$  auf einem Arm von  $100 \text{ mm}$  auf Biegung beansprucht. Der Durchmesser des Rundstabes beträgt  $40 \text{ mm}$  und die zulässige Spannung für den Werkstoff des Stabes ist  $150 \text{ N/mm}^2$ . Wird der Stab dieser Beanspruchung standhalten?

Angaben:

$$F = 10 \text{ kN} = 10000 \text{ N}$$

$$d = 40 \text{ mm}$$

$$k = 100 \text{ mm}$$

$$\sigma_{zul} = 150 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Das Biegemoment beträgt:  $M = F \cdot k = 10000 \cdot 100 = 10^6 \text{ Nmm}$

Der Querschnittsfaktor berechnet sich als:  $K = \frac{I}{e}$ , wo  $I =$  das Sekundärmoment des Kreises:  $I = \frac{d^4 \pi}{64}$  und der Abstand der Randfaser ist:  $e = \frac{d}{2}$ .

Eingesetzt:

$$K = \frac{d^4 \cdot \pi}{64 \cdot \frac{d}{2}} = \frac{d^3 \pi}{32} \text{ mm}^3$$

Mit den obigen Angaben:

$$K = \frac{40^3 \pi}{32} = 6280 \text{ mm}^3$$

Die tatsächliche Biegespannung:

$$\sigma = \frac{M}{K} = \frac{10^6}{6280} = 159,23 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2},$$

Der Stab wird also der obigen Beanspruchung **nicht standhalten**, weil  $\sigma_{\text{tatsächlich biege}} > \sigma_{\text{zul}}$ .

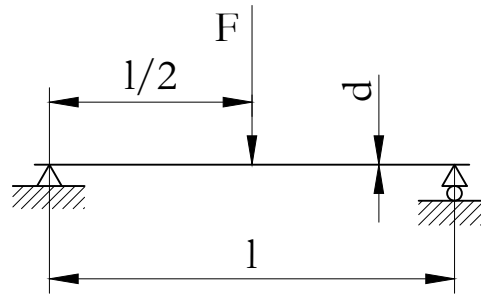
**Aufgabe 1.8** Die Belastung und die Lage einer Achse kann durch das folgende Modell charakterisiert werden:

Angaben:

$$F = 10 \text{ kN} = 10000 \text{ N}$$

$$l = 600 \text{ mm}$$

$$d = 50 \text{ mm}$$



Die zulässige Spannung für den Werkstoff der Achse:  $\sigma_{zul} = 140 \text{ N/mm}^2$

Wie groß ist die in der Achse auftretende Biegespannung?

Wird die Achse dieser Beanspruchung standhalten?

$$M = \frac{F \cdot l}{4} = \frac{10000 \cdot 600}{4} = 1,5 \cdot 10^6 \text{ Nmm}$$

$$K = \frac{d^3 \cdot \pi}{32} = \frac{50^3 \cdot \pi}{32} = 383,3 \text{ mm}^3$$

$$\sigma = \frac{M}{K} = \frac{1,5 \cdot 10^6}{3,833 \cdot 10^2} \cong 120 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$\sigma_{biege} < \sigma_{zul} \rightarrow$  die Achse wird dieser Beanspruchung standhalten.

**Aufgabe 1.9** Wie hoch sollte die Streckgrenze des Werkstoffs für eine Welle sein ( $R_{eH} = ?$ ), die durch ein Biegemoment von  $M=1100 \text{ Nm}$  belastet wird, wenn der Durchmesser der Welle  $d = 60 \text{ mm}$  und die erwartete Sicherheit  $n = 1,5$  beträgt?

Sie können die Richtigkeit ihrer Lösung durch Klick auf die Aufgabe überprüfen!

**Aufgabe 1.10** Eine rotierende Welle wird durch ein Torsionsmoment  $T = 2 \cdot 10^3 \text{ Nm}$  belastet. Der Wellendurchmesser beträgt  $d = 50 \text{ mm}$  und die zulässige Spannung ist  $\tau_{zul} = 85 \text{ N/mm}^2$ . Wird die Welle dieser Beanspruchung standhalten?

Angaben:

$$T = 2000 \text{ Nm} = 2 \cdot 10^6 \text{ Nmm}$$

$$d = 50 \text{ mm}$$

$$\tau_{zul} = 85 \text{ N/mm}^2$$

$$\tau_{tatsächlich} = ?$$

$$\tau = \frac{T}{K_p}, \text{ wobei } K_p \text{ der polare Querschnittsfaktor des Kreisquerschnittes ist:}$$

$$K_p = \frac{I_p}{e}, \text{ wo } I_p = \frac{d^4 \pi}{32}, \quad e = \frac{d}{2}$$

$$K_p = \frac{d^3 \pi}{16}$$

Mit den obigen Angaben:

$$\tau_{tatsächlich} = \frac{T}{K_p} = \frac{16 \cdot T}{d^3 \cdot \pi} = \frac{16 \cdot 2 \cdot 10^6}{50^3 \cdot \pi} = 81,5 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$



Die Welle hält also der Beanspruchung stand, denn:  $\tau_{\text{tatsächlich}} < \tau_{\text{zul}}$

**Aufgabe 1.11** Prüfen Sie die folgende rotierende Welle auf **Torsion!**

Angaben:

$$P = 20 \text{ kW} = 2 \cdot 10^4 \text{ W} = 2 \cdot 10^4 \text{ Nm/s}$$

$$n = 10 \text{ 1/s}$$

$$d = 30 \text{ mm}$$

$$\tau_{\text{zul}} = 80 \text{ N/mm}^2$$

Das Torsionsmoment:

$$T = \frac{P}{\omega} = \frac{P}{2 \cdot \pi \cdot n} = \frac{20.000}{2 \cdot \pi \cdot 10} = 318,47 \text{ Nm}$$

Der polare Querschnittsfaktor:

$$K_p = \frac{d^3 \pi}{16} = \frac{30^3 \pi}{16} = 5298,75 \text{ mm}^3$$

Die Torsionsspannung:

$$\tau_{T_o} = \frac{T}{K_p} = \frac{3,1847 \cdot 10^5}{5,29875 \cdot 10^3} = 60,1 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Die Welle ist geeignet, weil:  $\tau_{T_o} < \tau_{\text{zul}}$

**Aufgabe 1.12** Wie groß sollte der Durchmesser einer Welle bei einem Antrieb mit einer Leistung von  $P = 500 \text{ kW}$  und einer Drehzahl von  $n = 10 \text{ 1/s}$  sein, wenn für das Material der Welle eine Spannung von  $\sigma_{zul, \text{Stahl}} = 240 \text{ N/mm}^2$  geeignet ist?

Sie können die Richtigkeit ihrer Lösung durch [Klick auf die Aufgabe überprüfen!](#)



## 1.4. Kontrollfragen

1. Markieren Sie die Aussagen, die zu den wichtigsten Anforderungen an eine Maschinenkonstruktion gezählt werden können!

wirtschaftlich, zu akzeptablen Kosten herstellbar  
entsprechende Lebensdauer  
ästhetisch angemessen  
erfüllt die geplante Betriebsaufgabe  
einfache Bemaßung

2. Wählen Sie aus den folgenden die richtigen Aussagen aus!

Maschinenbauteile werden meistens auf Grund der Festigkeit, der zulässigen Spannungen oder der zulässigen Verformungen bemaßt.

In Kenntnis der genauen Belastung der einzelnen Bauteile können diese mit maximaler Materialeinsparung bemaßt werden.

Stoßbelastungen werden als Produkt aus der durchschnittlichen Beanspruchung und des dynamischen Faktors berücksichtigt.

Maschinenelemente werden bei Bedarf auch auf die Lebensdauer geprüft.

3. Welcher der folgenden Zusammenhänge ist zur Bestimmung der zulässigen Spannung geeignet? Markieren Sie die richtige Antwort!

$$\sigma_{zul} = \frac{\sigma_{grenz}}{n}$$

$$\sigma_{zul} = \sigma_{grenz} \cdot n$$

4. Wählen Sie die Werkstoffeigenschaften aus, die als Grenzspannung verwendet werden!

Dehnung:  $\Delta l$

Streckgrenze:  $R_{eH}$

Reißfestigkeit:  $R_m$

Ermüdungsgrenze:  $\sigma_D$

Elastizitätsmodul:  $E$

Knickspannung:  $\sigma_t$

5. Welche Werkstoffeigenschaft wird bei Bauteilen aus Stahl als Grenzspannung angewendet? Markieren Sie die richtige Antwort!

$R_m$

$R_{eH}$

$\sigma_D$

6. Die zulässige Schubspannung kann in Abhängigkeit von der zulässigen Spannung die folgenden Werte haben!

1.  $\tau_{zul} = 0,65 \cdot \sigma_{zul}$

2.  $\tau_{zul} = 0,7 \cdot \sigma_{zul}$

3.  $\tau_{zul} = \sigma_{zul}$

Für welche Werkstoffe treffen die obigen Zusammenhänge zu? Ordnen Sie die einzelnen Werkstoffarten den entsprechenden Schubspannungswerten zu!

Stahl, Stahlguss, Kupfer, Bronze

Gusseisen und Temperguss

Aluminium und seine Legierungen

7. Welche Werkstoffeigenschaft wird als Grenzspannung bei spröden Werkstoffen verwendet? Markieren Sie die richtige Antwort!!

$R_m$

$R_{eH}$

$\sigma_D$



# LEKTION 2

Tätigkeit: Lesen Sie das Skript bis zum Unterkapitel 1.10. Achten Sie während der Bearbeitung auf die Folgen:

- Wann tritt ein Ermüdungsbruch auf?
- Welche Beanspruchungsgruppen können unterschieden werden?
- Welche Ursachen gibt es für Spannungshäufungen?
- Wie werden die Folgen von Spannungshäufungen bei der Bemaßung von Bauteilen berücksichtigt?
- In welcher Form werden die Wöhler-Kurven dargestellt?
- Welche Informationen lassen sich aus diesen Kurven ableiten?

Anforderung: Sie haben den Lehrstoff erfolgreich erlernt, wenn Sie:

- die Merkmale des Ermüdungsbruchs aufzählen können,
- die verschiedenen Belastungsfälle kennen und ihren zeitlichen Verlauf in einer Zeichnung darstellen können,
- die Ursachen für von Spannungshäufungen aufzählen können,
- den Form- und den Hemmungsfaktor interpretieren können,
- den Empfindlichkeitsfaktor interpretieren können,
- die Wirkung der Vergrößerung und der Oberflächenrauigkeit auf die Ermüdungsgrenze beschreiben können,
- den Zusammenhang zwischen dem Spannungsverlauf, den Wöhler-Kurven und dem Smith-Diagramm bei einem bestimmten Werkstoff interpretieren können,
- die verschiedenen Bemaßungsverfahren bei einer bestimmten Anzahl der Zyklen aufzählen können.
- das Smith-Diagramm interpretieren können

Schlüsselwörter: Ermüdungsbruch, Wöhler-Kurve, Smith-Diagramm, Formfaktor, Hemmungsfaktor, Empfindlichkeitsfaktor, Ermüdungsgrenze, Sicherheitsfaktor.

## 1.5. Die Ermüdungsgrenzspannung

Das Phänomen des Ermüdungsbruchs wurde erstmals durch Wöhler beobachtet. Er bemerkte, dass die Achsen von Eisenbahnwaggons bei ständig wechselnder Belastung bei einer Spannung versagen, die wesentlich geringer ist als die mit einer statischen Prüfung festgelegte Festigkeit.

Die Entstehung des Ermüdungsbruchs hat einen typischen Verlauf. Nach einer bestimmten Anzahl von Beanspruchungswiederholungen geht von einem oder mehreren Orten der Spannungskonzentration ein Riss aus. Dieser Riss breitet sich aus, was zu einer signifikanten Reduzierung des normalen Querschnittes und zum plötzlichen Bruch des Bauteils führt. Die Bruchfläche besteht aus zwei, voneinander gut abgrenzbaren Teilen (Abbildung 1.1). An der dunkleren Oberfläche breitete sich der Ermüdungsriss langsam aus, und an der helleren Oberfläche trat der Ermüdungsbruch auf.



Abbildung 1.1: *Ermüdungsbruch einer Pleuelstange*

Das ursprüngliche Ziel von Wöhlers Untersuchungen bestand darin, die zum Bruch führende Spannung in Abhängigkeit von der Anzahl der Beanspruchungswiederholungen zu bestimmen. Die Ergebnisse zeigten, dass die Funktionskurve aus drei, voneinander gut abgrenzbaren Bereichen besteht. Diese lassen sich besonders gut darstellen, wenn die unabhängige Variable, die Anzahl der Wiederholungen, auf einer logarithmischen Skala aufgetragen werden (Abbildung 1.2).



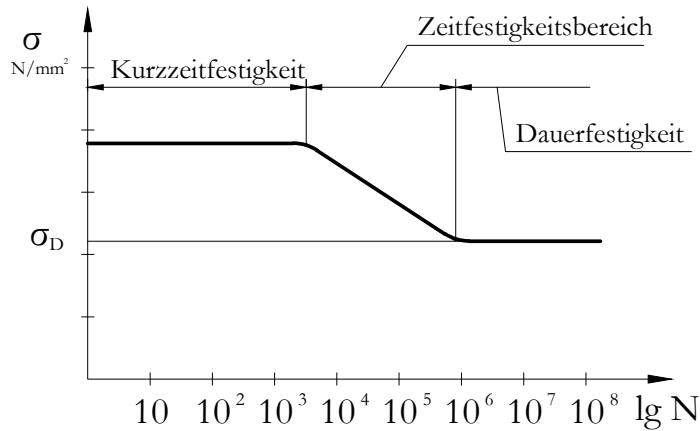


Abbildung 1.2: Die Wöhler-Kurve

In der ersten Phase - bei Stählen bis zu einer Wiederholung von ca.  $10^4$  - verringert sich die zum Bruch führende Spannung nicht, danach verringert sie sich bis zu einer Anzahl von Wiederholungen von ca.  $10^6$ , und schließlich verändert sie sich trotz einer Erhöhung der Anzahl von Wiederholungen nicht mehr. Die zu dieser Phase gehörende Spannung wird Ermüdungsgrenze  $\sigma_D$  genannt.

Daraus folgt, dass bis ca. 10000 Wiederholungen keine Ermüdung auftritt, damit muss man also nicht rechnen. Wird jedoch eine unbegrenzte Lebensdauer angestrebt, muss man die Bemaßung im Falle einer ständig wiederholten Beanspruchung unter Berücksichtigung von  $\sigma_D$  durchführen. Der Zeitfestigkeitsbereich hat eine Bedeutung bei Bemaßungen für eine bestimmte Lebensdauer.

Bei Ermüdungsuntersuchungen werden in der Regel Bauteile oder Probestücke untersucht, die durch sinusförmige wechselnde Beanspruchung belastet werden. Bei der Prüfung von Fahrzeugbauteilen sind jedoch - wegen der sich stark verändernden Betriebsbedingungen - Ermüdungsuntersuchungen nach Programmen anzuwenden, die die tatsächliche Belastungsverteilung modellieren.

Die sinusförmige Beanspruchung kann durch zwei Angaben, durch die Mittelspannung  $\sigma_m$ , sowie durch die Spannungsamplitude  $\sigma_a$  charakterisiert werden (Abbildung 1.3), welche die obere und die untere Grenzspannung  $\sigma_{max}$  und  $\sigma_{min}$  eindeutig bestimmen.

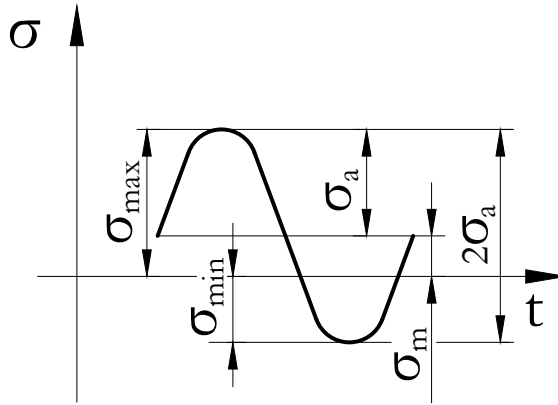


Abbildung 1.3: Sinusförmige Belastungsverteilung

Der Quotient von  $\sigma_{min}$  und  $\sigma_{max}$  ergibt den sog. Asymmetriefaktor (Spannungsverhältnis)  $R$ , der zur Charakterisierung der zeitlichen Veränderung der Belastung dient. Den drei speziellen Werten des Asymmetriefaktors ( $R = 1$ ,  $R = 0$ ,  $R = -1$ ) entsprechen die drei Sonderfälle von Beanspruchungen: die ruhende oder statische Beanspruchung, die schwelende Beanspruchung bei einer Mittelspannung  $\sigma_a$  und die symmetrische schwingende Beanspruchung (Abbildungen 1.4, 1.5).

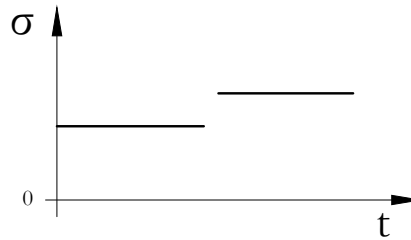


Abbildung 1.4: Zeitlich konstante Belastung

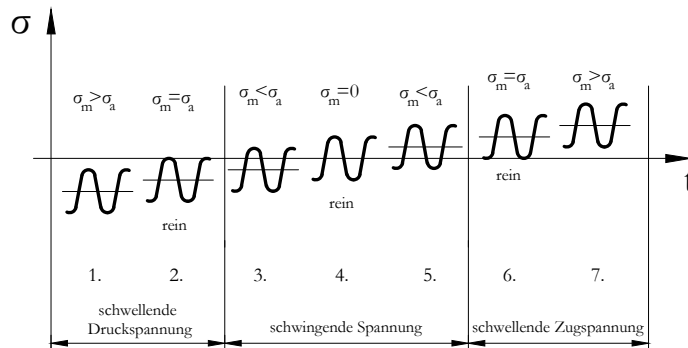


Abbildung 1.5: Schwelende und schwingende Beanspruchung

In Abbildung 1.5 stellen die Nr. 2 und 6 die Belastungsfälle einer rein schwelenden und Nr. 4 den Fall der rein schwingenden Spannung dar.

## 1.6. Die Ermüdungsgrenze beeinflussende Faktoren

Die Ermüdungsgrenzspannung wird im Allgemeinen an zylindrischen, glatten, polierten Proben mit einem Durchmesser von 7,5 bis 12 mm bestimmt, deshalb muss dieser Wert wegen den Abweichungen der tatsächlichen Bedingungen (Form, Größe, Profil, Belastung) korrigiert werden.

Das Hauptproblem ist, dass infolge zusammengesetzter Beanspruchungen Spannungshäufungen entstehen, die zu einem mehrachsigen Spannungszustand führen. Die Ursachen für Spannungshäufungen können:

- geometrischer Natur sein (Kerben, Kanten, Nuten, Bohrungen)
- durch den Einfluss anderer, mit dem Bauteil in Kontakt stehenden Komponenten (Passungen, Pressen) oder durch die Wirkung einer Kraft (Hertz-Spannung, Kontaktflächenkräfte) entstehen.

Die spannungskonzentrierende Wirkung der Querschnittsveränderungen von Bauteilen aus vollkommen elastischen Werkstoffen wird mit dem Formfaktor  $K_t$  berücksichtigt. Der Wert des Formfaktors lässt sich als Quotient aus der durch die Kerbe verursachten maximalen lokalen Spannung (Abbildung 1.6) und der durchschnittlichen, sog. Nennspannung ermitteln:

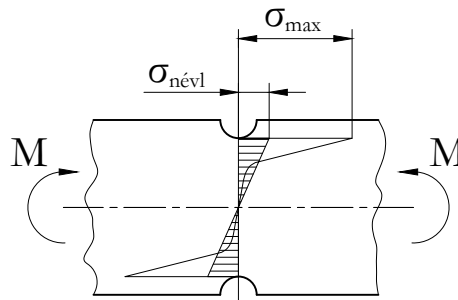


Abbildung 1.6: Die Wirkung der Kerbe auf die Spannungsverteilung

$$K_{t\sigma} = \frac{\sigma_{max}}{\sigma_{Nenn}}, \text{ bzw. } K_{t\tau} = \frac{\tau_{max}}{\tau_{Nenn}}$$

Der Formfaktor hat für die vier Grundbeanspruchungen unterschiedliche Werte und hängt nur von der Geometrie des Bauteils ab. Er ist von der Qualität des Werkstoffs unabhängig. Die Bestimmung des Formfaktors ist durch Messung oder Berechnung möglich. Die Werte sind in der Fachliteratur für die in der Praxis auftretenden Kerbformen in Form von Diagrammen oder Gleichungen zu finden.

Die Experimente und die Erfahrungen haben jedoch gezeigt, dass das Verhältnis zwischen der an glatten Proben gemessenen  $\sigma_D$  und der an gekerbten Proben gemessenen  $\sigma_D'$  Ermüdungsgrenze nur in Ausnahmefällen mit dem Formfaktor übereinstimmt, so musste der die Ermüdungsgrenze reduzierende Faktor, der Hemmungsfaktor eingeführt werden. Der Hemmungsfaktor ist der Quotient der rein schwingenden Ermüdungsgrenzen der glatt polierten Probe und der gekerbten Probe mit - abgesehen von der Kerbe - gleichen Abmessungen und gleicher Oberflächenrauigkeit (mit Spannungshäufungen belastet):

$$K_{f\sigma} = \frac{\sigma_D}{\sigma_D'}, \text{ bzw. } K_{f\tau} = \frac{\tau_D}{\tau_D'}$$

Der Faktor  $K_f$  hängt nicht nur von der Geometrie, sondern auch von den Eigenschaften des Werkstoffs ab und kann daher nur durch Untersuchungen ermittelt werden. Die Bestimmung des Faktors  $K_f$  für die vielen verschiedenen Kerben und Werkstoffe ist eine sehr schwierige und teure Aufgabe. Diese Tatsache hat die Forscher gezwungen, nach Werkstoffeigenschaften zu suchen, die den Faktor  $K_f$  auf indirekte Weise bestimmen.

So wurde der Empfindlichkeitsfaktor eingeführt, der den Zusammenhang zwischen den Faktoren  $K_f$  und  $K_t$  in Bezug auf die Spannungen darstellt:

$$q = \frac{K_{f\sigma} - 1}{K_{t\sigma} - 1}, \text{ bzw. } q = \frac{K_{f\tau} - 1}{K_{t\tau} - 1}$$

Die charakteristischen Werte des Empfindlichkeitsfaktors sind:

- nicht legierter Stahl:  $q = 0,5 - 0,8$
- austenitischer Stahl:  $q = 0,1 - 0,3$
- Federstahl:  $q = 0,95 - 1,0$

Auf Grund von Erfahrungen ist die Belastbarkeit bei rauheren Oberflächen geringer. Diese Wirkung wird mit dem Oberflächenrauheitsfaktor  $K_{Ra}$  berücksichtigt. Der Wert des Oberflächenrauheitsfaktors hängt über die Höhe der Unebenheit  $R_z$  hinaus auch von der Reißfestigkeit des Werkstoffes  $R_m$  ab.

Durch die Erhöhung der Größe des Bauteiles verringert sich die Ermüdungsgrenze etwa in gleichem Ausmaß wie durch die Erhöhung der Oberflächenrauigkeit. Zur Quantifizierung dieser Erscheinung wird der Größenfaktor  $K_d$  eingesetzt. Der Größenfaktor gibt an, auf wie viel Prozent des für den Probestab festgelegten Wertes sich die Ermüdungsgrenze in Abhängigkeit von der Zunahme der Größe verringert.

Die Wirkungen der sonstigen Faktoren auf die Ermüdungsgrenze sind ziemlich vielfältig, deshalb können sie nur schwer quantifiziert werden. Allerdings können einige qualitative Feststellungen im Allgemeinen definiert werden.

So haben z.B. Oberflächenbehandlungen, wie Oberflächenhärtung, Nitrierhärtung oder die mechanische Verfestigung der Oberfläche (Abwalzen) eine sehr vorteilhafte Wirkung.

Galvanische Metallbeschichtungen sind dagegen im Allgemeinen ungünstig (obwohl sie letzten Endes durch die Verhinderung der Korrosion auch nützlich sein können).

Die Kaltumformung ist vorteilhaft, wenn eine Druckspannung hervorgerufen wird, schädlich jedoch, wenn dabei eine Zugspannung entsteht.

Die Wirkung der Temperatur ist sehr interessant. Bei der Erhöhung der Temperatur von Stählen erhöht sich die Ermüdungsgrenze bis ca. 300 °C, dann nimmt sie ab, sie übersteigt jedoch auch bei 400 °C den bei 20 °C messbaren Wert. Daher kommt es häufig vor, dass die Ermüdungsgrenze höher als die untere Streckgrenze ist. In der Praxis wird die höhere Spannung natürlich nicht erlaubt.

Im Bereich von sehr kleinen Temperaturen (aber auch schon bei -20 °C) erhöhen sich die statischen Fes-

tigkeitswerte und mit ihnen auch die Ermüdungsgrenze signifikant. Die Stähle versprechen jedoch dabei, deshalb muss man bei der Bemaßung vorsichtig vorgehen.

## 1.7. Der Ermüdungs-Sicherheitsbereich

Wöhlers Untersuchungen haben gezeigt, dass zwischen der zum Ermüdungsbruch führenden Spannung und der Zahl der Wiederholungen ein sehr ausgeprägter Zusammenhang besteht. Dieser Zusammenhang kann durch die Wöhler-Kurve veranschaulicht werden. Die Wöhler-Kurven werden in Form von  $\sigma - N$ ,  $\sigma - \lg N$ . oder  $\lg \sigma - \lg N$  dargestellt, wobei  $\sigma$  die durch die Beanspruchung verursachte maximale Spannung und  $N$  die Anzahl der Wiederholungen der Belastung (Zyklenzahl) kennzeichnet.

Bei Stahl wird die Bemaßung im Falle einer Beanspruchung über einer Zyklenzahl von  $N_0 = 2 \cdot 10^6$  auf die Ermüdungsgrenze durchgeführt. Dieser Abschnitt der Kurve ist die Ermüdungsgrenzlinie, die mit  $\sigma_D$  gekennzeichnet wird. Bei Beanspruchungen zwischen einer Zyklenzahl von  $N=10^4$  und  $N_0 = 2 \cdot 10^6$  wird die Bemaßung auf Lebensdauer durchgeführt, hier können wir nämlich eine Spannung zulassen, die die Ermüdungsgrenzspannung übersteigt. Unter einer Zyklenzahl von  $N = 10^4$  werden die üblichen Methoden der statischen Berechnung angewendet. Die Zahl der Belastungswiederholung, ab der die Wöhler-Kurven aus Wirtschaftlichkeitsgründen nicht mehr aufgenommen werden, bezeichnet man als Basis-Zyklenzahl  $N_B$ . Diese beträgt für Stahl  $5 \cdot 10^6 \dots 10^7$ , und für Leichtmetalle  $3 \cdot 10^7 \dots 5 \cdot 10^7$ .

Die Wöhler-Kurven variieren nicht nur in Abhängigkeit von der Werkstoffqualität, sondern auch vom Asymmetriefaktor. So müssten für verschiedene mögliche Fälle sehr viele Kurven aufgenommen und verwendet werden. Um dies zu vermeiden, wurden Diagramme entwickelt, die viele verschiedene Informationen beinhalten (Haigh, Smith). Ein gemeinsames Merkmal dieser Diagramme ist, dass sie Sicherheitsbereiche definieren. Die Punkte, die in konkreten Fällen auftretende, wiederholende Festigkeitsbeanspruchungen bezeichnen, müssen innerhalb des Sicherheitsbereiches liegen.

Zur Konstruktion von Maschinen wird am häufigsten der Sicherheitsbereich nach Smith verwendet. Bei der Darstellung mit dem Smith-Diagramm werden die zur Ermüdung führenden Grenzspannungen in Abhängigkeit von der zur wiederholten Beanspruchung gehörenden Mittelspannung dargestellt (Abbildung 1.7).

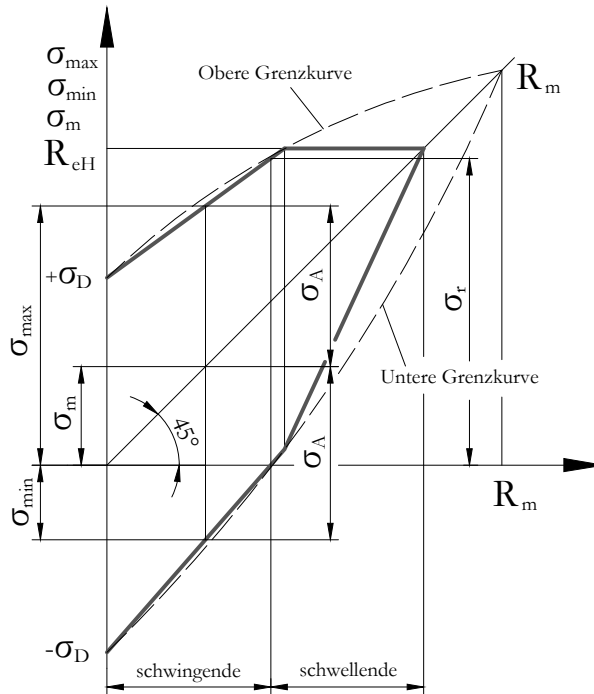


Abbildung 1.7: Das Smith-Diagramm

Bei der Konstruktion sollte zuerst die Linie  $\sigma_m = f(\sigma_m)$  (durch den Koordinatenursprung gehende Gerade mit einer Winkelneigung von  $\pi/4$  rad) gezogen werden. Von hier aus kann man dann die zu den einzelnen Mittelspannungen gehörigen, zur Ermüdung führenden Grenzspannungsamplituden auf Grund der entsprechenden Wöhler-Kurve in beiden Richtungen aufmessen. Auf dieser Weise erhält man eine beliebige Anzahl von Punkten der oberen und unteren Grenzlinie des Diagramms und durch die Verbindung dieser Punkte die Grenzkurven (diese sind in der Abbildung mit gestrichelten Linien dargestellt). Da in der Praxis die Spannung die Streckgrenze



ze nicht übersteigen darf, wird der über  $R_{eH}$  liegende Abschnitt der oberen Grenzkurve nicht berücksichtigt, und der verbleibende Abschnitt mit einer guten Näherung durch eine Gerade ersetzt. Die untere Grenzkurve des auf dieser Weise geänderten Diagramms wird, da  $\sigma_A$  an allen beliebigen Stellen in beiden Richtungen gleich ist, ebenfalls in Form von zwei geraden Abschnitten dargestellt.

Das Smith-Diagramm für Stähle kann im Besitz von zwei Parametern, der Streckgrenze und der zur symmetrischen schwingenden Beanspruchung gehörigen Ermüdungsgrenzspannung  $\sigma_D$  mit einer sehr guten Näherung konstruiert werden (Abbildung 1.8), die Erfahrungen haben nämlich gezeigt, dass der Neigungswinkel zwischen der Anfangsphase der oberen Grenzkurve und der Abszisse ca.  $0,7 \text{ rad}$  ( $40^\circ$ ) beträgt.

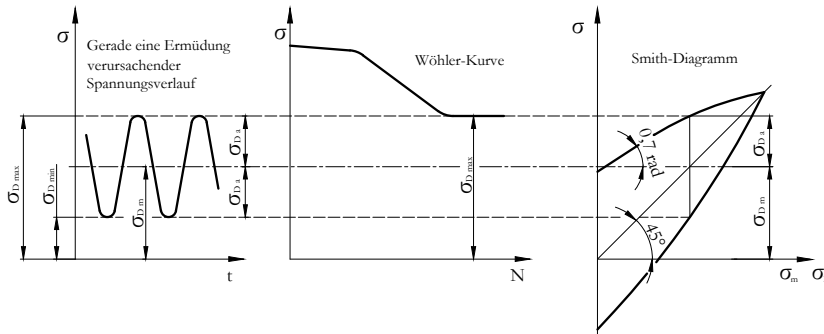


Abbildung 1.8: Die Konstruktion des Smith-Diagramms

## 1.8. Bemäßung für einfache Beanspruchung

Für die Bestimmung der Abmessungen von Maschinenbauteilen mit wechselnder Belastung kann normalerweise nur die Kontrollmethode verwendet werden. Dazu wird zunächst eine annähernde Berechnung für eine statische Beanspruchung durchgeführt, dann wird das Bauteil konstruiert. In Kenntnis der Form des Bauteils werden die Spannungshäufungen berücksichtigt, die tatsächlichen maximalen Spannungen berechnet und schließlich

- unter Anwendung des Sicherheitsbereiches - der Sicherheitsfaktor festgelegt. Sollte dieser vom gewünschten Wert deutlich abweichen, dann wird das Bauteil geändert und das Verfahren wiederholt.

Bei asymmetrischen Beanspruchungen kann der Sicherheitsfaktor auf verschiedene Arten, auf Grund verschiedener Annahmen bestimmt werden.

Bei den meisten, aus der Literatur bekannten Verfahren wird das Sodeberg-Prinzip verwendet. Eine einfache, auf diesem Prinzip beruhende Methode ist die folgende:

Als erster Schritt des Verfahrens wird der Sicherheitsbereich des Smith-Diagramms um den Wert des Größenfaktors ( $K_d$ ) sowie des Oberflächenrauigkeitsfaktors ( $K_{Ra}$ ), d.h. durch Multiplizierung mit den zu den Grenzkurven gehörenden Amplituden reduziert. So erhält man den in Abbildung 1.9 mit gestrichelter Linie markierten Sicherheitsbereich. Als zweiter Schritt wird das die tatsächliche Beanspruchung darstellende, unter Berücksichtigung des zur Reduzierung der Ermüdungsgrenze dienenden Faktors ( $K_{f\sigma}$ ) festgelegte Punktepaar ( $N, N'$ ) in das Diagramm eingetragen, wobei sowohl die Nennmittelspannung als auch die Spannungsamplitude mit  $K_{f\sigma}$  multipliziert wird. Die Erhöhung der Beanspruchung erfolgt am häufigsten parallel mit einem verhältnismäßigen Anstieg der Mittelspannung und der Amplitude, und erreicht die modifizierten Grenzkurven im Punkt P. Somit ist der Sicherheitsfaktor:

$$n = \frac{\overline{OP}}{\overline{ON}} = \frac{K_d \cdot K_{Ra} \cdot \sigma_{Da}}{K_{f\sigma} \cdot \sigma_a} \quad (1.10)$$

wobei:

$\sigma_{Da}$  = Amplitude der Ermüdungsgrenzspannung,

$\sigma_a$  = Amplitude der Beanspruchungsspannung ist.

Wenn bei der Erhöhung der Belastung die  $\sigma_a$  oder die  $\sigma_m$  konstant bleibt, dann bewegt sich das Punktepaar dementsprechend parallel mit der Winkelhalbierenden der Koordinatenachsen oder mit der Ordinatenachse, und der Sicherheitsfaktor ist dementsprechend zu bestimmen.



beträgt. In Ausnahmefällen, wenn uns alle Einflussfaktoren mit voller Genauigkeit bekannt sind, können auch niedrigere Werte als die angegebenen (gestrichelte Linie) genommen werden. Der Sicherheitsfaktor bezieht sich auf die Streckgrenze.

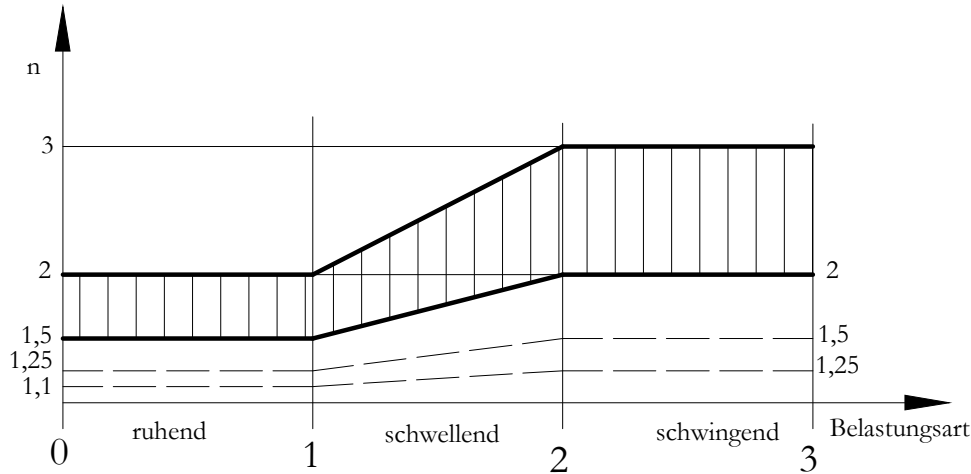


Abbildung 1.10: Der Zahlenwert des Sicherheitsfaktors

## 1.9. Übungsaufgaben

**Aufgabe 1.13** Berechnen Sie den Sicherheitsfaktor eines Bolzens auf Ermüdung, wenn:

- der die Ermüdungsgrenze reduzierende Faktor: 1
- der Größenfaktor:  $K_d = 0,85$
- der Oberflächenrauigkeitsfaktor :  $K_{Ra} = 0,95$  beträgt.

$$\sigma_{max} = 126 \frac{N}{mm^2}, \quad \sigma_{min} = -31 \frac{N}{mm^2}, \quad \sigma_{Da} = 260 \frac{N}{mm^2}$$

Lösung:

$$n = \frac{K_d \cdot K_{Ra} \cdot \sigma_{Da}}{K_{f\sigma} \cdot \sigma_a} = \frac{0,85 \cdot 0,95 \cdot 260}{1 \cdot 78,5} = 2,67, \quad wo$$

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} = \frac{126 - (-31)}{2} = 78,5 \frac{N}{mm^2}$$

**Aufgabe 1.14** Prüfen Sie den Achsschenkel auf Ermüdung, wenn:

- der Achsendurchmesser: 55 mm
- das minimale Lastmoment: 668 Nm
- das maximale Lastmoment: 1474 Nm
- der die Ermüdungsgrenze reduzierende Faktor: 1,5

- der Größenfaktor: 0,8
- der Oberflächenrauigkeitsfaktor: 0,92
- der bei der Ermüdung erforderliche Sicherheitsfaktor: 5

$$\tau_{Da} = 135 \frac{N}{mm^2}$$

Lösung:

$$n = \frac{K_d \cdot K_{Ra} \cdot \tau_{Da}}{K_{f\tau} \cdot \tau_a} = \frac{0,8 \cdot 0,92 \cdot 135}{1,5 \cdot 10,374} = 6,38$$

wobei:

$$\tau_{max} = \frac{T_{max}}{K_p} = \frac{16 \cdot T_{max}}{d^3 \pi} = \frac{16 \cdot 1474 \cdot 10^3}{55^3 \cdot \pi} = 45,121 \frac{N}{mm^2}$$

$$\tau_{min} = \frac{T_{min}}{K_p} = \frac{16 \cdot T_{min}}{d^3 \pi} = \frac{16 \cdot 668 \cdot 10^3}{55^3 \cdot \pi} = 20,748 \frac{N}{mm^2}$$

$$\tau_a = \frac{\tau_{max} - \tau_{min}}{2} = \frac{46,121 - 20,748}{2} = 10,374 \frac{N}{mm^2}$$

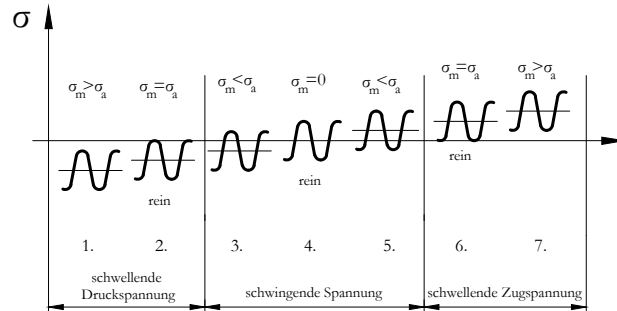
## 1.10. Kontrollfragen

### 1. Wählen Sie von den folgenden Aussagen die richtigen aus!

Maschinenelemente können infolge einer zeitlich wechselnder Belastung ermüden und früher versagen. Ermüdungsbrüche entstehen nach einer bestimmten Anzahl von Belastungen plötzlich, ohne eine bemerkbare Verformung.

Die Spannungsänderungen, die durch eine wechselnde Belastung verursacht werden, sind genau bekannt und die Maschinenteile werden dementsprechend bemächt.

### 2. In der folgenden Abbildung stellen die nummerierten Bereiche (1-7) verschiedene Belastungsgruppen nach dem zeitlichen Verlauf dar. Wählen und ordnen Sie die entsprechenden Nummern den folgenden Belastungsgruppen zu!



Rein schwingende Spannung:

Rein schwellige Druckspannung:

Rein schwellige Zugspannung:

3. Markieren Sie in der folgenden Auflistung die Faktoren, die zu einer Spannungshäufung führen können:
- geometrische Faktoren,
  - Betriebstemperatur,
  - Kerbe, Bohrung,
  - Nut, Kante,
  - unter der geplanten liegende Belastungen,
  - Die durch ein anderes Element hervorgerufene Kraftwirkung bei Kontaktelementen.
4. Interpretieren Sie den Formfaktor ( $K_t$ ) und wählen Sie von den folgenden Definitionen die von Ihnen für richtig gehaltenen aus!
- Der Formfaktor ist das Produkt aus der durch eine Kerbe verursachten maximalen lokalen Spannung und der durchschnittlichen, sog. Nennspannung.
  - Der Formfaktor ist das Verhältnis zwischen der durch eine Kerbe verursachten maximalen lokalen Spannung und der durchschnittlichen, sog. Nennspannung.
5. Interpretieren Sie den Hemmungsfaktor ( $K_f$ ) und wählen Sie die von Ihnen für richtig gehaltene Definition aus!
- Der Hemmungsfaktor ist ein zur Reduzierung der Ermüdungsgrenze dienender Faktor, der als Verhältnis zwischen den an einer glatten, bzw. an einer gekerbten Probe gemessenen Ermüdungsgrenzen berechnet wird.
  - Der Reduzierungsfaktor ergibt sich aus dem Verhältnis zwischen den Ermüdungsgrenzen der glatt polierten, bzw. der durch Spannungshäufungen belasteten Proben, und sein Wert ist immer größer als 1.



6. Wählen Sie von den folgenden Definitionen die von Ihnen für richtig gehaltene aus!

Der Empfindlichkeitsfaktor ist ein Verhältnis zwischen dem Form- und dem Hemmungsfaktor. Seine charakteristischen Werte liegen unter 1.

Der Empfindlichkeitsfaktor wird statt des Hemmungsfaktors  $K_f$  verwendet.

Der Empfindlichkeitsfaktor wird statt des Formfaktors  $K_t$  verwendet.

7. Markieren Sie von den folgenden Aussagen die richtige!

Korrosion hat keinen Einfluss auf die Ermüdung von Bauteilen.

Die Oberflächenrauigkeit reduziert die Ermüdungsgrenze von Maschinenelementen etwa in gleichem Maße wie die Vergrößerung der Abmessungen.

Oberflächenwärmebehandlungen und Kaltverformung haben keinen Einfluss auf die Ermüdung.

8. Die Wöhler-Kurven werden in Form  $\sigma - N$ ,  $\sigma - \lg N$  oder  $\lg \sigma - \lg N$  dargestellt. Was versteht man unter den Werten  $\sigma$  und  $N$ ? Wählen Sie aus den folgenden die richtige Antwort aus!

$\sigma$  kennzeichnet die durch die Beanspruchung entstehende minimale Spannung und  $N$  die Anzahl der Belastungswiederholungen.

$\sigma$  kennzeichnet die durch die Beanspruchung entstehende maximale Spannung und  $N$  die Anzahl der Belastungswiederholungen.

9. Schreiben Sie die richtigen Werte in die Kästchen!

(z.B.:  $9 \cdot 10^3$  oder 9000)

Über einer Anzahl von  $N_0 = \dots$  Zyklen wird eine Bemaßung auf Ermüdung durchgeführt.



Zwischen  $N = \dots$  und  $N_0 = \dots$  Zyklen wird eine Bemaßung auf Lebensdauer durchgeführt.

Unter einer Anzahl von  $N = \dots$  Zyklen wird eine statische Bemaßung durchgeführt.

10. Wie heißt die Zyklenzahl, ab der die Wöhler-Kurve nicht mehr aufgenommen wird? Markieren Sie die richtige Antwort!

Basis-Zyklenzahl  $N_B$

Grund-Zyklenzahl  $N_A$

11. Geben Sie die Werte der Basis-Zyklenzahl für Stahl und Leichtmetalle an!

(z.B.:  $9 \cdot 10^3$  oder 9000)

Die Basis-Zyklenzahl für Stahl:

Die Basis-Zyklenzahl für Leichtmetalle:

12. Mit welchem Zusammenhang kann der Sicherheitsfaktor bestimmt werden? Markieren Sie die richtige Antwort!

$$n = \frac{K_d \cdot K_{Ra} \cdot \sigma_{Da}}{K_{f\sigma} \cdot \sigma_a}, \text{ wobei}$$

$\sigma_{Da}$  = die Amplitude der Beanspruchungsspannung,  
 $\sigma_a$  = die Amplitude der Ermüdungsgrenzspannung ist.

$$n = \frac{K_d \cdot K_{Ra} \cdot \sigma_{Da}}{K_{f\sigma} \cdot \sigma_a}, \text{ wobei}$$

$\sigma_{Da}$  = die Amplitude der Ermüdungsgrenzspannung,  
 $\sigma_a$  = die Amplitude der Beanspruchungsspannung ist.

$$n = \frac{K_d \cdot K_{f\sigma} \cdot \sigma_{Da}}{K_{Ra} \cdot \sigma_a}, \text{ wobei}$$

$\sigma_{Da}$  = die Amplitude der Ermüdungsgrenzspannung,  
 $\sigma_a$  = die Amplitude der Beanspruchungsspannung ist.

13. Ergänzen Sie den fehlenden Teil der folgenden Aussage!

Das Smith-Diagramm für Stähle kann in Kenntnis von zwei Parametern, dem .... 1) und dem zur symmetrischen schwingenden Beanspruchung gehörigen ....2)....., mit einer ziemlich guten Näherung konstruiert werden.

1)

2)

# LEKTION 3

## 1.11. Modulabschluss

1. Welche der folgenden Aussagen ist richtig? Markieren Sie die richtige Antwort!

Der wichtigste Aspekt der Bemaßung von Maschinenbauteilen ist die kosteneffektive Fertigung und Verwendung.

Maschinenbauteile werden am häufigsten auf Grund der Festigkeit, in Abhängigkeit von den zulässigen Spannungen oder in Abhängigkeit von der zulässigen Verformung bemaßt.

2. Was bedeutet der Begriff zulässige Spannung? Markieren Sie die richtige Antwort!

Die zulässige Spannung bedeutet den maximalen Anteil am gewählten Spannungsgrenzwert, der (in Abhängigkeit vom Sicherheitsfaktor) in einem Querschnitt wirken gelassen wird.

Die zulässige Spannung ist die bei der Bemaßung bestimmte Nennspannung.

3. Als Grenzspannung können je nach dem Werkstoff unterschiedliche Eigenschaften gewählt werden. Ordnen Sie die folgenden Materialeigenschaften den einzelnen Werkstoffen aus Sicht der zulässigen Spannung zu!

1. Reißfestigkeit
2. Streckgrenze
3. Bruchdehnung

Stahl, Stahlguß, Aluminium, Kupfer

Spröde Werkstoffe

Gusseisen und Temperguss

4. Wie hängt der zulässige Schubspannungswert mit der zulässigen Spannung zusammen? Wählen von den folgenden Antworten den aus, den Sie für richtig halten! 1.  $\tau_{zul} = \sigma_{zul}$   
2.  $\tau_{zul} = 0,65\sigma_{zul}$

Stahl, Stahlguss, Kupfer, Bronze:

5. Bei Bemessungen wird die zulässige Spannung mit einer bestimmten Sicherheit festgelegt. Was wird mit dem Sicherheitsfaktor berücksichtigt? Wählen Sie eine der folgenden Definitionen!
- die Unsicherheiten bei der Bestimmung der Belastung, sowie die Unsicherheiten der Werkstoffstruktur,
  - die unterschiedlichen Eigenschaften von Werkstoffen auf Grund von Erfahrungen,
  - die möglichen Abweichungen auf Grund von annähernden Berechnungen.
6. Ergänzen Sie die folgende Definition der zusammengesetzten wechselnden Belastungen mit den folgenden Begriffen!
- 1. sinusförmige (n)
  - 2. schwingende (n)
  - 3. ruhende (n)
  - 4. schwellende (n)

Die zusammengesetzten wechselnden Belastungen wurden hinsichtlich der Materialprüfung zum ersten Mal von Wöhler untersucht. Wöhler hat die Beanspruchungen, unter Annahme einer Spannungsänderung von ....., je nach der zeitlichen Veränderung der Belastung in folgende Gruppen eingeteilt:

- ..... Belastung: keine oder nur seltene, nicht signifikante Änderungen
- .....Belastung: Änderung mit gleichem Vorzeichen, jedoch mit einem Maximum und einem Minimum
- ..... Belastung: das Vorzeichen der Belastung (Spannung) ändert sich

7. Die Konstruktionselemente sind bei einer zeitlich wechselnder Belastung einer erhöhten Beanspruchung, sog. Ermüdungsbeanspruchung ausgesetzt. Als Ergebnis dieser Erscheinung können die Maschinenteile ermüden und auch bei einem Spannungswert brechen, dem sie bei einer ruhenden Belastung problemlos standhalten würden.

Formulieren Sie eine richtige Aussage der obigen Feststellung entsprechend!

Der Ermüdungsbruch entsteht in der Weise, dass am Ort der .....

Spannung ein(e) ..... auftritt.

- 1 = Riss,
- 2 = größten
- 3 = kleinsten
- 4 = Dehnung
- 5 = Bruch

8. Nachfolgend werden Wiederholungszahlen der Belastungen und Bemaßungsverfahren aufgezählt. Ordnen Sie die einzelnen Bemaßungsmethoden nach der Anzahl von Wiederholungen!

Bei einer Zyklenzahl unter  $N = 10^4$ :

Bei einer Zyklenzahl zwischen  $N = 10^4$  und  $N_0 = 2 \times 10^6$ :

Bei einer Zyklenzahl über  $N_0 = 2 \times 10^6$ :

1. Bemaßung auf Ermüdung   2. statische Bemaßung   3. Bemaßung auf Lebensdauer

9. Ordnen Sie die folgenden Tätigkeiten so, dass sie den Bemaßungsprozess für Maschinenteile mit wechselnder Belastung beschreiben!

1) Wenn die Sicherheit nicht geeignet ist, wird das Bauteil geändert.

2) Das Bauteil wird konstruiert.

3) In Kenntnis der Form des Bauteils werden die Spannungshäufungen berücksichtigt und die maximale Spannung berechnet.

4) Es wird eine annähernde Berechnung durchgeführt.

5) Es wird der Sicherheitsfaktor bestimmt.

6) Die Berechnung wird für das veränderte Bauteil wiederholt.

Erster Schritt

Zweiter Schritt

Dritter Schritt

Vierter Schritt

Fünfter Schritt

Sechster Schritt



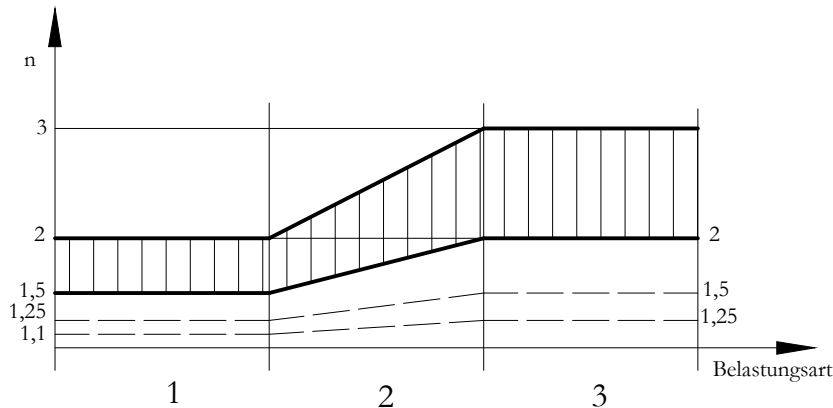
10. Entscheiden Sie, ob die folgende Aussage richtig ist. Markieren Sie die richtige Antwort!

Die Größe des Sicherheitsfaktors hängt von der Häufigkeit der Überlastungen des Bauteils, von der Art der Beanspruchung, sowie von der verlangten Lebensdauer ab.

Richtig

Falsch

11. Die folgende Abbildung zeigt die minimalen Werte des Sicherheitsfaktors in Abhängigkeit von der Spannungsänderung. Bestimmen Sie die Stelle der verschiedenen Belastungsgruppen im Diagramm unter Berücksichtigung der Zahlenwerte!



schwingende Belastung

schwellende Belastung

ruhende Belastung

# MODUL II

Maschinenelemente zur Verbindung von  
Maschinenteilen, Verbindungsarten

# LEKTION 4

## 2. Maschinenelemente zur Verbindung von Maschinenteilen, Verbindungsarten

### Tätigkeit:

Lesen Sie das Skript bis zum Unterkapitel 2.6. Achten Sie während der Verarbeitung auf die Folgenden:

- Beantworten Sie die Frage, nach welchen Kriterien die einzelnen Verbindungsarten eingeteilt werden können.
- Beantworten Sie die Frage, welche Besonderheiten die stoff-, form- und kraftschlüssigen Verbindungen haben.
- Zeigen Sie in der entsprechenden Abbildung die Gewindesteigung, den Gewindesteigungswinkel und die Gewindeteilung.
- Benennen Sie anhand der Abbildung die einzelnen Gewindeprofile.
- Beantworten Sie die Frage, was der Begriff Selbsthemmung bei Befestigungs- und Bewegungsschrauben bedeutet.
- Bestimmen Sie den Zusammenhang zwischen der Funktion der Befestigungs-, bzw. Bewegungsschrauben und den Merkmalen der angewendeten Gewindeprofile (Form, Flankenwinkel).
- Interpretieren Sie die Zusammenhänge zwischen den an den Schraubengewinden entstehenden Kräften und Drehmomenten, bzw. lernen Sie die Anwendung dieser Zusammenhänge!
- Benennen Sie die an Schraubengewinden auftretenden Kräfte auf Grund von Abbildungen.
- Identifizieren Sie die verschiedenen Fälle des Anziehens und des LöSENS auf Grund von Zustandsschaubildern der auf ein Schraubengewinde wirkenden Kräfte.
- Lernen Sie die Bestimmungsweise von Kräften.
- Lernen Sie die Berechnungsmethode für das Drehmoment, das zum Anziehen und LöSEN erforderlich ist.
- Lernen Sie den Zusammenhang für die Berechnung des Drehmomentes, das aus der Auflagereibung zwis-

chen der Mutter und der Schraube entsteht.

- Beantworten Sie die Frage, mit welcher Näherung der Hebelarm der Auflagereibungskraft zwischen der Mutter und der Schraube berechnet wird.
- Zählen Sie die Orte und Werte der Verteilung des Anzugsdrehmomentes auf.
- Lernen Sie die Merkmale von Befestigungsschrauben.
- Zählen Sie die Merkmale von Bewegungsschrauben auf.

### Anforderungen:

- Sie können die verschiedenen Möglichkeiten der Klassifizierung von Verbindungen schriftlich aufzählen.
- Sie können die Merkmale der stoff-, form- und kraftschlüssigen Verbindungen aus einer Liste auswählen, bzw. aufzählen.
- Sie können die Begriffe Gewindesteigung, Gewindesteigungswinkel und Gewindeverteilung den Bezeichnungen in einer Abbildung zuordnen.
- Sie können den Abbildungen von Gewindeprofilen deren Bezeichnungen zuordnen.
- Sie können den Begriff der Selbsthemmung bei Befestigungs- und Bewegungsschrauben aus einer Liste auswählen, bzw. selbständig beschreiben.
- Sie können den einzelnen Gewindeprofilen deren Anwendungsbereiche (Befestigungs- bzw. Bewegungsschraube) zuordnen.
- Sie können den Formeln der die an Schraubengewinden entstehenden Kräfte deren Bezeichnungen zuordnen.
- Sie können die einzelnen Elemente der Zusammenhänge zur Bestimmung von Kräften deren Bedeutungen beim Anziehen und Lösen zuordnen.
- Sie können Zustandsschaubilder der auf das Gewinde wirkenden Kräfte den verschiedenen Fällen des

Lösens und Anziehens zuordnen.

- Sie können die Zusammenhänge, die zur Bestimmung folgender Erscheinungen am geeignetsten sind, aus einer Liste auswählen:
  - die größte Reibungskraft,
  - der Reibungsfaktor,
  - die zum Anziehen erforderliche Umfangskraft,
  - die zum Lösen erforderliche Umfangskraft,
  - das zum Anziehen erforderliche Drehmoment,
  - das zum Lösen erforderliche Drehmoment,
  - das bei der Auflage zwischen der Mutter und der Schraube auftretende Drehmoment.
- Sie können den Zusammenhang für die genauere Bestimmung des Hebelarmes der bei der Auflage der Mutter und der Schraube auftretenden Reibungskraft, sowie die Formel für den meistens genügenden, annähernden Wert aus einer Liste auswählen.
- Sie können die Verteilungswerte des Anzugsdrehmomentes deren Stellen zuordnen.
- Sie können die Merkmale von Befestigungsschrauben auswählen, die für deren Funktion am wichtigsten sind.
- Sie können die Merkmale von Bewegungsschrauben auswählen, die für deren Funktion am wichtigsten sind.
- Sie können die angegebenen Gewindetypen deren Hauptanwendungsbereichen zuordnen.

Schlüsselbegriffe: stoffschlüssige Verbindung, kraftschlüssige Verbindung, Gewindeprofil, Gewindesteigung, Gewindeteilung, Befestigungsschraube, Bewegungsschraube, Selbsthemmung, Anzugs- und Lösedrehmoment.

## 2.1. Einteilung von Verbindungselementen und Verbindungsarten

Der korrekte und zuverlässige Betrieb einer Maschine wird von den Verbindungen der einzelnen Konstruktionselemente wesentlich beeinflusst. Bei der Auswahl und Gestaltung dieser Verbindungen sind vor allem die Funktion und die Aufgabe der jeweiligen Konstruktionen entscheidend.

- In der Maschinenbaupraxis wird zwischen **lösbaaren** und **nicht lösbaaren** Verbindungen unterschieden. **Lösbare Verbindungen** können ohne Beschädigung der Bauteile, bzw. des Verbindungselementes einfach gelöst und wieder verbunden werden. Zu dieser Gruppe gehören die Schraub-, Stift- und Bolzenverbindungen, sowie die Passfeder-, Keil-, Klemmverbindungen und Verbindungen mittels Befestigungselementen von Welle-Nabe-Konstruktionen. **Nicht lösbare Verbindungen** können nur durch die Zerstörung von Bauteilen oder des Verbindungselementes gelöst werden. Solche Verbindungen sind die Kleb-, Löt-, Schweiß- und Nietverbindungen.
- Verbindungen können auch nach anderen Aspekten klassifiziert werden, so wird z. B. ihrer Gestaltung nach zwischen **stoff-, form-, bzw. kraftschlüssigen** Verbindungen unterschieden. **Stoffschlüssige Verbindungen** werden durch ein Vereinigungsverfahren, bzw. ein vermittelndes Material zusammengefügt, und können in den meisten Fällen nicht ohne Zerstörung gelöst werden. Zu dieser Gruppe gehören Verbindungen, die durch Kleben, Löten, Schweißen oder Einpressen entstehen. Bei den **formschlüssigen Verbindungen** erfolgt die Übergabe von Belastungen durch entsprechende geometrische Formen. Solche Verbindungen sind z. B. Schraubverbindungen mit Scherbeanspruchung, sowie Passfeder- und Profilstiftverbindungen, die in der Regel lösbar hergestellt werden. Wenn bei der Herstellung einer Verbindung Kraft anzuwenden ist und die Verbindung durch Einspannung oder eine flexible Klemmung zustande kommt, sprechen wir von einer **kraftschlüssigen** Verbindung. Zu dieser Gruppe gehören Keil-, Schraub- und Schrumpfvverbindungen. Diese Verbindungen können lösbar, bedingt lösbar oder nicht lösbar sein. Bei ihrer Entstehung spielen die Einspannung und die Reibungskraft eine wichtige Rolle.
- Ein weiterer Klassifizierungsaspekt kann die **Funktion der Verbindung innerhalb der Maschine** sein, wonach **lasttragende, festigende** und **fügende** Verbindungen unterschieden werden.

**Lasttragende Verbindungen** übertragen eine Kraft oder ein Drehmoment. **Befestigende Verbindungen** sind neben der Verbindungsfunktion auch zu einer kleineren Lastübertragung geeignet, während **fügende Verbindungen** nur zur Befestigung von Bauteilen dienen, sie übertragen jedoch keine Kraft.

## 2.2. Grundbegriffe im Zusammenhang mit Schraubengewinden

Schraubenverbindungen bestehen aus Bauteilen mit Außen-, bzw. Innengewinden.

Wie aus der Geometrie bekannt ist, lässt sich die Schraubenlinie aus einer gleichzeitig drehenden und fortschreitenden Bewegung ableiten, d.h. eine Schraubenlinie entsteht, indem sich ein Punkt um den Mantel eines Zylinders - während der gleichzeitigen Drehbewegung des Zylinders - parallel mit dessen Längsachse fortschreitend bewegt. Die Schraubenlinie (das Gewinde) ist rechtsgängig, wenn sie nach rechts ansteigt und linksgängig, wenn sie nach links ansteigt

Wie oben erwähnt, stellt die Schraubenlinie eine Raumkurve dar, die sich an der Oberfläche eines Zylindermantels befindet. Ihre Ableitung ist auf Abbildung 2.11 ersichtlich. Die zu einer vollen Umdrehung gehörige Verschiebung „ $P$ “ wird Gewindesteigung genannt. Wird der Zylindermantel mit der Schraubenlinie in eine Ebene gelegt, dann erhält man eine schräge Gerade mit einem Winkel  $\psi$ . Diese schräge Gerade, die Gewindesteigung und der Umfang des Zylinders bilden eine Neigung. Der Winkel  $\psi$  wird Gewindesteigungswinkel genannt und mit dem Zusammenhang

$$\operatorname{tg}\psi = \frac{P}{d \cdot \pi} \quad (2.1)$$

bestimmt.

Wird ein geeignetes Profil, Dreieck, Rechteck, Trapez, ... am Zylindermantel geführt und die Schraubenlinie durch ein solches Profil gebildet, dann erhält man eines der am häufigsten verwendeten Bindungselemente, die Schraube. Zur Herstellung einer Verbindung ist neben der Schraube auch deren Negativ, ein Bauteil mit einem Innengewinde erforderlich, um diese mit der Schraube verbinden zu können. Die Gewinde können ihrer Position nach in zwei Gruppen eingeordnet werden: in Außengewinde-Schraubenbolzen und Innengewinde-Schraubenmutter (Gewindehülse).



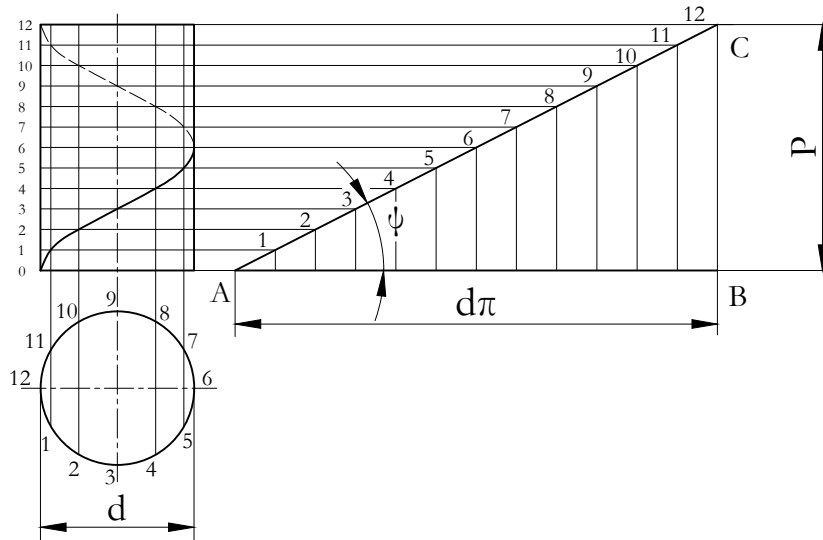


Abbildung 2.1: Ableitung der Schraubenlinie

Wie bekannt, bestimmt die Form der in das Material eingeschnittenen Nut die Art des Gewindes. So können wir von Spitz-, Trapez-, Säge- oder kreisförmigen Gewinde sprechen, wie es aus der folgenden Abbildung ersichtlich ist (2.12).

Die Darstellung der Gewindeprofile in der Abbildung ist bei weitem nicht vollständig, denn für spezielle Aufgaben können auch weitere Gewindeprofile verwendet werden, z. B. Panzerrohrgewinde für elektrische Installationen, ... usw.

Ein besonderer Fall der Gewindegestaltung ist, wenn man an einer Zylinderoberfläche mehrere Gewinde parallel zueinander anbringt. Der Vorteil dieser sog. mehrgängigen Schrauben ist, dass auf dieser Weise mit einer vollen Umdrehung eine größere axiale Verschiebung erreicht werden kann. Da ihre Herstellung ziemlich kompliziert

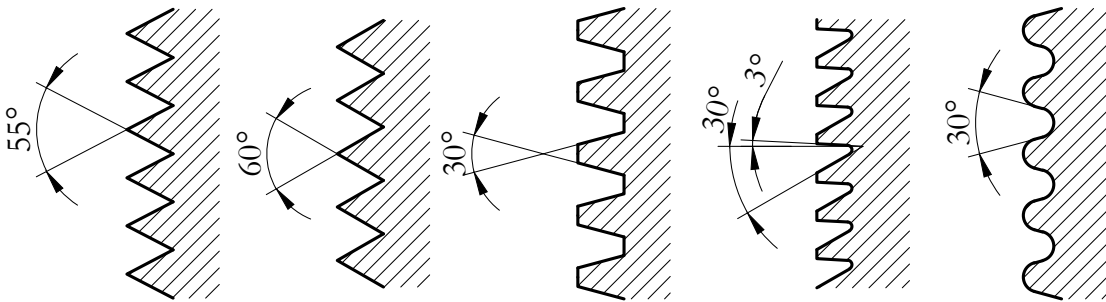


Abbildung 2.2: Verschiedene Gewindeprofile

ist, werden in der Praxis höchstens dreigängige Gewinde hergestellt. Befestigungsschrauben sind eingängig. Schraubenverbindungen können ihrer Funktion nach:

- Befestigungsschrauben oder
- Bewegungsschrauben sein.

Mit Schraubenverbindungen können verschiedene Konstruktionen verbunden werden. Hierfür sind Spitzgewinde am besten geeignet, z. B. zur Befestigung von Lagergehäusen oder Tragkonstruktionen ... usw.

Die Aufgabe von Bewegungsschrauben ist es, zwischen den einzelnen Konstruktionselementen eine Verschiebung zu gewährleisten. Für diesen Zweck wurden früher Schrauben mit Flachgewinde verwendet, heutzutage sind dagegen, wegen ihren günstigeren Eigenschaften, Schrauben mit Trapezgewinde gängiger. Z.B. bei Schraubenhebel, Kugelpresse , ... usw.

### 2.3. Gewindeprofile, charakteristische Abmessungen

Die am häufigsten verwendete Schraubenart ist die Befestigungsschraube. Die Befestigungsschrauben werden mit Spitzgewinde ausgeführt. Sie werden durch das am Zylindermantel herumlaufende dreieckige Profil charakterisiert. Wenn der Spitzenwinkel (Flankenwinkel) des Dreiecks  $55^\circ$  beträgt, spricht man von einem Whitworth-Gewinde und bei einem Flankenwinkel von  $60^\circ$  von einem metrischen Gewinde. Es ist zu bemerken, dass das angelsächsische Whitworth-Gewinde bei neueren Konstruktionen nicht mehr verwendet wird, nur bei Gewinderohren.

Die heute verwendeten Spitzgewindeschrauben werden zum größten Teil als metrisches Gewinde ausgeführt, dessen Profil in Abbildung 2.13 zu sehen ist.

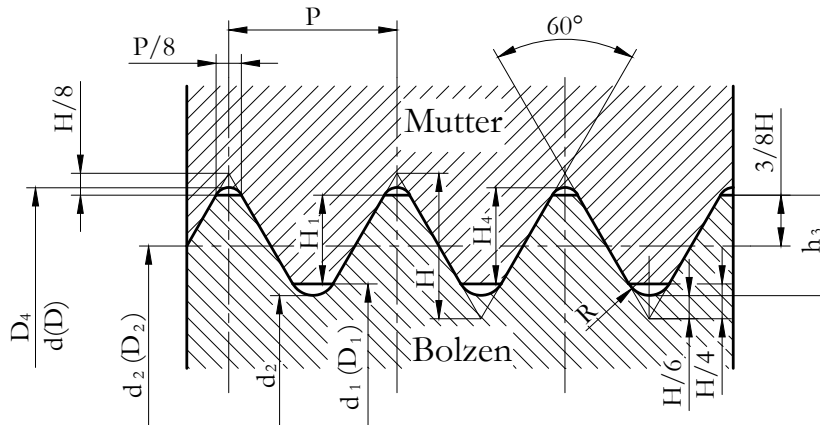


Abbildung 2.3: Das Profil des normalen metrischen Gewindes

Die Profile und die typischen Abmessungen von Gewinden sind genormt. Diese Abmessungen sind bei metrischen Gewinden:

- $d, D$  - Nennmaß (Durchmesser),
- $d_2, D_2$  - Mitteldurchmesser,
- $d_3$  - Kerndurchmesser des Bolzengewindes,
- $D_1$  - Kerndurchmesser des Muttergewindes,
- $P$  - Gewindesteigung,
- $H$  - Höhe des Grunddreiecks.

Ein weiteres typisches Maß ist der bereits erwähnte Gewindesteigungswinkel  $\psi$ , dessen Wert wie folgt berechnet wird:

$$\psi = \arctg \frac{P}{d_2 \cdot \pi} \quad (2.2)$$

Sowohl in der Feinmechanik als auch in der Automobilindustrie werden Schrauben mit sehr kleiner Steigung benötigt (z. B. Regulierschraube der Leerlaufdüse eines Vergasers). Die geringen Abmessungen und die Möglichkeit der Feineinstellung verlangen die Verwendung von Schrauben, die von den normalen Abmessungen abweichen bzw. eine geringere Steigung und Gewindehöhe haben. Für solche Zwecke wurde das metrische Feingewinde standardisiert.

Wenn das um den Zylindermantel herumgeführte Profil rechteckig, trapezförmig, säge- oder halbkugelförmig ist, handelt es sich um sog. abgestumpfte Schrauben:

- Das Trapezgewinde hat einen Flankenwinkel von  $30^\circ$  und ist ebenfalls eine Standard-Gewindeart. Es wird in Konstruktionen zur Übertragung von Bewegungen eingesetzt, aber auch an anderen Stellen, wo eine hohe Kraftentfaltung erforderlich ist, z. B. als Befestigungsschraube bei Bremsanlagen von Waggons verwendet. Fast alle Gewindeprofile von Schraubengewinden sind ebenfalls Trapezgewinde.
- Das Flachgewinde hat einen rechteckigen Querschnitt und ist heute schon weniger verbreitet, weil es durch das Trapezgewinde gut ersetzt werden kann. Das Flachgewinde ist nicht genormt.

- Das Sägegewinde wird zur Übertragung von großen Kräften verwendet. Seine Abmessungen sind genormt.
- Das Rundgewinde ist eigentlich ein stark abgerundetes Spitzgewinde mit einem Flankenwinkel von  $30^\circ$ . Es wird bei Verbindungs- und Bewegungsschrauben verwendet, wo Verunreinigungsgefahr besteht, bzw. das Gewinde hohen Stoßbeanspruchungen ausgesetzt ist. Das Rundgewinde ist ebenfalls genormt.

## 2.4. Kraftverhältnisse in den Schraubengewinden

Die in den Gewinden auftretenden Kräfte bilden ein dreidimensionales Kräftesystem. Ihre Richtung und Größe hängen von der geometrischen Gestaltung des Gewindes ab. Die Belastung ist in Wirklichkeit verteilt, sie wird aber - um die Untersuchung zu vereinfachen - als eine konzentrierte Kraft betrachtet.

Die in den Gewinden auftretenden Kräfte können am einfachsten an flachgängigen (nicht genormten) Schrauben untersucht werden.

Abbildung 2.14 zeigt einen Abschnitt eines flachgängigen Schraubenbolzens mit einem kleinen Abschnitt der damit verbundenen Mutter. Durch Konzentrierung der auf die Mutter wirkenden äußeren Kräfte auf diese Stelle erhalten wir die Kräfte „ $F$ “ und „ $F_t$ “.

Kraft  $F$  wirkt in Richtung der Schraubenbolzenachse.  $F_t$  ist die Umfangskraft, die ausgeübt wird, um die Mutter oder den Bolzen gegenüber der Last  $F$  zu bewegen. Diese entspricht dem Anziehen der Befestigungsschraube oder dem Anheben einer Last mit der Schraube.

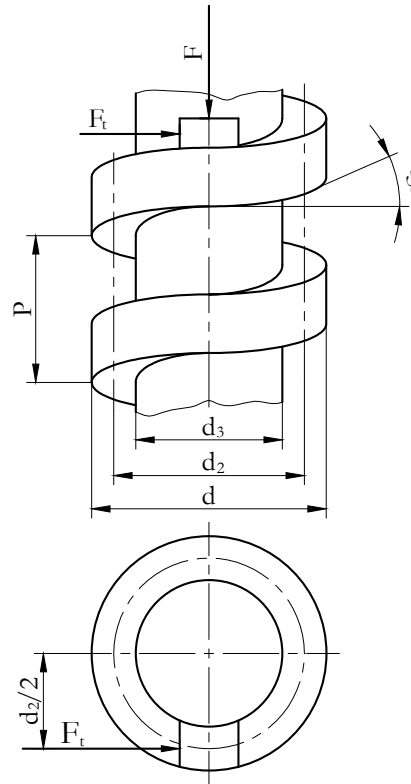


Abbildung 2.4: Flachgängiger Bolzen mit einem kleinem Abschnitt der Mutter

Wird die zum Mitteldurchmesser gehörige Schraubenlinie in eine Ebene ausgebreitet, dann kann das Gleichgewicht der Kräfte nach den Gesetzmäßigkeiten für Neigungen untersucht werden (Abbildungen 2.15 und 2.16). Die Abbildung zeigt neben den äußeren Kräften auch die beiden Komponenten der Reaktionskraft, die auf den auf einer Neigung liegenden Körper wirken, die oberflächenzusammenpressende Kraft  $F_n$  und die  $F_s$

Reibungskraft. Die maximale Größe der Reibungskraft, die im Grenzfall der Bewegung des Körpers auftritt, beträgt

$$F_s = \mu \cdot F_n, \quad (2.3)$$

und der Reibungsfaktor beträgt - ausgedrückt mit dem Reibungswinkel  $\mu = \operatorname{tg} \rho$ .

$$F_s = \mu \cdot F_n \quad (2.4)$$

der Reibungskoeffizient ist der Reibungswinkel, ausgedrückt als  $\mu = \operatorname{tan} \rho$ .

Abbildung 2.15 zeigt das Zustandszeigerdiagramm für den Grenzfall des Anziehens, aus dem:

$$F_t = F \cdot \operatorname{tg}(\psi + \rho) \quad (2.5)$$

wobei:

- F - äußere Kraft
- $F_s$  - Reibkraft
- $\psi$  - Gewindesteigungswinkel
- $F_n$  - Klemmkraft (senkrecht zur Oberfläche)
- $F_t$  - Umfangskraft
- $d_2$  - Flankendurchmesser
- P - Gewindesteigung
- $\rho$  - Halbkegelwinkel der Reibung

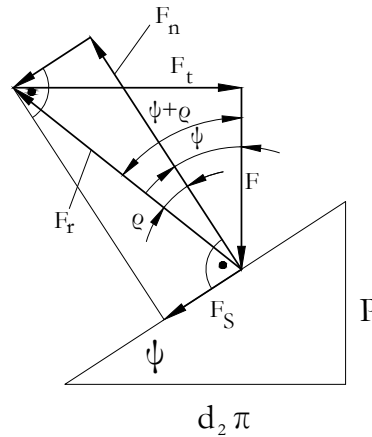


Abbildung 2.5: *Das Gleichgewicht der Kräfte beim Anziehen*

Untersuchen wir jetzt das Gleichgewicht der auf den Körper wirkenden Kräfte im Falle einer Bewegung nach unten. In diesem Fall ist die Reibkraft gegenläufig und dementsprechend ändert sich auch das Zeigerdiagramm. Der absolute Wert der Umfangskraft ist an der Grenze des Gleichgewichtes in beiden Fällen

$$F_t = F \cdot \operatorname{tg}(\psi - \rho), \quad (2.6)$$

sein Vorzeichen und Sinn sind jedoch entgegengesetzt. Praktisch muss man daher, wenn die Bedingung  $\psi > \rho$  erfüllt ist, eine Kraft ausüben, um das Abrutschen des Körpers unter der Wirkung einer Kraft  $F$  zu verhindern und wenn  $\psi < \rho$ , dann rutscht der Körper nur unter der Wirkung einer zusätzlichen Kraft ab, d.h. es liegt Selbsthemmung vor. An der Grenze der Selbsthemmung ist  $\psi = \rho$ . Selbsthemmung ist bei Schrauben fast immer ein Erfordernis.

**Selbsthemmung** bedeutet bei Verbindungsschrauben, dass sich die Verbindung unter betriebsmäßiger Belastung nicht löst. Das heißt z.B. dass sich eine Befestigungsschraube im Rad eines Fahrzeuges, die mit einer ausreichenden Kraft angezogen ist, während der Benutzung des Fahrzeuges nicht lösen kann.



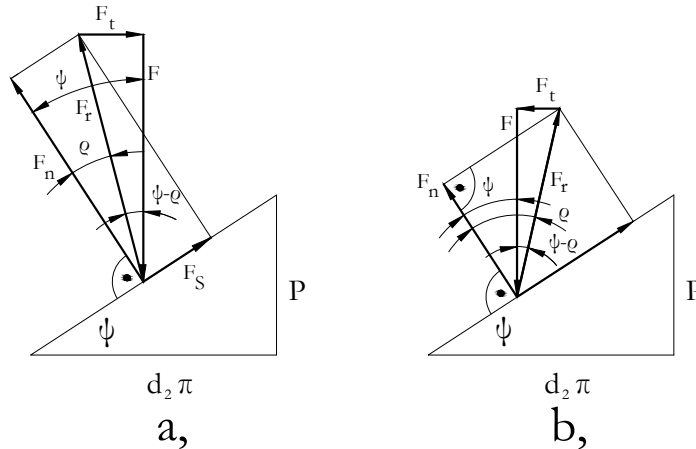


Abbildung 2.6: (a) Das Gleichgewicht der Kräfte beim Lösen, wenn  $\psi > \rho$ , (b) Das Gleichgewicht der Kräfte beim Lösen, wenn  $\psi < \rho$

Bei Bewegungsschrauben bedeutet die Selbsthemmung, dass sich die Schraube unter der Wirkung einer äußeren Belastung nicht zu bewegen beginnt. Zum Beispiel, setzt sich der Schraubenbolzen eines bei Autos verwendeten Handhebels unter der Wirkung der Schwerkraft des angehobenen Fahrzeugs nicht in Bewegung.

Die Größe des zum Drehen der Schraubenmutter oder des Schraubenbolzens (Anziehen oder Lösen) erforderlichen Drehmomentes ist das Produkt aus der Umfangskraft und dem Hebelarm dieser Kraft, d.h.

$$T_{1,2} = F \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \operatorname{tg}(\psi \pm \rho) \quad (2.7)$$

Die in der Praxis am häufigsten vorkommenden Gewindeprofile sind dreieck- oder trapezförmig. Abbildung 2.17 zeigt das Detail eines Trapezgewindes mit dem Flankenwinkel  $\beta$ . In diesem Fall ist die zur Bolzenoberfläche senkrechte Komponente der Kraft  $F$  die  $F'$ . Dadurch wächst also die auf das Muttergewinde wirkende

Kraft und mit ihr auch die Reibkraft. Daraus ergibt sich eine Wirkung, als ob die Druckkraft unverändert, der Reibungskoeffizient jedoch größer wäre. Der scheinbare Reibungskoeffizient ist:

$$\mu' = \frac{\mu}{\cos \frac{\beta}{2}}, \text{ und} \quad (2.8)$$

$$\rho' = \text{arc tg} \mu' \quad (2.9)$$

ist der zugehörige Halbkegelwinkel der Reibung.

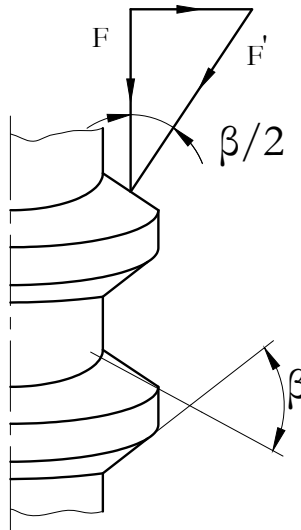


Abbildung 2.7: Trapezgewinde und die darauf wirkenden Kräfte

Die Umfangskraft ist dementsprechend:

$$F_t = F \cdot \operatorname{tg}(\psi \pm \rho') \quad (2.10)$$

Das Anzugs- und Lösedrehmoment:

$$T_{1,2} = F_t \cdot \frac{d_2}{2} = F \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \operatorname{tg}(\psi \pm \rho') \quad (2.11)$$

Beim Anziehen der Schraube ist an der Schraubenschlüssel nicht nur das Drehmoment  $T_1$  anzuwenden, sondern auch ein zusätzliches Drehmoment, das zur Überwindung des Reibungsmomentes an der Auflagefläche der Mutter oder des Schraubenkopfes benötigt wird.

Wenn der Reibungskoeffizient bei der Auflage  $\mu_a$  und der Hebelarm der in einem Punkt konzentrierten Reibungskraft  $r_a$  ist, dann entsteht bei der Auflage ein Drehoment von

$$T_a = \mu_a \cdot F \cdot r_a \quad (2.12)$$

Das gesamte Drehmoment, das an der Schraubenschlüssel anzuwenden ist, damit die gewünschte Kraft im Schraubenbolzen entsteht:

$$T_{k1} = T_1 + T_a = F \cdot \left[ \frac{d_2}{2} \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \rho') + r_a \cdot \mu_a \right] \quad (2.13)$$

Das am Schlüssel auszuübende Lösedrehmoment

$$T_{k2} = T_2 + T_a = F \cdot \left[ \frac{d_2}{2} \cdot \operatorname{tg}(\alpha - \rho') + r_a \cdot \mu_a \right] \quad (2.14)$$

Der Hebelarm der Reibkraft, die an der Auflagefläche entsteht, kann auch mit einer genaueren Berechnung ermittelt werden (durch Integration der verteilten elementaren Kräfte). Dementsprechend:

$$r_a = \frac{1}{3} \cdot \frac{D_k^3 - D_b^3}{D_k^2 - D_b^2}, \quad (2.15)$$

wobei  $D_k$  der Außendurchmesser und  $D_b$  der Innendurchmesser der Auflagefläche ist. In vielen Fällen genügt es, die Näherung  $r_a \sim d_3$  anzuwenden, das heißt, der durchschnittliche Radius und der Kerndurchmesser können als gleiche Werte angesehen werden, also:

$$T_a = \mu_a \cdot F \cdot d_3 \quad (2.16)$$

Der Werte von  $\mu'$  und  $\mu_a$  sind in der Regel nicht gleich. Die Unterschiede in den Reibungskoeffizienten sind auf die verschiedenen Werkstoffpaarungen (Auflage Schraube-Mutter, Schraubenkopf-Mutter), auf die jeweiligen Schmierungsbedingungen, sowie auf die Oberflächenrauigkeit zurückzuführen.

In der Literatur werden die beiden Reibungskoeffizienten normalerweise als gleich angenommen, was durch die beträchtliche Streuung der tatsächlichen Werte begründet wird. So wird bei Schrauben, die mit herkömmlichem Schmieröl geschmiert werden, unabhängig von der Größe der Schraube mit einem Reibungskoeffizienten von 0,13 ... 0,25 gerechnet.

Aufgrund von Untersuchungen verteilt sich das Anzugsdrehmoment an verschiedenen Stellen wie folgt:

- für die Reibung zwischen den Gewinden: 40...67%,
- für die Reibung der Auflageflächen: 16...50%,
- für die Vorspannung: 10...17%.

Der wichtigste Aspekt bei der Auswahl des Gewindeprofils ist die Funktion der Schraube. Bei Befestigungsschrauben wird eine maximal mögliche Reibung angestrebt, um die Lockerung der Verbindung auch auf diese Weise zu verhindern. Die Bewegungsschrauben müssen als einfache Maschinen mit einem möglichst hohen Wirkungsgrad funktionieren, hier ist also das Ziel eine geringere Reibung, jedenfalls unter Beibehaltung der Selbsthemmung.

Da die Erhöhung des Flankenwinkels zur Erhöhung des scheinbaren Reibungskoeffizienten führt, ist es bei Befestigungsschrauben zweckmäßig, ein dreieckiges Gewindeprofil mit einem großen Flankenwinkel zu verwenden. Das theoretische Grundprofil des normalen metrischen Gewindes ist ein gleichseitiges Dreieck ( $\beta=60^\circ$ ), von dem das tatsächliche Profil durch Abfasen bzw. Abrundung der Ecken entsteht (Abbildung 2.13). Die Abrundungen des Gewindeprofils sorgen dafür, dass bei den Gewindespitzen ein Spalt zwischen dem Schraubenbolzen und der Mutter entsteht. Die große Abrundung am Fuß des Bolzengewindeprofils erhöht den Kerndurchmesser und reduziert die spannungskonzentrierende Wirkung, somit hat diese Maßnahme eine festigkeitserhöhende Wirkung.

Das Verhältnis zwischen der Steigung des normalen metrischen Gewindes und seines Außendurchmessers hängt vom Durchmesser ab, sein durchschnittlicher Wert ist 0,15. Wenn es wichtig ist, die Festigkeit der Schraube zu erhöhen, kann die schwächende Wirkung des Gewindes durch Reduzierung der Gewindesteigung effektiv reduziert werden, was zu einer Erhöhung des Kerndurchmessers führt. In diesem Fall ist das metrische Feingewinde geeignet, dessen Steigung durchschnittlich nur ca. 10% des Außendurchmessers erreicht. Wenn aber die Erhöhung des Kerndurchmessers nicht besonders begründet ist, ist das billiger hergestellbare normale metrische Gewinde einzusetzen.

Für Bewegungsschrauben sind Gewindeprofile mit kleinem Flankenwinkel und geringerer Reibung zweckmäßig. In diesem Zusammenhang wäre das Flachgewinde ( $\beta=0^\circ$ ) ideal, statt dessen wird aber in der Regel das Trapezgewinde mit einem Flankenwinkel von  $\beta=30^\circ$  verwendet, wegen seiner höheren Festigkeit, und seiner fertigungstechnischer Vorteile.

## 2.5. Übungsaufgaben

**Aufgabe 2.1** Mit was für einem Drehmoment muss ein Gewindebolzen der Größe M 16 x 2 mit einer äußeren Belastung von  $F=10$  kN angezogen werden, wenn der Reibungskoeffizient  $\mu = 0,12$  beträgt?

( $d_2 = 14,85$  mm,  $d_3 = 13,879$  mm - aus der Tabelle)

M 16 x 2

$d$  = Nenndurchmesser = 16 mm

$P$  = Gewindesteigung = 2 mm

$\beta$  = Flankenwinkel der metrischen Gewinde =  $60^\circ$

Lösung:

Anzugsdrehmoment:

$$T_1 = F \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \operatorname{tg}(\psi + \rho')$$

Lösedrehmoment:

$$T_2 = F \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \operatorname{tg}(\psi - \rho')$$

Bestimmung der Winkel:

Gewindesteigungswinkel:

$$\psi = \operatorname{arc\,tg} \frac{P}{d_2 \pi} = \operatorname{arc\,tg} \frac{2}{14,85 \pi} = 2,466^\circ$$

Der scheinbare Reibungswinkel:

$$\rho' = \operatorname{arc\,tg} \frac{\mu}{\cos \frac{\beta}{2}} = \operatorname{arc\,tg} \frac{0,12}{\cos \frac{30^\circ}{2}} = 7,888^\circ$$

Der Anzugsdrehmoment:

$$T_1 = 10000 \cdot \frac{14,85}{2} \cdot \operatorname{tg}(2,466^\circ + 7,888^\circ) = 13565,81 \text{ Nmm}$$

$$T_1 \cong 13,6 \text{ Nm}$$

$$T_2 = 10000 \cdot \frac{14,85}{2} \cdot \operatorname{tg}(2,466^\circ - 7,888^\circ) = -7047,45 \text{ Nmm}$$

$$T_2 \cong -7,05 \text{ Nm}$$

Zu dieser Aufgabe sollten Sie auch die Zeigerdiagramme der Kräfte (nicht maßstabsgetreu) zeichnen können!

## Aufgabe 2.2

Bestimmen Sie das Drehmoment, das zum Anziehen und Lösen einer Schraube der Größe M16x1,5 auf den Schlüssel aufgebracht werden muss!

Angaben der Schraubverbindung:

Vorspannkraft: 50 kN

$d_2 = 15,026 \text{ mm}$

$\mu = 0,15$

$\mu_a = 0,2$

$d_3 = 14,16 \text{ mm}$

Lösung:

$$T_{k1} = F \cdot \left[ \frac{d_2}{2} \cdot \operatorname{tg}(\psi + \rho') + r_a \cdot \mu_a \right] = 5 \cdot 10^4 \cdot \left[ \frac{15,026}{2} \cdot \operatorname{tg}(11,7426^\circ) + 2,832 \right] = 219,98 \text{ Nm}$$

wobei,

$$\varphi = \operatorname{arc\,tg} \frac{P}{d_2 \cdot \pi} = \frac{1,5}{15,026 \cdot \pi} = 1,82^\circ$$

$$\rho' = \operatorname{arc\,tg} \frac{\mu}{\cos \frac{\beta}{2}} = \operatorname{arc\,tg} \frac{0,15}{\cos 30^\circ} = 9,826^\circ$$

$$r_a \cdot \mu_a = d_3 \cdot \mu_a = 14,16 \cdot 0,2 = 2,832 \text{ mm}$$

$$T_{k2} = F \cdot \left[ \frac{d_2}{2} \cdot \operatorname{tg}(\psi - \rho') + r_a \cdot \mu_a \right] = 5 \cdot 10^4 \cdot \left[ \frac{15,026}{2} \cdot \operatorname{tg}(8,006^\circ) + 2,832 \right] = 194,4 \text{ Nm}$$

Zu dieser Aufgabe sollten Sie auch die Zeigerdiagramme der Kräfte (nicht maßstabsgetreu) zeichnen können!



## 2.6. Kontrollfragen und Aufgaben

### 1. Markieren Sie die für kraftschlüssige Verbindungen charakteristischen Aussagen!

Zur Herstellung einer Verbindung ist eine äußere Kraft erforderlich.

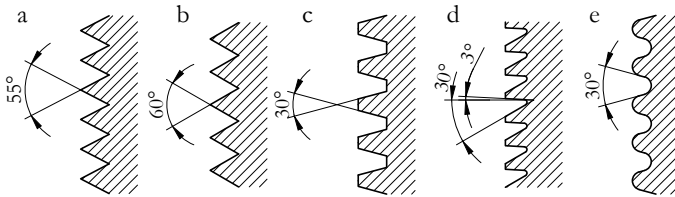
Die Übertragung der Last wird durch die geometrische Form von Bauteilen gewährleistet.

Die Vorspannkraft spielt eine wichtige Rolle bei den Verbindungen.

Bei der Herstellung der Verbindung spielt auch die Flexibilität der Elemente eine Rolle.

Die Verbindung zwischen den zu verbindenden Bauteilen wird durch ein Material hergestellt.

### 2. Schauen Sie sich die nächste Abbildung genau an, und lösen Sie die folgende Aufgabe!



Schreiben Sie die Nummern vor den Namen der folgenden Gewindeprofile in die richtigen Kästchen! (Nur drei Nummern von fünf sind in die Kästchen einzutragen!)

**1. Trapezgewinde 2. Rundgewinde 3. Sägegewinde 4. Flachgewinde 5. Spitzgewinde**

Das in der Abbildung mit Buchstabe b gekennzeichnete Profil ist das

Das Profil c) ist das

und das Profil e) ist das

3. Für welche Funktion sind die Schrauben geeignet, die ein dreieckiges Gewindeprofil mit großem Flankenwinkel haben? Markieren Sie die richtige Antwort!

als Befestigungsschrauben

als Bewegungsschrauben

als Befestigungsschrauben und Bewegungsschrauben

4. Was bedeutet der Begriff der Selbsthemmung bei Bewegungsschrauben? Markieren Sie die richtige Antwort!

Er bedeutet, dass zur Bewegung der Schraube eine Kraft ausgeübt werden muss.

Er bedeutet, dass sich die Schraube unter der Wirkung einer Belastung nicht bewegen kann.

Er bedeutet, dass eine große Reibungskraft auftritt.

5. Ordnen Sie die an den Gewinden entstehenden Kräfte ihren Zeichen zu!

a) Umfangskraft

b) die die Mutter oder den Bolzen belastende axiale Kraft

c) die oberflächenzusammenpressende Kraft

d) Reibkraft

e) die Resultierende der Reibkraft und der zusammenpressenden Kraft

1)  $F_S$  2)  $F_n$  3)  $F_t$  4)  $F_R$  5)  $F$

6. Die größte Reibungskraft, die im Grenzfall der Verschiebung der Mutter an den Schraubengewinden auftritt:

$$F_s = \mu \cdot F_n$$

Was bedeutet  $\mu$  in diesem Zusammenhang? Wählen Sie aus der folgenden Liste die richtige Antwort aus!

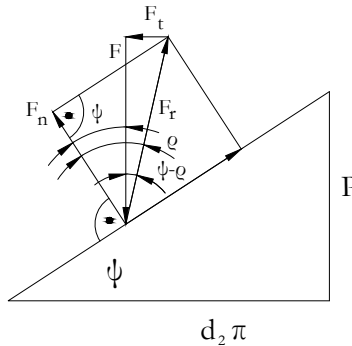
Gewindesteigungswinkel

Halbkegelwinkel der Reibung

Reibungskoeffizient

Tangente der Reibungs-Halbkegelwinkels

7. Betrachten Sie sorgfältig die Abbildung unten und markieren Sie anschließend die richtige Aussage!



Das Zeigerdiagramm zeigt das Gleichgewicht der Kräfte im Grenzfall des Anziehens.

Das Zeigerdiagramm zeigt das Gleichgewicht der Kräfte im Grenzfall des Lösens, wenn  $\psi < \rho$ .

Das Zeigerdiagramm zeigt das Gleichgewicht der Kräfte im Grenzfall des Lösens, wenn  $\psi > \rho$ .

8. Entscheiden Sie, ob die folgende Aussage richtig ist. Markieren Sie die richtige Antwort! Der folgende Zusammenhang ist zur Bestimmung der an den Schraubengewinden im Grenzfall der Verschiebung auftretenden maximalen Reibkraft geeignet.  $F_s = \mu \cdot F_n$

Ja

Nein

9. Ordnen Sie die folgenden Bezeichnungen und Zusammenhänge ihren Bezeichnungen zu!

1.  $\mu = \operatorname{tg} \rho$    2.  $F_t = F \cdot \operatorname{tg}(\psi + \rho)$    3.  $F_t = F \cdot \operatorname{tg}(\psi - \rho)$    4.  $T_{1,2} = F \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \operatorname{tg}(\psi \pm \rho)$ , wobei  $d_2 = \frac{d+d_3}{2}$

5.  $\mu' = \frac{\mu}{\cos \frac{\alpha}{2}}$    6.  $\rho' = \operatorname{arctg}(\mu')$    7.  $F_t = F \cdot \operatorname{tg}(\psi \pm \rho')$    8.  $T_{1,2} = F \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \operatorname{tg}(\psi \pm \rho')$    9.  $T_a = \mu_a \cdot F \cdot r_a$

10.  $T_{k1,2} = F \cdot \left[ \frac{d_2}{2} \cdot \operatorname{tg}(\psi \pm \rho') + r_a \cdot \mu_a \right]$    11.  $r_a = \frac{1}{3} \frac{D_k^3 - D_b^3}{D_k^2 - D_b^2}$

1) Zum Lösen erforderliche Umfangskraft im Grenzfall des Gleichgewichtes des Zeigerdiagramms.

2) Der scheinbare Reibungswinkel.

3) Der Reibungskoeffizient ausgedrückt durch den Reibungswinkel.

4) Das auf den Schraubenschlüssel aufzubringende Drehmoment bei Gewinden mit Ausnahme des Flachgewindes.

5) Der Hebelarm der bei der Auflage der Mutter und der Schraube auftretenden Reibungskraft.

6) Das Drehmoment, das sich aus der Auflagereibung zwischen der Mutter und der Schraube ergibt.

7) Die zum Drehen erforderliche Kraft bei Gewinden mit Ausnahme des Flachgewindes.

8) Der scheinbare Reibungskoeffizient.

9) Das zum Drehen (Anziehen, Lösen) der Mutter oder des Bolzens erforderliche Drehmoment.

10) Die zum Anziehen erforderliche Kraft  $F_t$  im Grenzfall des Gleichgewichtes des Zeigerdiagramms, bei Flachgewinden.

11) Das auf den Schraubenschlüssel aufzubringende Drehmoment bei Gewinden mit Ausnahme des Flachgewindes, wenn auch das sich aus der Auflagerreibung zwischen der Mutter und der Schraube ergebende Drehmoment berücksichtigt wird.

10. Welcher Zusammenhang ist zu einer annähernden Bestimmung des Hebelarmes der Reibungskraft geeignet, die an der Auflage der Mutter und der Schraube entsteht? Markieren Sie die richtige Antwort!

$$r_a = d$$

$$r_a = d_2$$

$$r_a = d_3$$

11. Ordnen Sie die Verteilungswerte des Anzugsdrehmomentes deren Stellen zu!

1) wird für die Vorspannung aufgewendet

2) wird für die Reibung zwischen den Gewinden aufgewendet

3) wird für die Reibung der Auflageflächen aufgewendet

40...67%

16...50%

10...17%

12. Welche der folgenden Gewindearten werden für Befestigungsschrauben verwendet? Schreiben Sie die Nummer des Gewindes hinter die Bezeichnungen der Befestigungsschrauben!

normales metrisches Gewinde  
Sägewinde  
Trapezgewinde  
Rundgewinde  
metrisches Feingewinde  
Flachgewinde  
Whithworth-Gewinde

13. Die Schrauben können ihrer Funktion nach in Befestigungsschrauben und Bewegungsschrauben unterteilt werden. Markieren Sie in der folgende Liste mit **1** die für die Befestigungsschrauben und mit **2** die für Bewegungsschrauben geltenden Aussagen!

Es wird bei den Gewinden eine maximal mögliche Reibung angestrebt, um die Lockerung der Verbindung auch auf diese Weise zu verhindern.

Da Gewindeprofile mit einer geringeren Reibung zweckmäßig sind, werden Trapezgewinde und Sägewinde verwendet.

Es wird unter Beibehaltung der Selbsthemmung eine geringe Reibung angestrebt.

Bei diesen Schrauben sind dreieckige Gewindeprofile mit einem großen Flankenwinkel zweckmäßig.

Bei diesen Schrauben sind Gewindeprofile mit einem kleinen Flankenwinkel und geringerer Reibung zweckmäßig.

Bei diesen Schrauben werden in Spezialfällen auch Rundgewinde verwendet.

# LEKTION 5

## Tätigkeit:

Lesen Sie das Skript bis zum Unterkapitel 2.9. Achten Sie während der Verarbeitung auf die Folgenden:

- Lernen Sie die verschiedenen Belastungsfälle von Verbindungsschrauben.
- Beantworten Sie die Frage, welche Merkmale die einzelnen Fälle aufweisen.
- Lernen Sie die Zusammenhänge der einzelnen Bemaßungsfälle.
- Beantworten Sie die Frage, wann eine Scherbeanspruchung in einer Schraubenverbindung auftritt.
- Beantworten Sie die Frage, wie das Gewindeteil vor Scherbeanspruchung geschützt werden kann.
- Lernen Sie den Zusammenhang zur Bestimmung der auftretenden Scherspannung.
- Lernen Sie den Zusammenhang zur Bestimmung des auftretenden Leibungsdrucks.
- Zählen Sie die Möglichkeiten zur Entlastung der Schraube hinsichtlich Scherbeanspruchung auf.

## Anforderungen:

Sie haben den Lernstoff erfolgreich erlernt, wenn Sie:

- die wichtigsten Belastungsfälle von Schraubenverbindungen aus einer Liste auswählen können,
- einer bestimmten Belastung deren Merkmale zuordnen können,
- den einzelnen Belastungsfällen deren Bemaßungszusammenhänge zuordnen können,
- die Elemente der einzelnen Zusammenhänge benennen können,
- die Bemaßungszusammenhänge bei Berechnungen anwenden können,
- die Merkmale von scherbeanspruchten Schraubenverbindungen aus mehreren Definitionen auswählen können,



- die Schraubenarten, die zum Schutz des Gewindeteils vor Scherbeanspruchung geeignet sind, auf Grund einer Abbildung benennen können,
- den Zusammenhang zur Bestimmung des Leibungsdrucks interpretieren und anwenden können,
- die Zusammenhänge zur Bestimmung der Scherbeanspruchung in Berechnungen anwenden können,
- die Möglichkeiten zur Entlastung der Schraube von der Scherbeanspruchung aus mehreren Konstruktionslösungen auswählen können.

Schlüsselwörter: Kernquerschnitt, Belastungskraft, Vorspannkraft, erhöhter Kerndurchmesser, Pass-Schulter-schraube, Scherhülse zur Entlastung der Schraube.

## 2.7. Festigkeitsberechnung von Schraubenverbindungen bei statischen Belastungen

Bei der Untersuchung der im Gewinde auftretenden Kraftwirkungen haben wir angenommen, dass die Kräfte in einem Punkt konzentriert wirken. In Wirklichkeit verteilt sich die Last an der Gewindeoberfläche. Die Schraubengewinde sind nicht ideal steif, deshalb verformen bzw. verbiegen sie unter der Wirkung verschiedener Kräfte. Sie werden nicht gleichmäßig belastet, die größte Kraft wirkt auf die ersten Gewindegänge.

Aus diesen Erkenntnissen - ohne die Bemaßung der Schraubenmutter detailliert darzustellen - lässt sich ableiten, dass die erforderliche Höhe der Mutter  $0,65d$  beträgt. Die Standardhöhe der Mutter beträgt  $m=0,8d$ , d.h. die Standardmuttern erfüllen die Festigkeitsanforderungen trotz der spannungskonzentrierenden Wirkung von Gewinden.

Die Festigkeitsberechnung des Schraubenkopfes führt zu einem Ergebnis von  $0,5d$ . Die Standardkopfhöhe beträgt  $k=0,7d$ , somit ist die Höhe des Schraubenkopfes ebenfalls geeignet.

Die häufigsten Beanspruchungen des Schraubenbolzens sind der Zug oder der Druck, wenn die Belastung axial ist, und die Scherung, wenn die Belastung senkrecht zur Achse wirkt.

1. Prüfen wir den Fall, wenn die Mutter bereits auf den Bolzen geschraubt wurde, jedoch nicht fest angezogen werden muss und der Bolzen axial belastet wird. Der Querschnitt des Bolzens, der hinsichtlich der Belastung

berücksichtigt werden kann, ist der Kernquerschnitt ( $A_3$ ), hier tritt die maximale Spannung auf.

Der Bolzen wird auf *Zug* beansprucht, die tatsächlich auftretende Spannung ergibt sich aus dem Zusammenhang

$$\sigma = \frac{F}{A_3} = \frac{4 \cdot F}{d_3^2 \cdot \pi} \quad (2.17)$$

Im obigen Zusammenhang ist

- $d_3$  = der Kerndurchmesser der Schraube
- $F$  = die äußere Belastung.

Bei Zugbeanspruchung kann der Wert von  $\sigma_{zul}$  aus der Streckgrenze mit dem Sicherheitsfaktor  $n=1,5 \dots 2,5$  berechnet werden.

**2.** Wenn die Schraubenverbindung über eine äußere Belastung ( $F$ ) hinaus bei der Montage auch mit einer Vorspannkraft, dessen Wert bekannt ist ( $F_e$ ), fest angezogen wird, dann kann die in der Schraube auftretende tatsächliche Spannung auf Grund des Zusammenhanges

$$\sigma = \frac{F + F_e}{A_3} = \frac{4 \cdot (F + F_e)}{d_3^2 \cdot \pi} \quad (2.18)$$

berechnet werden.

**3.** Wenn die Schraubenverbindung bei der Montage fest angezogen wird, der Wert der Vorspannkraft jedoch unbekannt ist, und die Verbindung zusätzlich durch eine äußere Kraft ( $F$ ) belastet wird, dann ist die Spannung mit einem reduzierten Kerndurchmesser zu bestimmen.

$$\sigma = \frac{F}{A_{03}} = \frac{4 \cdot F}{d_{03}^2 \cdot \pi} \quad (2.19)$$

Im obigen Zusammenhang kann auch die Fertigungsqualität der Schraube mit einem Gütefaktor „ $\varphi$ “ berücksichtigt werden. Somit beträgt der reduzierte Kerndurchmesser:

$$d_{03} = \sqrt{\frac{4 \cdot F}{\varphi \cdot \pi \cdot \sigma_{zul}}} \quad (2.20)$$

wo der Wert von  $\varphi = 0,5 \dots 1$  ist.

Wegen der unbekanntten Vorspannung wird der auf Grund der Betriebsbelastung festgelegte Kerndurchmesser in Abhängigkeit von seinen eigenen Abmessungen vergrößert. Der endgültige Kerndurchmesser beträgt somit:

$$d_3 = \frac{d_{03} + 6}{1,1} \quad (2.21)$$

Bei  $d_{03} = 60$  mm führt diese Berechnung nicht mehr zum Anstieg des Kerndurchmessers. Der Grund dafür ist, dass die Beanspruchung von Schrauben mit einem solchen Durchmesser durch die Vorspannung nicht mehr signifikant erhöht wird.

Folglich lohnt es sich bei festigkeitsbeanspruchten Schrauben eine Größe über M10 zu wählen, und die Schraubverbindungen bevorzugt mit weniger großen, als mit mehreren kleinen Schrauben auszuführen.

**4.** Wenn die Gewinde unter Last betrieben (bewegt) werden, tritt durch die äußere axiale Kraft neben dem Zug (Druck) auch eine Torsionsbeanspruchung auf. Eine solche Belastung kommt vor allem bei Bewegungsbolzen vor.

In diesem Fall werden Gewindebolzen auf zusammengesetzte Beanspruchung berechnet (geprüft):

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma^2 + 4 \cdot \tau^2} \leq \sigma_{zul} \quad - \text{ nach Mohr} \quad (2.22)$$

Wenn der Gewindesteigungswinkel  $\psi$  kleiner als  $6^\circ$  ( $\psi < 6^\circ$ ) ist, dann muss die obige Berechnung nicht durchgeführt werden, es reicht, mit einem Druckschnittswert zu rechnen. Dieser Wert beträgt, auf Grund einer hier nicht näher erläuterten Berechnung, 32 %. Die reduzierte Spannung wird mit dieser zusätzlichen Belastung berechnet:

$$\sigma_{red} = \frac{1,32 \cdot F}{A} \leq \sigma_{zul} \quad (2.23)$$

5. Wenn man den Belastungsfall der Schraubverbindung in Abbildung 2.18 genau betrachtet, wird ersichtlich, dass die Belastungskraft  $F$  senkrecht zur Achse der Schraube wirkt, sie beansprucht also den nominalen Querschnitt auf Scherung. In diesem Fall ist die in Richtung des Bolzens wirkende Belastung vernachlässigbar klein.

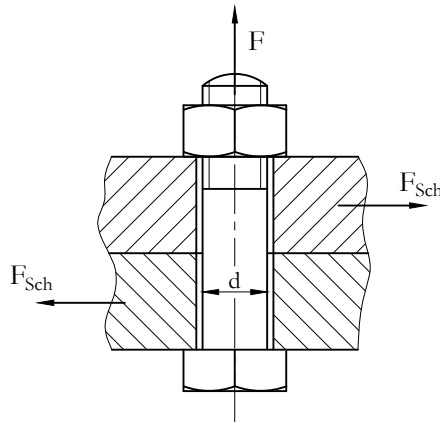


Abbildung 2.8: Schraubenverbindung unter Scherbeanspruchung

$$\tau_{max} = \frac{4 \cdot F_{sch}}{d^2 \cdot \pi} \leq \tau_{zul} \quad (2.24)$$

Diese Beanspruchung ist aus Sicht des Bolzens ungünstig, deshalb sollte sie in der Praxis vermieden werden. Wenn die Entlastung der Schraube nicht möglich ist, so muss sie mit Rücksicht auf diese Scherbeanspruchung bemächt und konstruiert werden.

Das Gewindeteil von scherbebeanspruchten, entsprechend konstruierten Schrauben darf keiner Scherbeanspruchung ausgesetzt werden, die Scherkraft darf nur den Schraubenschaft belasten. Deshalb ist es zweckmäßig, den Schraubenschaft hinter dem Gewindeteil zu vergrößern und in eine Bohrung mit Passung zu montieren (Abbildung 2.19).

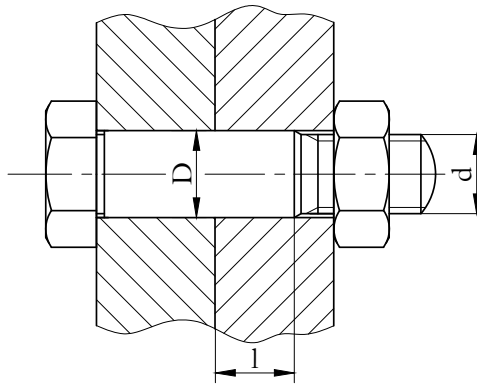


Abbildung 2.9: Schraubenverbindung mit Passschraube

Der zylindrische Schaft wird im Allgemeinen mit einer Übergangspassung H7/k6 ausgeführt, die auftretende maximale Scherspannung beträgt, wenn der Schaftdurchmesser mit „D“ und die Scherkraft mit „ $F_{Sch}$ “ gekennzeichnet wird:

$$\tau_{max} = 1,4 \cdot \frac{4 \cdot F_{Sch}}{D^2 \cdot \pi} \leq \tau_{zul} \quad (2.25)$$

Bei hoher Belastung sollte der Schraubenschaft auch auf Leibungsdruck geprüft werden:

$$p = \frac{F_{Sch}}{D \cdot l} \leq p_{zul} \quad (2.26)$$

wobei „l“ die in der dünneren Platte aufliegende Schaftlänge ist (Abbildung 2.19).

Die Herstellung von Schraubenverbindungen mit Passschrauben ist aufwendig, deshalb sollte diese Lösung vermieden werden. Eine der Möglichkeiten dafür ist, mit genügend festem Anziehen der entsprechend berechneten Schrauben eine so hohe zusammenpressende Kraft  $F_e$  zu erzeugen, durch die eine Reibungskraft entsteht, die zur Vermeidung der Scherkraft  $F_W$  ausreicht:

$$F_{Sch} \leq F_s = F_e \cdot \mu \quad (2.27)$$

Eine weitere Möglichkeit zur Entlastung der Schraube hinsichtlich der Scherbeanspruchung ist, die Scherbeanspruchung durch ein anderes Bauelement aufzunehmen. Das kann durch Einbau eines Kegelstiftes, Zylinderstiftes oder eines Spannstiftes, bzw. durch Anwendung einer Scherhülse zur Entlastung der Schraube gelöst werden (Abbildung 2.20).

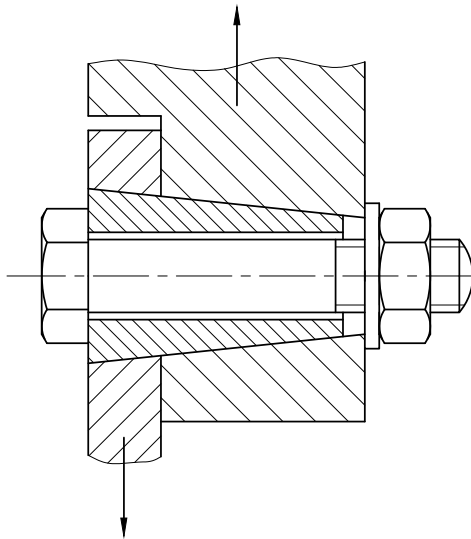


Abbildung 2.10: *Anwendung einer Scherhülse zur Entlastung der Schraube*

## 2.8. Übungsaufgaben

**Aufgabe 2.3** Die zulässige Spannung für den Werkstoff einer M16-Schraube beträgt  $120 \text{ N/mm}^2$ . Wie groß ist die in dieser Schraube auftretende Zugspannung, wenn die Schraube in der Verbindung mit  $F=12 \text{ kN}$  belastet wird? Kann sie dieser Beanspruchung standhalten, wenn sie aus dem gewählten Werkstoff hergestellt wird?

Aus der Tabelle:  $d_3 = 13,879 \text{ mm}$

$$\sigma_{\text{Zug}} = \frac{F}{A_3} = \frac{4 \cdot F}{d_3^2 \cdot \pi} = \frac{4 \cdot 12000}{13,879^2 \cdot \pi} = 79,35 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\sigma_{\text{Zug}} < \sigma_{\text{zul}}$$

Die Schraube kann also dieser Belastung standhalten.

**Aufgabe 2.4** Bei der oben erwähnten Schraube mit gleichen Abmessungen und mit gleicher Werkstoffqualität tritt bei der Montage neben der Belastung, wegen des festen Anziehens der Schraube, auch eine Vorspannkraft von  $F_V = 5 \text{ kN}$  auf.

Kann die Schraube dieser Beanspruchung standhalten?

$$\sigma_{\text{Zug}} = \frac{F + F_e}{A_3} = \frac{(F + F_V) \cdot 4}{d_3^2 \cdot \pi} = \frac{17000 \cdot 4}{13,879 \cdot \pi} = 112,42 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\sigma_{\text{Zug}} < \sigma_{\text{zul}}$$

Die Schraube kann sogar dieser Belastung standhalten.



**Aufgabe 2.5** In der oben erwähnten Verbindung ist die Schraube neben der dort auftretenden Belastung auch fest angezogen, aber mit einer unbekanntem Vorspannung. Kann sie dieser Beanspruchung standhalten?

$$\sigma = \frac{4 \cdot F}{d_{03}^2 \cdot \pi} = \frac{4 \cdot 12000}{d_{03}^2 \cdot \pi}$$

$$d_3 = \frac{d_{03} + 6}{1,1} \Rightarrow d_{03} = 1,1 \cdot d_3 - 6$$

$$d_{03} = 1,1 \cdot 13,879 - 6 = 9,2\text{mm}, \text{ also}$$

$$\sigma = \frac{4 \cdot 12000}{9,2^2 \cdot \pi} = 180,6 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Mit einer unbekanntem Vorspannung, fest angezogen kann die Schraube dieser Beanspruchung nicht standhalten weil

$$\sigma > \sigma_{zul}$$

**Aufgabe 2.6** Eine Schraubenverbindung wird mit einer äußeren Belastung von  $F=12 \text{ kN}$  auf Zug beansprucht. Die Streckgrenze des Schraubenwerkstoffs beträgt  $R_{eH} = 240 \text{ N/mm}^2$ , der Sicherheitsfaktor ist  $n=1,5$ . Bei der Montage wird eine Vorspannung unbekannter Größe an die Schraube gebracht (fest angezogene Schraube).

Welche Schraubengröße ist angemessen?

Die in der Schraube auftretende tatsächliche Spannung ist nicht bekannt. Im Grenzfall kann  $\sigma_{zug} = \sigma_{Zul}$  sein.

$$\frac{R_{eH}}{n} = \sigma_{zul} = \frac{F \cdot 4}{d_{03}^2 \cdot \pi} \Rightarrow d_{03} = \sqrt{\frac{4 \cdot F}{\sigma_{zul} \cdot \pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot F \cdot n}{R_{eH} \cdot \pi}}$$

$$d_{03} = \sqrt{\frac{4 \cdot 12000 \cdot 1,5}{240 \cdot \pi}} = 9,774 \text{ mm}$$

$d_{03}$  wurde bisher nur auf Grund der bekannten Belastung bestimmt. Wegen der unbekanntem zusätzlichen Last (Vorspannung) muss dieser Durchmesser erhöht werden:

$$d_3 = \frac{d_{03} + 6}{1,1} = \frac{9,774 + 6}{1,1} = 14,34 \text{ mm}$$

Die Schraube muss also mindestens einen Kerndurchmesser von  $d_3 = 14,34 \text{ mm}$  haben! (M18)

**Aufgabe 2.7** Wie groß ist die in der Achse einer Vorrichtung mit einem Bewegungsbolzen auftretende Spannung?

Angaben:

- $F = 10^4 \text{ N}$
- $\psi < 6^\circ$
- M16x1,5
- $d_3 = 13,879 \text{ mm}$

$$\sigma_{red} = \frac{1,32 \cdot F}{A_3} = \frac{1,32 \cdot 10^4 \cdot 4}{13,879^2 \cdot \pi} = 87,29 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Kann eine Schraube mit einem Werkstoffqualität von 3.6 der Beanspruchung bei einer Sicherheit von  $n=2$  standhalten?

Die Streckgrenze der Schraube beträgt  $R_{eH} = 3 \cdot 6 \cdot 10 = 180 \text{ N/mm}^2$

$$\sigma_{zul} = \frac{R_{eh}}{n} = \frac{180}{2} = 90 \frac{N}{mm^2}$$

$\sigma_{red} < \sigma_{zul}$ , die Schraube kann also dieser Belastung standhalten.

**Aufgabe 2.8** Eine Schraube der Größe M 16 x 1,5 wird in einer Vorrichtung mit einem Bewegungsbolzen auf Druck  $F=12$  kN beansprucht, ( $d_3 = 13,879$  mm ;  $d_2 = 14,966$  mm), für ihren Werkstoff ist  $\sigma_{zul} = 200$  N/mm<sup>2</sup>. Kann der Bolzen dieser Beanspruchung standhalten?

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma^2 + 4 \cdot \tau^2}$$

statt dessen kann, wenn  $\psi < 6^\circ$  mit

$$\sigma_{red} = \frac{1,32 \cdot F}{A_3} \quad - \text{gerechnet werden.}$$

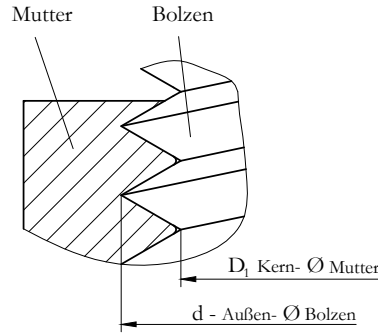
$$\psi = \arctg \frac{P}{d_2 \cdot \pi} = 1,828^\circ$$

$\psi < 6^\circ$ , der vereinfachte Zusammenhang kann also angewendet werden.

$$\sigma_{red} = \frac{1,32 \cdot F}{A_3} = \frac{1,32 \cdot 12000 \cdot 4}{13,879^2 \cdot \pi} = 104,736 \frac{N}{mm^2}$$

Die Schraube ist geeignet, sogar überdimensioniert!!

**Aufgabe 2.9** Bei Gewindekonstruktionen können die miteinander verbundenen Gewindegänge auch durch einen Oberflächendruck beeinträchtigt werden, das Gewinde kann abbrechen.



Die Projektion der Kontaktflächen ist eine Ringfläche. Die Gesamtfläche ergibt sich aus dem Produkt der Anzahl der Gewindegänge und einer Anlagefläche:

$$\Sigma A = z \cdot A_1 = z \cdot \frac{(d^2 - D_1^2) \cdot \pi}{4}$$

Die Bestimmung des Flächendrucks:

$$p = \frac{F}{\Sigma A} = \frac{F}{z \cdot A_1} = \frac{4 \cdot F}{z \cdot (d^2 - D_1^2) \cdot \pi}$$

In einem Gewindeloch können wegen der ungleichmäßigen Lastverteilung maximal  $z = 10$  Stk. Gewindegänge mit dem Bolzen verbunden werden. Bei der Prüfung der miteinander verbundenen Elemente ist der zulässige Leibungsdruck maßgebend, der von der Werkstoffqualität dieser Elemente abhängig ist.

**Die Gewindeverbindung ist bei  $p < p_{zul}$  geeignet.**

### Aufgabe:

Bestimmen Sie den auftretenden Flächendruck bei einer Gewindekonstruktion der Größe M 14x 1,5 ( $d_3 = 11,879$ ,  $D_1 = 12,36$ ), wenn  $F=10$  kN und  $z=10$ !

$$p = \frac{F}{\Sigma A} = \frac{F}{z \cdot A_1} = \frac{4 \cdot F}{z \cdot (d^2 - D_1^2) \cdot \pi} = \frac{4 \cdot 10^4}{10 \cdot (14^2 - 12,36^2) \cdot \pi} \cong 7,37 \frac{N}{mm^2}$$

Bei einem Bolzen aus Stahl und Mutter aus Bronze beträgt  $p_{zul} = 17,5$  N/mm<sup>2</sup>, also die Konstruktion wäre für den Leibungsdruck geeignet!



## 2.9. Kontrollfragen und Aufgaben

### 1. Markieren Sie von den folgenden Aussagen die richtigen!

Schraubenbolzen werden auf Biegung und Torsion belastet.

Schraubenbolzen müssen nur auf Leibungsdruck geprüft werden.

Die häufigste Beanspruchung des Schraubenbolzens ist der Zug oder der Druck, wenn die Belastung axial ist, und Scherung, wenn die Belastung senkrecht zur Achse wirkt.

Wenn die Vorspannung bekannt ist, kann die im Schraubenbolzen auftretende Spannung auf Grund des Zusammenhanges  $\sigma = \frac{F+F_e}{A_3}$  bestimmt werden.

Wenn die Vorspannung bekannt ist, kann die im Schraubenbolzen auftretende Spannung mit dem Zusammenhang  $\sigma = \frac{F_e}{A_3}$  bestimmt werden.

### 2. Wählen Sie aus der folgenden Liste das für die Bemaßung von fest angezogenen Schrauben zutreffende Merkmal aus!

Wenn eine Schraubenverbindung über die äußere Belastung hinaus auch mit einer Vorspannung belastet wird, deren Größe unbekannt ist, kann aus dem Zusammenhang der Spannung ein reduzierter Kernquerschnitt bestimmt werden.

Der Zusammenhang zwischen dem reduzierten und dem vergrößerten Kerndurchmesser hängt von der Werkstoffqualität ab.

Die Vorspannung wird bei der Bemaßung von fest angezogenen Schrauben in keiner Weise berücksichtigt.

3. In der folgenden Übung sind Zusammenhänge für die verschiedenen Belastungsfälle von Schraubenbolzen angeführt. Ordnen Sie diese den einzelnen Belastungen zu!

$$(1) \quad \sigma = \frac{F+F_e}{A_3} = \frac{4 \cdot (F+F_e)}{d_3^2 \cdot \pi} \quad (2) \quad \sigma = \frac{F}{A_3} = \frac{4 \cdot F}{d_3^2 \cdot \pi} \quad (3) \quad \sigma_{red} = \frac{1,32 \cdot F}{A} \leq \sigma_{zul}$$

a) Der Schraubenbolzen ist nur einer Zugbeanspruchung ausgesetzt.

b) Der Schraubenbolzen ist mit einer bekannten Vorspannung belastet und ist einer axialen Zugbeanspruchung ausgesetzt.

c) Die Gewinde werden unter Belastung betrieben und neben der Zugbelastung (Druckbelastung) tritt auch eine Torsionsbelastung durch eine äußere axiale Kraft auf.

4. Benennen Sie und identifizieren Sie die gekennzeichneten Elemente der folgenden Bemaßungszusammenhänge für Schrauben!

- (1) axiale Belastungskraft des Bewegungsbolzens,
- (2) Kerndurchmesser des Bewegungsbolzens,
- (3) reduzierter Kerndurchmesser der Mutter,
- (4) Kerndurchmesser der fest angezogenen Schraube,
- (5) auf den Schraubenschaft wirkende Scherkraft,
- (6) reduzierter Kerndurchmesser der fest angezogenen Schraube,
- (7) Kerndurchmesser des Bewegungsbolzens,
- (8) die im Schraubenschaft auftretende maximale Torsionsspannung,
- (9) die im Schraubenschaft auftretende maximale Scherspannung,
- (10) Nennquerschnitt der Schraube.

$$d_3 = \frac{d_{03} + 6}{1,1}$$

$d_3$ :

$d_{03}$ :

$$\tau_{max} = 1,4 \cdot \frac{4 \cdot F_{Sch}}{D^2 \cdot \pi} \leq \tau_{zul}$$

$F_{Sch}$ :

$\tau_{max}$ :

$$\sigma_{red} = \frac{1,32 \cdot F}{A_3}$$

$F$ :

$A_3$ :

5. Markieren Sie von den folgenden Aussagen die für scherbebeanspruchte Schraubenverbindungen zutreffenden!

Die Schraube hat neben der Vorspannung auch eine axiale Belastung tragen zu können, wenn sie die Verschiebung der zusammengedrückten Teile verhindern muss.

Die Schraube hat neben der Vorspannung auch eine zu ihrer Achse senkrecht wirkende Belastung tragen zu können, wenn sie die Verschiebung der zusammengedrückten Teile verhindern muss.

Die Scherbebeanspruchung ist für die Schraubenverbindung ungünstig, deshalb sollte sie vermieden werden.

Die Scherbebeanspruchung hat keinen Einfluss auf die Schraubenverbindung.



6. Entscheiden Sie, ob die folgende Aussage für scherbeanspruchte Schraubenverbindungen zutrifft. Markieren Sie die richtige Antwort!

Das Gewindeteil der scherbeanspruchten Schrauben darf keiner Scherbeanspruchung ausgesetzt werden, die Scherkraft darf nur den Schraubenschaft belasten. Deshalb ist es zweckmäßig, den Schraubenschaft hinter dem Gewindeteil zu vergrößern und in einer Bohrung mit einer Passung zu montieren.

Ja

Nein

7. Welche der folgenden Zusammenhänge ist zur Bestimmung der in einer Passschraube auftretenden Scherspannung geeignet? Markieren Sie die richtige Antwort!

$$\tau_{max} = \frac{4 \cdot F}{D^2 \cdot \pi} \leq \tau_{zul}$$

$$\tau_{max} = 1,4 \cdot \frac{4 \cdot F}{D^2 \cdot \pi} \leq \tau_{zul}$$

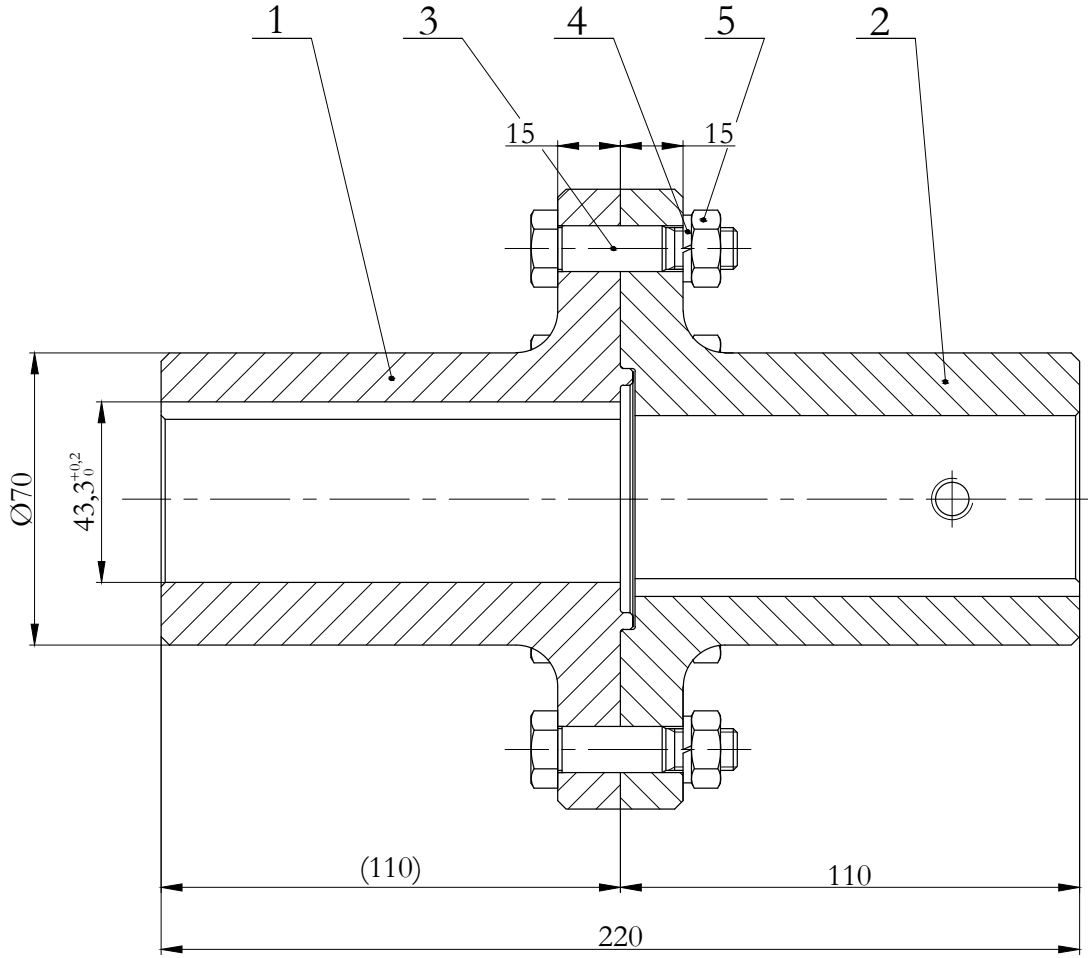
8. Welche Schraube wird zum Zusammenhalten von Scheiben verwendet? Markieren Sie die richtige Bezeichnung! (Nächste Seite.)

sechskantige Vollgewindeschraube,

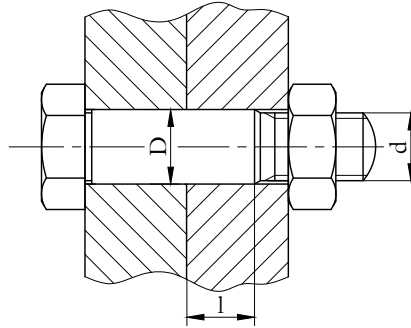
Innensechskantschraube,

Passschraube,

Stiftschraube.



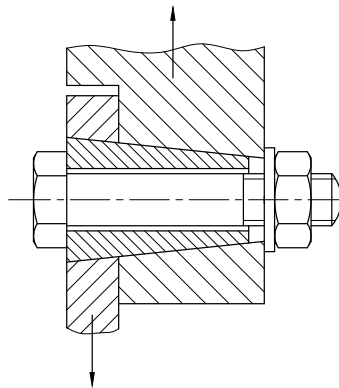
9. Kann bei Passschrauben der Leibungsdruck mit einem der folgenden Zusammenhänge bestimmt werden?  
Markieren Sie die richtige Antwort!



$$p = \frac{\mu \cdot F}{D \cdot l} \leq p_{zul}$$

$$p = \frac{F}{D \cdot l} \leq p_{zul}$$

10. Schauen Sie sich die folgende Abbildung sorgfältig an, und ergänzen Sie die Aussage!



- (1) Kegelstift,
- (2) Scherhülse zur Entlastung der Schraube,
- (3) Zylinderstift,
- (4) Sechskantmutter.

Eine der Möglichkeiten zur Entlastung der Schraube hinsichtlich Scherbeanspruchung ist die Verwendung einer(s/r)

Wir empfehlen Ihnen, dass Sie die folgenden Aufgaben selbständig zu lösen versuchen. Wenn Sie dabei Probleme haben, bedeutet dies, dass Ihr Wissen noch nicht sicher ist, Sie müssen das Material wiederholen. Sie können dazu das theoretische Material erneut bearbeiten oder die Aufgaben noch einmal lösen.

11. Prüfen Sie, ob eine M12-Schraube mit einer Streckgrenze von  $R_{eH} = 260 \text{ N/mm}^2$  in einer Verbindung, die eine n=2-fache Sicherheit verlangt, einer Zugbeanspruchung von  $F=12 \text{ kN}$  standhalten kann ( $d_3 = 9,543 \text{ mm}$ ).

$$\sigma_{\text{entstehende}} \simeq \dots\dots\dots \frac{N}{\text{mm}^2}$$

Kann die Schraube der Beanspruchung standhalten?

Ja

Nein

12. Eine M12-Schraube ( $d_3 = 9,543 \text{ mm}$ ) wird durch eine äußeren Belastung von  $F=8 \text{ kN}$  und eine Vorspannung von  $F_e = 4 \text{ kN}$  beansprucht.  $\sigma_{zul} = 180 \text{ N/mm}^2$ .

Kann die Schraube der Beanspruchung standhalten?

Ja

Nein

$$d_3 = \dots\dots mm$$

13. Eine M12-Schraube ( $d_3 = 9,543 \text{ mm}$ ) wird mit  $F=10 \text{ kN}$  belastet und ist fest angezogen (unbekannte Vorspannung).  $R_{eH} = 260 \text{ N/mm}^2$ ,  $n = 1,5$ .

Kann die Schraube der Beanspruchung standhalten?

Ja

Nein

$$\sigma_{entstehende} = \dots\dots \frac{N}{mm^2}$$

14. Wie groß sollte der Durchmesser ( $d_3 = ?$ ) einer Schraube zur Befestigung eines Flansches sein, wenn die Schrauben, neben der Gesamtbeanspruchung ( $F=25 \text{ kN}$ ,) fest angezogen sind und der Einbau von insgesamt  $z=6$  Stk. Schrauben vorgesehen ist, für deren Werkstoff:  $\sigma_{zul} = 180 \text{ N/mm}^2$  ?

$$d_{3min} = \dots\dots mm$$

15. Bei einer Belastung von  $F=12 \text{ kN}$  wird eine Schraube mit einer Werkstoffqualität von 5.6 und einem Sicherheitsfaktor von  $n=1,5$  verwendet. Wie groß sollte der Kerndurchmesser der Schraube sein?

$$d_{3min} = \dots\dots mm$$

16. Wie groß ist die maximale Beanspruchung, der ein Bewegungsbolzen der Größe M 16 x 2 standhalten würde, wenn die zulässige Spannung für den Werkstoff des Bolzens  $\sigma_{zul} = 200 \text{ N/mm}^2$  beträgt? ( $d_2 = 14,701 \text{ mm}$ ) ( $d_3 = 13,546 \text{ mm}$ )

$$F = \dots\dots\dots N$$

17. Bestimmen Sie die Gewindeabmessungen des Bewegungsbolzens! Welches Gewinde ist bei einer Belastung von  $F = 12 \text{ kN}$ , bei  $\sigma_{zul} = 180 \text{ N/mm}^2$  am besten geeignet?

d	M12x1,75	M14x2	M16x2
$d_2$	10,829	12,663	14,701
$d_3$	9,819	11,508	13,508

$$d_3 = \dots\dots\dots mm$$

Also eine Schraube der Größe ..... wäre angemessen.

(pl.: M10x1,75)

18. Wie viele miteinander verbundene Gewindegänge werden bei einem Bewegungsbolzen und einer Mutter mit einem Gewindegang von M14x1,5 benötigt, wenn deren Belastung 10kN und der für die Gewinde zulässige Leibungsdruck  $p_{zul} = 17,5 \text{ N/mm}^2$  beträgt?

Weitere charakteristische Angaben zum Gewinde:  $d = 14 \text{ mm}$ ;  $d_3 = 11,879 \text{ mm}$ ;  $D_1 = 12,36 \text{ mm}$ .

$$z = \dots\dots\dots$$

Gewindgänge, was jedoch zu viel ist. Die Lösung wäre also eine Bolzen-Mutter-Verbindung mit einem größeren Querschnitt!



# LEKTION 6



## Tätigkeit:

Lesen Sie das Skript bis zum Unterkapitel 2.12. Achten Sie während der Verarbeitung auf die Folgenden:

- Aus welchen Werkstoffen können Schrauben und Muttern hergestellt werden?
- Welcher Zusammenhang besteht zwischen der Kennzeichnung der Werkstoffqualität und der Festigkeitseigenschaften von Schrauben?
- Wie wird die Qualität des Werkstoffs von Schrauben und Muttern gekennzeichnet?
- Welcher Zusammenhang besteht zwischen der Belastungsverteilung in den Gewinden, und der Anzahl der Gewindgänge, sowie der Gestaltung von Muttern?
- Welchen Zusammenhang gibt es zwischen der Gestaltung des Schraubenbolzens und der Vermeidung von Spannungshäufungen?
- Sie sollen die Möglichkeiten zur Herstellung von Gewindeverbindungen in weichen Materialien kennen.
- Sie sollen die Definition sowie die Gestaltungsart des Differentialgewindes kennen.

## Anforderungen:

Sie haben das Lernmaterial erfolgreich erlernt, wenn Sie:

- die charakteristischen Werkstoffe von Schrauben und Muttern aufzählen können,
- auf Grund der Festigkeitskennzeichnung der Schraube die Zugfestigkeit und die Streckgrenze des Schraubenwerkstoffs bestimmen können,
- auf Grund der Festigkeitskennzeichnung der Mutter die Zugfestigkeit deren Werkstoffs bestimmen können,
- den Zusammenhang zwischen der Anzahl der Gewindgänge und der Gestaltung der Mutter sowie der Belastungsverteilung in den Gewinden aus mehreren Definitionen auswählen können,
- die Merkmale von Schrauben mit wechselndem Querschnitt aus einer Liste auswählen können,

- von Schrauben verschiedener Gestaltung die Schraubenart auswählen können, die für eine bestimmte Aufgabe geeignet sind,
- von mehreren Merkmalen die Eigenschaften von Ensat- bzw. Heli-Coil-Einsätzen auswählen können,
- von verschiedenen Definitionen die Merkmale und die Anwendungsgebiete des Differentialgewindes auswählen können.

Schlüsselwörter: Werkstoffqualität und Festigkeitseigenschaften von Schrauben und Muttern; Schrauben mit wechselndem Querschnitt, Differentialgewinde.

## 2.10. Werkstoffe von Schrauben und Muttern

Schrauben werden von wenigen Ausnahmen abgesehen aus nicht legierten oder niedriglegierten Baustählen hergestellt. In der Gerätebauindustrie und in der Automobilindustrie werden Schrauben aus Kupfer verwendet, diese haben jedoch keine lasttragende Funktion. Die Werkstoffe von Nicht-Standard-Schrauben werden jeweils für den bestimmten Zweck ausgewählt.

Die Werkstoffe von Standard-Stahlschrauben sind ebenfalls genormt. Die Materialbeschaffenheiten werden nach deren wichtigsten Prüfungsmerkmalen unterschieden. Solche sind z.B. die Zugfestigkeit -  $R_m$  und die Streckgrenze -  $R_{eH}$ .

Die Materialbeschaffenheiten oder mit anderer Bezeichnung die Festigkeitsklassen von Schrauben werden mit zwei, durch einen Punkt getrennte Zahlen gekennzeichnet (z. B.: 5.6). Die erste Zahl entspricht einem 100-stel der Zugfestigkeit des Materials, ausgedrückt in  $N/mm^2$ .

Die zweite Zahl gibt das 10-fache des Quotients der in  $N/mm^2$  ausgedrückten Streckgrenze und der Zugfestigkeit an, d.h. das Produkt der in der Kennzeichnung verwendeten beiden Zahlen entspricht 1/10 der Streckgrenze des Werkstoffs.

Die häufigsten Schraubenwerkstoffe sind in der folgenden Tabelle zusammengefasst:

Tabelle 1: Die häufigsten Schraubenwerkstoffe

Festigkeitsklasse	3.6	4.6	4.8	5.6	5.8	6.8	8.8	10.9	12.9
Minimale Zugfestigkeit, $R_m$ , MPa	330	400	420	500	520	600	800	1040	1220
Streckgrenze, $R_e$ oder $R_{p0.2}$ , MPa	190	240	340	300	420	480	640	940	1100
Bruchdehnung, A, %	25	22	14	20	10	8	12	9	8

Die Qualität von Schraubenmuttern wird nicht durch ihre Festigkeitseigenschaften angegeben, sondern mit einer Angabe, mit Schrauben welcher Qualität sie eine Verbindung gleicher Festigkeit herstellen können. Dementsprechend wird die Materialbeschaffenheit bzw. die Festigkeitsklasse von Schraubenmuttern mit einer Zahl gekennzeichnet, die 1/100 der Prüflast in N/mm<sup>2</sup> angibt (Tabelle 2).

Tabelle 2: Werkstoffe von Schraubenmuttern

Höhe der Mutter, m	$\geq 0,5 \cdot d$	$< 0,8 \cdot d$	$\geq 0,8 \cdot d$					
Festigkeitsklasse	04	05	4	5	6	8	10	12
Prüflast, MPa	400	500	400	500	600	800	1000	1200

Die Prüflast entspricht der nominalen Mindestzugfestigkeit einer Schraube, mit der die Mutter kombiniert werden kann. Eine Mutter geringerer Festigkeitsklasse (niedrigerer Qualität) kann durch eine Mutter höherer Festigkeitsklasse ersetzt werden.

## 2.11. Spannungsverteilungen in den Elementen einer Schraubenverbindung und die strukturelle Gestaltung von Elementen

Zur richtigen Gestaltung von Schraubverbindungselementen ist es notwendig, die Spannungsverteilungen an kritischen Stellen zu kennen.

Im Querschnitt des Schraubenbolzens entsteht durch die eingeschnittenen Gewindekerben - selbst wenn nur reiner Zug vorhanden ist - ein mehrachsiger Spannungszustand. Die Bruchgefahr an den Stellen von Spannungshäufungen kann nur durch eine entsprechende Gestaltung der Konstruktion gemindert oder beseitigt werden.

Die kritischen Stellen von Verbindungsschrauben hinsichtlich der Spannung sind der Kopf-Schaft-Übergang, das Ende des Gewindes und der erste belastete Gewindegang (Abbildung 2.21).

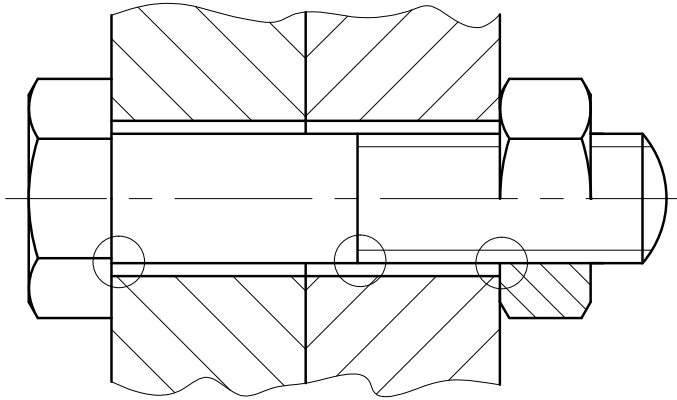


Abbildung 2.11: Kritische Stellen einer Sechskantschraube hinsichtlich Belastung

Die Erfahrungen zeigen, dass die Brüche bei Schrauben unter wiederholter Beanspruchung meistens beim ersten belasteten Gewindegang auftreten. Die Erklärung dafür ist, dass die relativ hohe Steifigkeit der Mutter die Dehnung von Schraubengewinden weitgehend verhindert, wodurch auch die Entstehung der Spannung in diesen Gewindegängen eingeschränkt wird. Somit reduziert sich die Belastung der Innengewinde, der erste Gewindegang ist jedoch überlastet. Die tatsächliche Belastungsverteilung bei Verwendung einer Standardmutter wird in Abbildung 2.22 dargestellt.

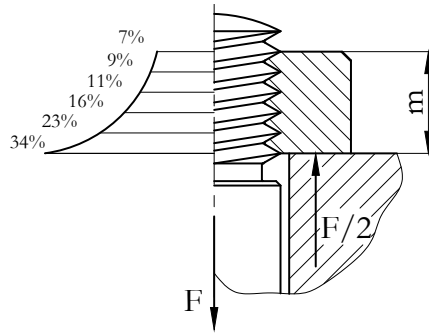


Abbildung 2.12: *Belastungsverteilung innerhalb der Mutter*

Die Belastungsverteilung der Gewinde kann durch die Reduzierung der Steifigkeit der Mutter wesentlich gleichmäßiger gemacht werden. In Abbildung 2.23 wird z.B. ein Entlastungseinstich dargestellt, durch die eine viel günstigere Belastungsverteilung erreicht werden kann. Eine solche Lösung ist jedoch nur bei größeren Gewinden möglich.

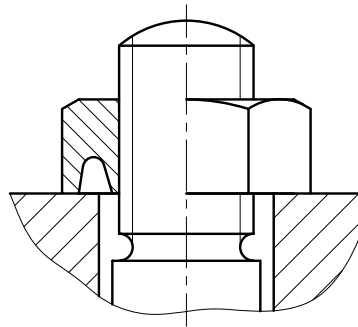


Abbildung 2.13: *Mutter mit Entlastungseinstich*

Die in Abbildung 2.24 dargestellte Gestaltung der Mutter kann als ideal bezeichnet werden. Der Gewindeteil ist gezogen, der Außendurchmesser der Mutter ist beim ersten lasttragenden Gewindegang am kleinsten, wodurch die größte Dehnung hier auftritt. Die Mutter ist an der Auflagefläche zentriert. Der gezogene Teil ist mit dem Auflageteil der Mutter durch einen genügend abgerundeten Übergangsabschnitt verbunden. Zur weiteren Reduzierung der Belastungskonzentration ist das Muttergewinde an der Unterseite länger als das Bolzengewinde, im oberen Teil ist dagegen das Bolzengewinde länger als das Muttergewinde. Die Nachteile dieser Lösung sind die höheren Herstellungskosten und ein großer Platzbedarf.

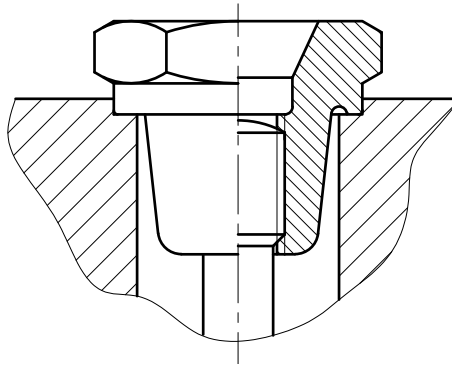


Abbildung 2.14: Entlastete Bolzen-Mutter-Verbindung

Spannungshäufungen treten bei Bolzen nicht nur im ersten lasttragenden Gewindegang, sondern auch an anderen Stellen auf. Solche Spannungskonzentrationsbereiche sind der Übergang zwischen dem Schraubenschaft und dem Kopf, oder der Übergang zwischen dem Gewindeteil und dem Schaft. In Abbildung 2.25 ist eine richtig gestaltete Schraube mit wechselndem Querschnitt zu sehen. Die hohe Dehnfähigkeit wird durch den auf den Kerndurchmesser reduzierten Schaft erreicht. Das Gewinde reicht bis zu dem auf den Kerndurchmesser reduzierten Schaft und die Übergänge sind sorgfältig abgerundet.

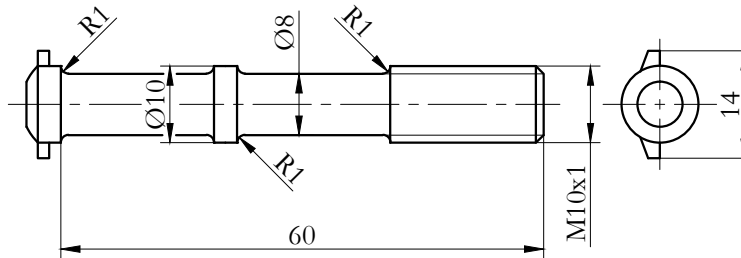


Abbildung 2.15: Schraube mit wechselndem Querschnitt

Abbildung 2.26 zeigt ein Beispiel für die Reduzierung der Spannungshäufung beim Übergang zwischen dem Kopf und dem Schaft durch eine Kugelfläche bzw. die beiden kreisförmigen Übergänge, und in Abbildung 2.27 ist eine im Kopf ausgeführte Übergangsrundung zu sehen. In dieser Abbildung dient der Passring zur Zentrierung des Bolzens.

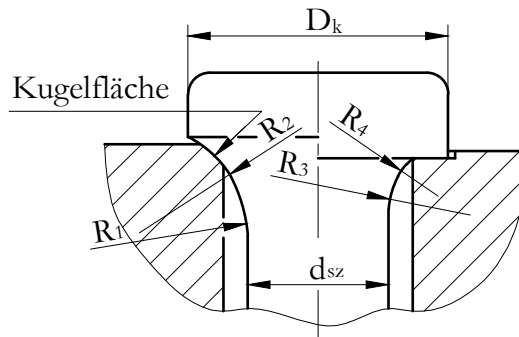


Abbildung 2.16: Reduzierung der Spannungshäufung beim Übergang zwischen dem Kopf und dem Schaft

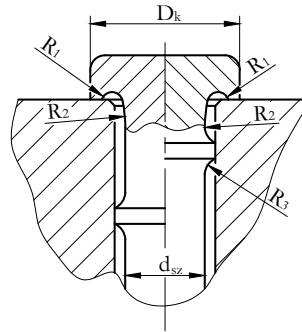


Abbildung 2.17: Reduzierung der Spannungshäufung durch eine im Kopf ausgeführte Übergangsrundung

Über die standardisierten und die über hoher Dehnfähigkeit verfügenden Schrauben hinaus gibt es auch speziell ausgeführte Schrauben, bei denen die Grundfunktionen mit weiteren Aufgaben ergänzt werden.

Wenn das Ziel das Erreichen einer Struktur ist, die eine hohe Dehnung ermöglicht, die Schaftlänge jedoch nicht erhöht werden kann, dann können Schrauben mit den in Abbildung 2.28 dargestellten Köpfen verwendet werden, die trotz einer Schaftlänge unter  $5d$  eine relativ hohe Dehnfähigkeit aufweisen.

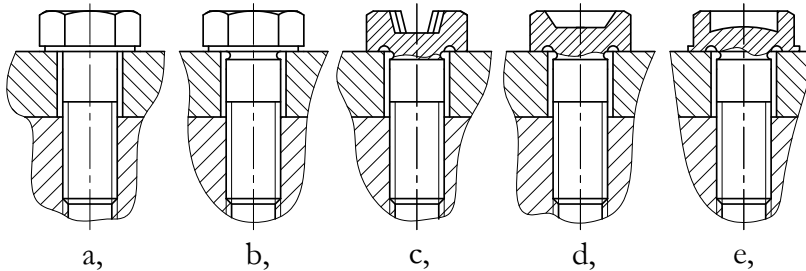


Abbildung 2.18: Schrauben mit hoher Dehnfähigkeit



In weichen Materialien können widerstandsfähige Muttergewinde mit sogenannten Gewindeeinsätzen ausgeführt werden: Abbildung 2.29 und [Webseite](#)



Abbildung 2.19: *Ensat-Gewindeeinsätze*

Diese Einsätze werden in der Regel aus Stahl oder Kupfer, mit Innen- und Außengewinden hergestellt. Das untere Ende des Ensat-Einsatzes ist konisch ausgeführt und mit Schlitz versehen, die als Schneidkanten funktionieren, wenn die Hülse mit einem entsprechenden Werkzeug in ein gepresstes oder gestanztes Bohrloch eingetrieben wird. Die Hülse schneidet sich also selbst das Gewinde und hält sich sehr gut am Grundmaterial fest. Mit Hilfe solcher Hülsen können auch in weichen Materialien oft lösbare Verbindungen erstellt werden.

Alternativ können auch Heli-Coil-Einsätze verwendet werden (Abbildung 2.30).

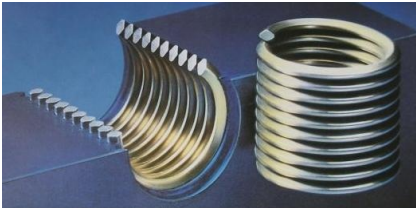


Abbildung 2.20: *Heli-Coil-Einsätze*

Bei diesen Einsätzen gibt es keine Hülsen, nur Gewindeeinsätze, die den Schraubenfedern ähnlich sind, jedoch aus rostfreiem Material und mit rhombischem Querschnitt hergestellt werden. Der in das weiche Material eingepresste verschleißfeste, aus hochfestem Stahl hergestellte Einsatz kompensiert auch die Fehler des Flankenwinkels und der Gewindesteigung, wodurch die Ermüdungsfestigkeit der Verbindung erhöht wird.

Eine spezielle Form von Gewindekonstruktionen ist das Differentialgewinde. Dieses besteht im wesentlichen aus zwei Gewinden mit unterschiedlicher Gewindesteigung, die aber in der Regel in gleicher Richtung laufen und an demselben Bauteil erstellt werden (Abbildung 2.31). Es handelt sich dabei im Allgemeinen um Muttergewinde, aber manchmal auch um Bolzengewinde.

Bauteile, die mit einem Differentialgewinde verbunden sind, verschieben sich im Verhältnis zueinander bei einem Umdrehen um die Differenz der Steigungen. Sie können sowohl als Befestigungsbauteile als auch als Bewegungskonstruktionen zur Ermöglichung von feinen Bewegungen eingesetzt werden.

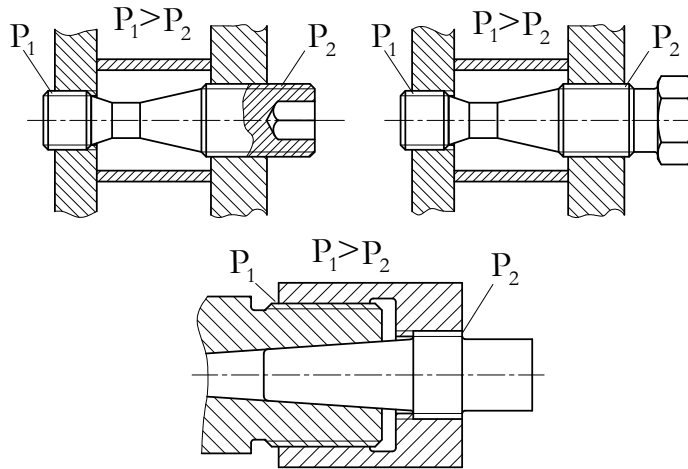


Abbildung 2.21: Differentialgewinde

Eine allgemein bekannte Form der Anwendung von Differentialgewinden ist der Mikrometer, das am häufigsten verwendete Präzisionslängenmessgerät.





## 2.12. Kontrollfragen und Übungen

1. Markieren Sie in der folgenden Aufzählung die Werkstoffe, die zur Herstellung von Schrauben verwendet werden!

- Spezialstahl,
- Kunststoff,
- legierter Baustahl,
- unlegierter Baustahl,
- Aluminium,
- Kupfer,
- Bronze.

2. Wie groß ist die Zugfestigkeit der Schraube, deren Festigkeitskennzeichnung 8.8 ist? Markieren Sie die richtige Antwort!

- 640N/mm<sup>2</sup>,
- 800N/m<sup>2</sup>,
- 800N/mm<sup>2</sup>.

3. Entscheiden Sie, ob die folgende Aussage richtig ist. Markieren Sie die richtige Antwort!  
Die Streckgrenze einer Sechskantschraube der Festigkeitsklasse 5.6 beträgt 300N/mm<sup>2</sup>.

- Richtig
- Falsch

4. Warum werden keine Muttern mit mehr als 6 Gewindegänge hergestellt? Markieren Sie die richtige Antwort!

Weil das Bauteil durch die Herstellung von vielen Gewindegängen sehr teuer werden würde.

Weil die Belastungsverteilung der einzelnen Gewindegängen gleichmäßig ist, und somit bei 6 Gewindegängen auf einen Gewindegang ca. 16% der gesamten Last fallen, der jede Muttern standhalten kann.

Weil die Gewindegänge nach dem 6. Gewindegang nur geringfügig an der Lastaufnahme teilnehmen.

5. Welche sind die Merkmale einer Schraube mit wechselndem Querschnitt? Markieren Sie die richtigen Aussagen!

Eine richtig gestaltete Schraube mit wechselndem Querschnitt hat eine kleine Dehnfähigkeit.

Eine richtig gestaltete Schraube mit wechselndem Querschnitt hat eine hohe Dehnfähigkeit.

Das Gewinde wird bis zu dem auf den Kern reduzierten Schaft ausgeführt, und die Übergänge der einzelnen Querschnitte werden vorsichtig abgerundet.

6. Wählen Sie die Schraubenlösung(en) aus, die zur Reduzierung der Spannungshäufung am Übergang des Kopfes und des Schaftes am besten geeignet ist (sind)!

Antwort 1

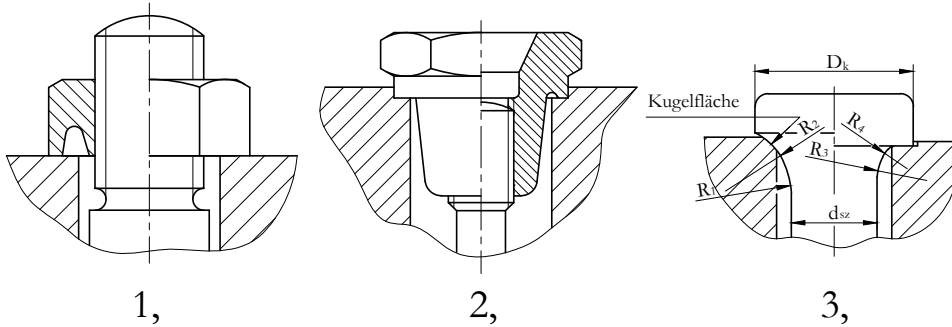
Antwort 2

Antwort 3

7. Entscheiden Sie, ob die folgende Aussage für das Differentialgewinde zutrifft?

Bauteile, die mit einem Differentialgewinde verbunden sind, verschieben sich im Verhältnis zueinander bei einem Umdrehen um die Differenz der Steigungen. Sie werden auch als Bewegungskonstruktionen zur Ermöglichung von feinen Bewegungen eingesetzt.

Ja



Nein

8. Ergänzen Sie die folgende Definition mit den Nummern der nachfolgend aufgezählten Begriffe!  
(Der Text ist nur mit drei Nummern zu ergänzen!)

- (1) Gewindehülse
- (2) Ensat-Einsatz
- (3) Kunststoff-Einsatz
- (4) verschleißfeste Stahleinsätze mit hoher Festigkeit
- (5) Zentrierung des Bolzens
- (6) Heli-Coil-Einsätze

In weichen Werkstoffen können Materialgewinde mit sog. Materialeinsätzen erstellt werden. Dazu sind die besten Lösungen der/die

und der/die

Heli-Coil-Einsätze sind

ohne Hülse, die unter anderem die Fehler des Flankenwinkels und der Gewindesteigung kompensieren.

# LEKTION 7

## Tätigkeit:

Lesen Sie das Skript bis zum Unterkapitel 2.15. Achten Sie während der Verarbeitung auf die Folgenden:

- Auf Grund einer Abbildung sollen Sie die einzelnen Verbindungselemente erkennen.
- Lernen Sie die Anwendungsbereiche der einzelnen Verbindungselemente.
- Erkennen Sie die Beanspruchungen der einzelnen Verbindungselemente.
- Lernen Sie die Theorie und die Anwendung der Bemaßungszusammenhänge.
- Beantworten Sie die Frage, wie die zu verbindenden Bauteile bei Anwendung von Kerbstiften vorbereitet werden.
- Lernen Sie die Vorteile der Verwendung von Kegelstiften.
- Erkennen Sie den Unterschied zwischen den axialen Befestigungsringen für Wellen/Achsen bzw. für Bohrungen.

## Anforderungen:

Sie haben das Lernmaterial erfolgreich erlernt, wenn Sie:

- den Abbildungen von Verbindungselementen deren Benennungen zuordnen können,
- zu einer bestimmten Verbindungsaufgabe das passende Verbindungselement auswählen können,
- für eine bestimmte Befestigungsaufgabe das passende Befestigungselement auswählen können,
- die Beanspruchungen von Schrauben und Bolzen schriftlich aufzählen können,
- in einer konkreten Aufgabe die in den Schrauben und Bolzen auftretenden Spannungen bestimmen können,
- die Vorteile der Verwendung von Kegelstiften aus einer Liste auswählen können,
- das Montageverfahren für Kerbstifte aus einer Liste auswählen können,



- die axialen Befestigungsringe für Wellen/Achsen und die Befestigungsringe für Bohrungen auf Grund einer Abbildung unterscheiden können.

Schlüsselwörter: Bolzen, Zylinderstift, Kegelstift, Kerbstift, Befestigungsringe für Bohrungen und Wellen/Achsen, Beanspruchungen von Bolzen und Stiften.

### 2.13. Bolzen, Stifte und Befestigungselemente

Eine einfache und kostengünstige Art der Verbindung von Maschinenbauteilen ist die Anwendung von Bolzen und Stiften in verschiedenen Ausführungen. Diese werden sowohl in losen als auch in festen Verbindungen eingesetzt, Bolzen werden z.B. zur Herstellung von Gelenkverbindungen von Stangen, Gurten, Kettengliedern und Zugstangen oder als Achsen von Laufrädern, Rollen und Stangen verwendet. Von den Anwendungsbereichen von Stiften sind die Befestigung von Scheiben, Naben und Griffträgern auf Achsen, die Sicherung der gegenseitigen Lage von Geräteelementen sowie die Führung von Gurten, Stangen und Federn zu erwähnen.

Auflagefläche von **Bolzen** und Stiften ist zylindrisch oder manchmal auch konisch und die Belastung wirkt im Allgemeinen senkrecht zur Achse des Verbindungselementes.

Stifte werden meistens in Gelenkverbindungen verwendet (Abbildung 2.32). Eines der Elemente des Gelenkes ist mit dem Bolzen beweglich, das andere fest oder ebenfalls beweglich verbunden.

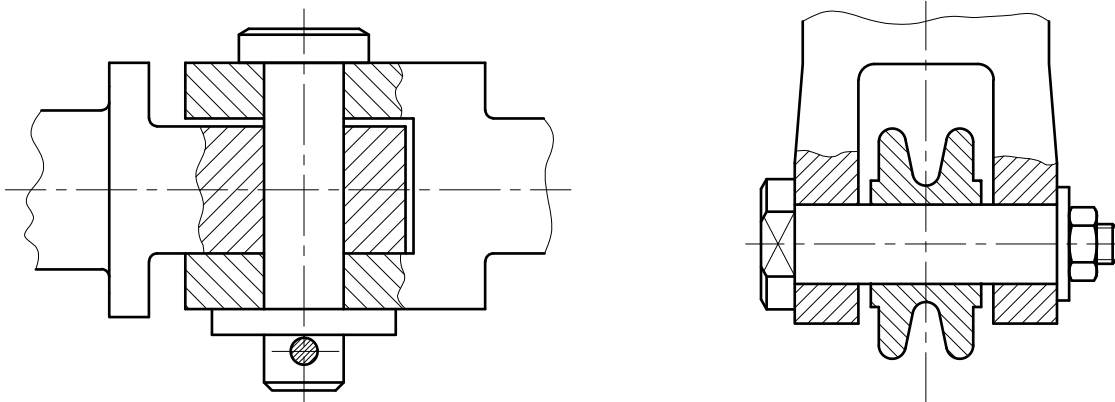


Abbildung 2.22: Bolzen mit Kopf in einer Gelenkverbindung, Gewindebolzen zur Führung einer Seilrolle

Die folgende dreidimensionale Abbildung zeigt die wichtigsten Arten von Bolzen:

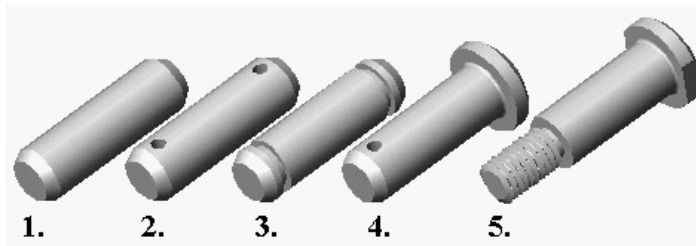
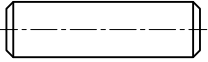
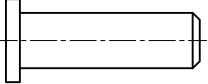
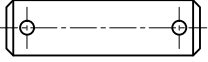
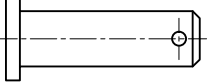
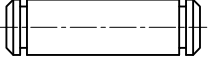
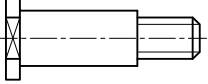


Abbildung 2.23: Dreidimensionale Abbildung von Bolzen

Die Bauteile Nr. 1, 2 und 3 sind Bolzen ohne Kopf und die Bauteile Nr. 4 und 5 Bolzen mit Kopf. Bolzen Nr. 3 ist mit einer Befestigungsringnut versehen. Bolzen Nr. 5 hat ein Gewindeende.

Die charakteristischen Abbildungen und Benennungen von Bolzen sind in der folgenden Tabelle zusammengefasst:

Tabelle 3: Die häufigsten Bolzen

Zeichnung des Bolzens	Bezeichnung	Zeichnung des Bolzens	Bezeichnung
	ohne Splintloch		ohne Splintloch
	mit Splintlöchern		mit Splintloch
	ohne Splintloch		mit Gewindestift

Bolzen werden im allgemeinen mit einer Toleranz von  $h11$  und die Bohrungen für Bauteile mit loser Passung mit einer Toleranz von  $H8$  oder  $H11$  erstellt.

Um das Herausfallen des Bolzens aus der Bohrung zu verhindern, werden Unterlegscheiben für Bolzen, Splinte, Befestigungsringe bzw. Schraubenunterlegscheiben und Schraubenmuttern verwendet (Abbildung 2.34).

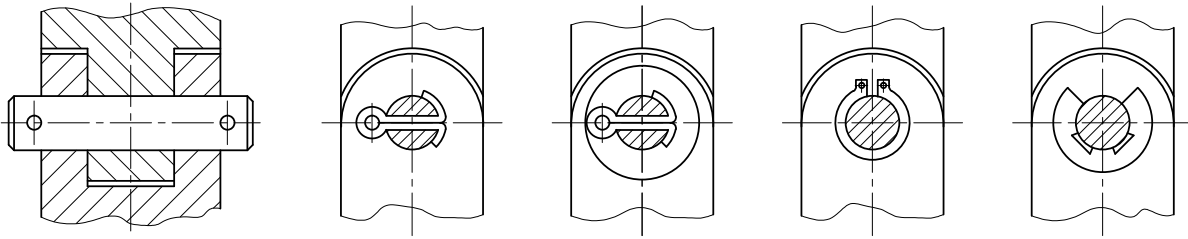


Abbildung 2.24: Verhinderung des Herausfallens des Bolzens aus der Bohrung

Bolzen werden durch Biegung, Flächenpressung und Scherung belastet. Der erste Schritt bei der Bemaßung einer Bolzenverbindung ist die Prüfung auf Biegung (Abbildung 2.35).

$$\sigma_{bieg} = \frac{M_h}{K} \leq \sigma_{zul} \quad (2.28)$$

Das Biegemoment im zentralen Querschnitt des Bolzens beträgt, wenn der Bolzen als ein Einfeldträger bemaßt und die Belastung als eine verteilte Belastung der Länge „l“ angesehen wird:

$$M_h = \frac{F}{2} \cdot \left( \frac{l}{2} + \frac{s}{2} \right) - \frac{F}{2} \cdot \frac{l}{4} = \frac{F}{8} \cdot (l + 2 \cdot s) \quad (2.29)$$

Aus der Sicht der Berechnung des Drehmomentes können die verteilten Belastungen durch die resultierende konzentrierte Kraft ersetzt werden, deren Aktionslinie durch den Schwerpunkt der verteilten Belastung geht. Die Oberflächenbelastung ist für die Projektion der zylindrischen Oberfläche zu berechnen und die Prüfung sowohl für den mittleren Stangenkopf als auch für die Stangenköpfe an beiden Seiten durchzuführen.

Für den Stangenkopf:

$$p_1 = \frac{F}{l \cdot d} < p_{zul} \quad (2.30)$$

Für den Gurt:

$$p_2 = \frac{F}{2 \cdot d \cdot s} < p_{zul} \quad (2.31)$$

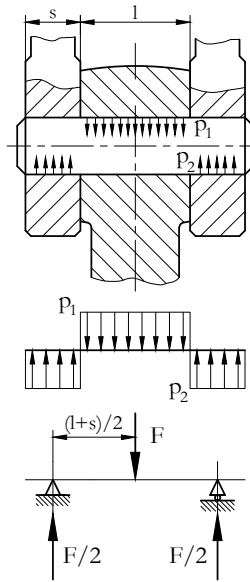


Abbildung 2.25: Die auf den Bolzen wirkenden Kräfte

Bei der Gestaltung von Bolzen ist es zweckmäßig, die folgenden Verhältnisse einzuhalten:

$$l/d = 1,5 \dots 1,7 \text{ sowie } s/l = 0,3 \dots 0,5$$

**Stifte** werden in deutlich mehr Varianten bzw. Ausführungen hergestellt als die Bolzen.

Die drei Hauptgruppen sind:

- Zylinderstifte,
- Kegelstifte,
- Kerbstifte.

Die Arten von **Zylinderstiften** werden in der folgenden Tabelle dargestellt, in der neben den Benennungen auch die Passungen der Stiften angeführt sind.

Tabelle 4: Stifte

Zeichnung des Stiftes	Bezeichnung und Passung	Zeichnung des Stiftes	Bezeichnung und Passung
	Zylinderstift, A (Passstift) H7/m6		Gehärteter Passstift H7/m6
	Zylinderstift, B (Befestigungsstift) H9/h8		Gekerbte Passhülse, Bohrung: d H12
	Zylinderstift, C (Nietstift) H11/h11		Gekerbter Passstift, Bohrung: H9 oder H11

- Passstifte werden zur Sicherung der Position von abnehmbaren Maschinen- und Werkzeugbauteilen verwendet. Ihre Passung ist in der Regel H7/m6. Die Bohrung muss gerieben sein. Die Verbindungen werden verhältnismäßig selten gelöst.
- Befestigungsstifte werden für oft lösbare Verbindungen verwendet. Die Passung H9/h8 ermöglicht ein kleines Spiel.
- Gekerbte Passhülsen dienen zur schnellen Erstellung von oft lösbaren Verbindungen. Die rohrartigen Stifte aus Federstahl können in gebohrte Bohrungen mit einer Passung von H12 flexibel eingespannt werden.
- Die speziellen Ausführungen von Zylinderstiften, die verschiedenen Kerbstifte können wirtschaftlich und vielseitig verwendet werden. Diese Stifte haben 3 Längsschlitze, die in die Stifte eingeschlagen oder eingewalzt werden. Diese Wülste vergrößern den Durchmesser des Stiftes. Durch diese Vergrößerung wird sichergestellt, dass der Stift in die Bohrung klemmt.

In der folgenden Abbildung sind Stifte mit verschiedenen Kerben dargestellt:

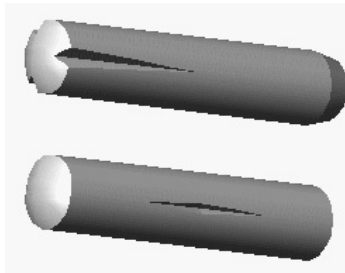


Abbildung 2.26: Kerbstifte

Die zu verbindenden Bauteile werden bei der Montage zusammen gebohrt und der Kerbstift wird in die Rohbohrung eingeschlagen.

Die Sicherung der Positionen kann am günstigsten mit **Kegelstiften** erreicht werden.

Die wichtigsten Arten von Kegelstiften sind in Abbildung 2.37 dargestellt:

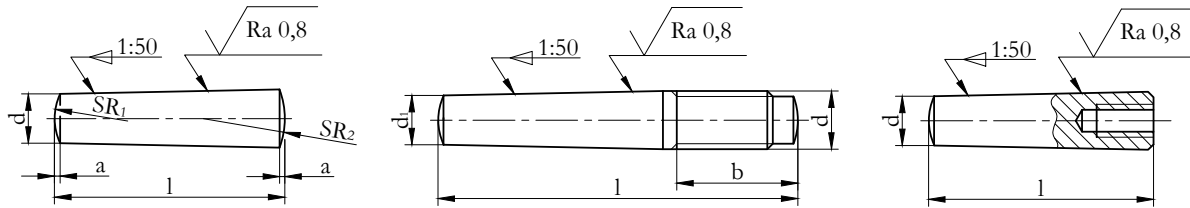


Abbildung 2.27: Kegelstifte

Die Vorteile von Kegelstiften bestehen darin, dass bei ihrer Anwendung die Maschinenteile trotz häufiger Zerlegung immer wieder in die ursprüngliche Position montiert werden können. Ihr Nachteil ist, dass die Erstellung einer konischen Bohrung viel arbeitsaufwendiger und daher teurer ist als die der Zylinderbohrung.

Eine der Möglichkeiten der Verwendung von Kegelstiften wird im folgenden [Video](#) dargestellt, in dem die Befestigung eines Sperrrades auf einer Achse zu sehen ist : **Zum Starten klicken Sie auf das Bild!**



Stifte verschiedener Ausführungen dienen vorwiegend zur Zentrierung und Positionierung. Sie sind in der Regel wenig belastet, deshalb ist eine Bemaßung nicht üblich. Der erforderliche Durchmesser wird auf Grund von Standards, in Abhängigkeit von der Größe der zu verbindenden Bauteile, nach Erfahrungen festgelegt. Die Verbindungen werden üblicherweise nur bei größeren Belastungen geprüft. Die Prüfung hängt davon ab, auf welche Weise der Stift in das zu verbindende Bauteil montiert wird und welche Beanspruchungen durch die wirkenden Kräfte im Stift auftreten.



Querstifte, die senkrecht zur Welle platziert werden und ein Torsionsmoment übertragen, sind auf Oberflächenbelastung - seltener auch auf Scherung - zu prüfen (Abbildung 2.38).

- Die in der Nabe entstehende Flächenpressung:

$$p_a = \frac{F}{A} = \frac{T}{(d_t + s) \cdot d \cdot s} \leq p_{zul} \quad (2.32)$$

wobei:  $A = d \cdot s$ , die Projektion der lastaufnehmenden Oberfläche ist.

- Die Flächenbelastung der Wellenbohrung, wenn die Belastung als linear verteilt angenommen wird und die belastete Oberfläche  $d \cdot d_t/2$  ist

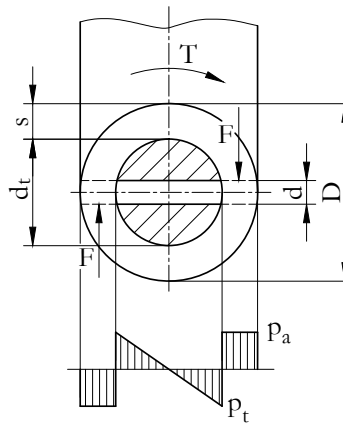


Abbildung 2.28: Die auf den Querstift wirkenden Kräfte

$$p_t = \frac{6 \cdot T}{d \cdot d_t^2} \leq p_{zul} \quad (2.33)$$

Daraus ergibt sich die Scherspannung, wenn die Scherkraft:  $T/d_t$  ist,

$$\tau_{Sch} = \frac{4 \cdot T}{d_t \cdot d^2 \cdot \pi} \leq \tau_{zul} \quad (2.34)$$

Bei der Planung können die folgenden empirischen Werte als Ausgangspunkt dienen:

- $d = (0,2 \dots 0,3) d_t$
- $D = (1,5 \dots 2) d_t$
- $D = 2,5 d_t$  – bei Naben aus Grauguss.

Wird der Sicherungsstift zwischen der Welle und der darauf montierten Nabe parallel zur Welle montiert, dann ist der Stift einer Scherbeanspruchung ausgesetzt (Abbildung 2.39)

Wenn die Länge des Stiftes  $l$  ist, dann ist das Moment  $T$ :

$$T = p_{zul} \cdot \frac{d}{2} \cdot l \cdot \frac{d_t}{2} \quad (2.35)$$

Daraus lässt sich der notwendige Stiftdurchmesser ableiten:

$$d = \frac{4 \cdot T}{p_{zul} \cdot l \cdot d_t} \quad (2.36)$$

Die Scherspannung im rechteckigen Querschnitt des Stiftes:

$$\tau = \frac{2 \cdot T}{d_t \cdot d} \leq \tau_{zul} \quad (2.37)$$

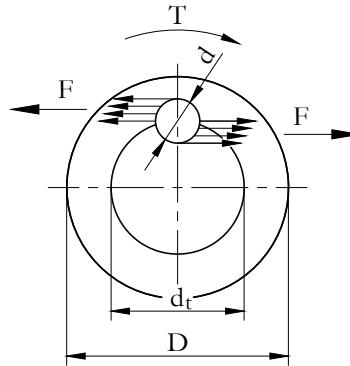


Abbildung 2.29: Die auf den Sicherungsstift wirkenden Kräfte

Die axialen **Befestigungsringe** (auch Seeger-Ringe genannt) verhindern die axiale Verschiebung des zu befestigenden Elementes. Das befestigte Bauteil kann auf einer Welle/Achse oder in einer Bohrung sein. Dementsprechend unterscheidet man zwei Ausführungen von Befestigungsringen (Abbildung 2.40):

Ring 1 wird für Wellen/Achsen, Ring 2 für Bohrungen verwendet. Die für Wellen/Achsen verwendeten Ringe werden bei der Montage mit Hilfe eines Spezialwerkzeugs über die beiden am Ring angebrachten Bohrungen gespreizt, während der für Bohrungen verwendete Ring zusammengedrückt wird.

Die folgenden [Videos](#) zeigen Anwendungsbeispiele von verschiedenen Befestigungsringen: [Zum Starten klicken Sie auf das Bild!](#)

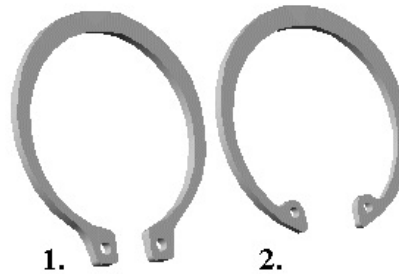


Abbildung 2.30: *Befestigungsringe für Wellen/Achsen und Bohrungen*



Befestigungsringe sind genormt. Ihre Zeichnungen, das Wellenende, die Ausführung der Bohrung, sowie einige Anwendungsbeispiele sind in den folgenden Abbildungen dargestellt (Abbildungen 2.41 und 2.42).

In technischen Zeichnungen werden die Befestigungsringe - da es sich um Normteile handelt - nicht so detailliert gezeichnet. Die Ausführung und die Bemaßungen für die herzustellen Nuten, sowie die Positionstoleranz wird dagegen immer dargestellt, wie das auch im Abbildungsdetail in der Mitte zu sehen ist.

Eine Bemaßung von Befestigungsringen ist in der Regel unnötig, weil sie mit der formschlüssigen Verbindung

im Allgemeinen nur eine geringe axiale Kraft aufnehmen. Sie begrenzen oft die axiale Bewegung oder kompensieren das durch den Betrieb oder die Montage entstandene axiale Spiel.

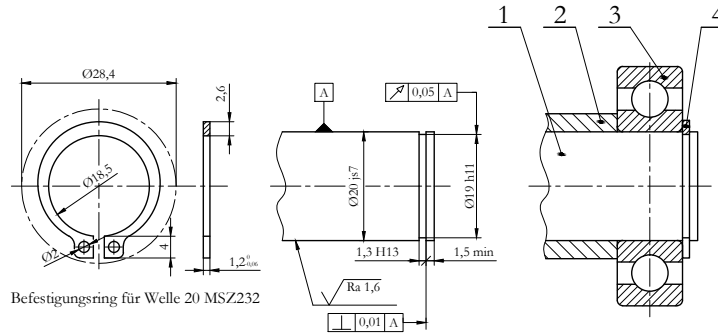


Abbildung 2.31: Standard-Befestigungsringe für Wellen/Achsen

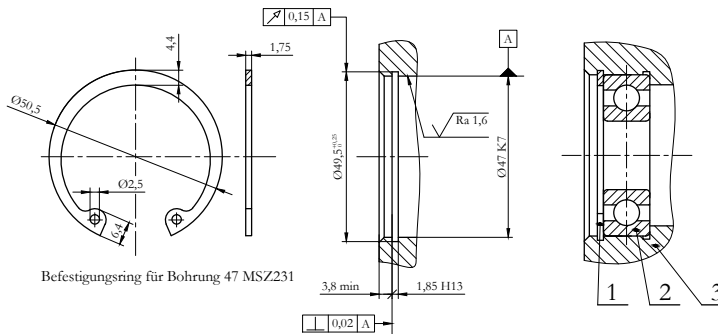
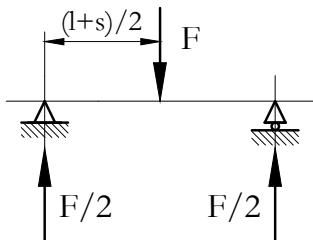
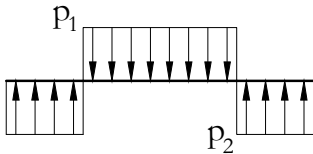
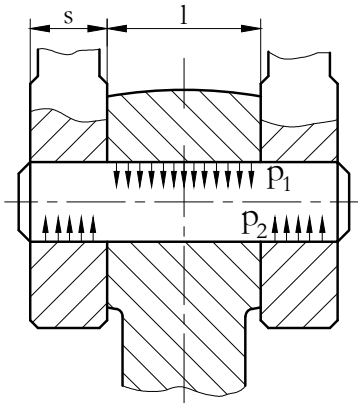


Abbildung 2.32: Standard-Befestigungsringe für Bohrungen

## 2.14. Übungsaufgaben

### Aufgabe 2.10



Prüfen Sie die in der folgenden Abbildung dargestellte Bolzenverbindung mit den folgenden Angaben!

- Durchmesser:  $d = 50\text{mm}$
- Die Verbindung belastende Kraft:  $F = 60\text{kN}$
- Abmessungen der Verbindung:  $l = 75\text{mm}$ ,  $s = 30\text{mm}$
- Qualitätszeichen des Bolzenwerkstoffs: 5.6
- $(\sigma_{zul} = 100 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}, \tau_{zul} = 65 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}, p_{zul} = 40 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2})$

Lösung:

Das Biegemoment im mittleren Querschnitt des Bolzens:

$$M = \frac{F}{8} \cdot (l + 2 \cdot s) = \frac{60 \cdot 10^3}{8} \cdot (75 + 2 \cdot 30) = 1012,5 \text{Nmm}$$

$$\sigma_{zul} = \frac{M}{K} = \frac{32 \cdot M}{d^3 \cdot \pi} = \frac{32 \cdot 1012,5}{50^3 \cdot \pi} = 82,4 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \leq \sigma_{zul} = 100 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Es erfüllt also die Anforderungen!

Die Flächenpressung für den Stangenkopf:

$$p_1 = \frac{F}{l \cdot d} = \frac{60 \cdot 10^3}{75 \cdot 50} = 16 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \leq p_{zul} = 40 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

also geeignet!

Der Oberflächendruck für den Gurt:

$$p_2 = \frac{F}{2 \cdot s \cdot d} = \frac{60 \cdot 10^3}{2 \cdot 30 \cdot 50} = 20 \frac{N}{mm^2} \leq p_{zul} = 40 \frac{N}{mm^2}$$

also geeignet!

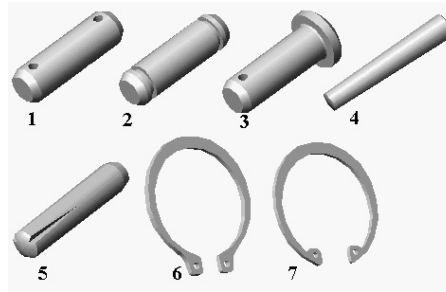
Die Scherspannung mit 2 Scherquerschnitten gerechnet:

$$\tau = \frac{F}{2 \cdot A} = \frac{4 \cdot F}{2 \cdot d^2 \cdot \pi} = 15,28 \frac{N}{mm^2} \leq \tau_{zul} = 50 \frac{N}{mm^2}$$

also geeignet!

## 2.15. Kontrollfragen und Aufgaben

1. Auf dem folgenden Bild sehen Sie verschiedene Befestigungselemente. Sehen Sie sich die Abbildung genau an, und beantworten Sie die Fragen!



- a) Welche Nummer hat der Kegelstift? Schreiben Sie die entsprechende Nummer in das Kästchen!  
Der Kegelstift ist das mit der Nummer  
gekennzeichnete Bauteil.
- b) Welche Nummer hat der Bolzen mit Kopf? Schreiben Sie die entsprechende Nummer in das Kästchen!  
Der Bolzen mit Kopf ist das mit der Nummer  
gekennzeichnete Bauteil.
- c) Welche Nummer hat der axiale Befestigungsring für Bohrungen? Schreiben Sie die entsprechende Nummer in das Kästchen!  
Der axiale Befestigungsring für Bohrungen ist das mit der Nummer  
gekennzeichnete Bauteil.
- d) Welche Nummer hat der Bolzen mit der Befestigungsringnut? Schreiben Sie die entsprechende Nummer in das Kästchen!





Der Bolzen mit der Befestigungsringnut ist das mit der Nummer gekennzeichnete Bauteil.

2. Welche der folgenden Bauteile werden vor allem in Gelenkverbindungen verwendet? Markieren Sie die richtige Antwort!

Kegelstifte

Bolzen

Kerbstifte

axiale Befestigungsringe.

3. Welche Vorteile haben konische Befestigungsstifte? Markieren Sie die richtige Antwort!

Die Herstellung von Kegelstiften und konischen Bohrungen ist ziemlich einfach, deshalb zählen sie zu den billigen Befestigungslösungen.

Sie ermöglichen, dass eines der Bauteile in einer Gelenkverbindung beweglich und das andere Bauteil unbeweglich ausgeführt wird.

Durch ihre Anwendung können Maschinenteile trotz häufiger Zerlegung immer wieder genau in die ursprüngliche Position zurückmontiert werden.

4. Markieren Sie die Aussage, die für die Montage von Kerbstiften zutrifft!

Die mit Kerbstiften befestigten Bauteile werden bei der Montage zusammen gebohrt und der Kerbstift wird in die Rohbohrung eingeschlagen.

Die mit Kerbstiften befestigten Bauteile werden gesondert gebohrt und die Oberfläche der Bohrung wird fein bearbeitet, damit der Stift leicht eingeschlagen werden kann.

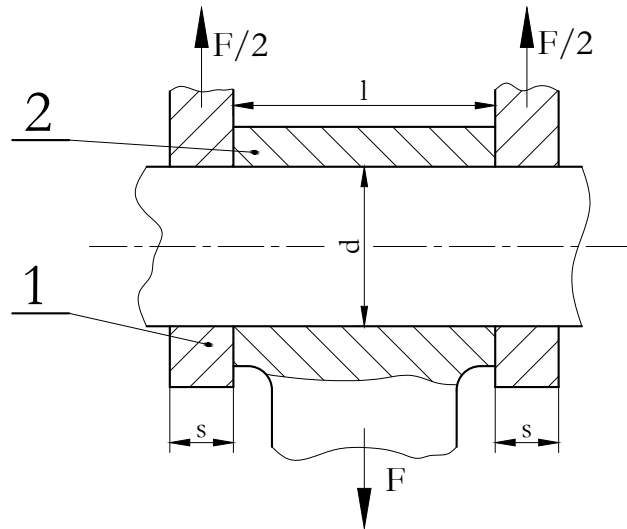
Die mit Kerbstiften befestigten Bauteile werden zusammen gebohrt und die Oberfläche der Bohrung wird fein bearbeitet, damit der Stift leicht eingeschlagen werden kann.

5. Zählen Sie die Beanspruchungen von Bolzen auf!

Biegung,  
Flächenpressung,  
Scherung.

6. Bolzen werden vor allem auf Biegung und Flächenpressung, aber manchmal auch auf Scherung beansprucht. Bei längeren Bolzen können die ersten beiden, während bei kurzen Bolzen auch die dritte Beanspruchung erheblich sein.

Aufgabe:



Angaben:

- $F = 10 \text{ kN}$
- $d = 20 \text{ mm}$
- $s = 10 \text{ mm}$
- $l = 30 \text{ mm}$
- $R_{eH} = 300 \text{ N/mm}^2$
- $n = 2$
- $p_{zul} = 30 \text{ N/mm}^2$

- a) Kann der oben beschriebene Bolzen der Biegebeanspruchung standhalten?  
 b) Können die Elemente 1 und 2 dem Leibungsdruck standhalten?

a)

$$\sigma_{bieg} = \dots \frac{N}{mm^2}$$

Kann der oben beschriebene Bolzen der Biegebeanspruchung standhalten?

Ja

Nein

b)

$$\text{Für 1: } p = \dots \frac{N}{mm^2}$$

$$\text{Für 2: } p = \dots \frac{N}{mm^2}$$

Können die Elemente 1 und 2 dem Leibungsdruck standhalten?

Ja

Nein

7. Welchen Durchmesser sollte der Bolzen in der vorherigen Aufgabe haben, wenn die Belastung 8 kN und  $l=50$  mm beträgt?

$$M_h = \dots \text{ Nmm}$$

$$d = \dots \text{ mm}$$

ist der minimal erforderliche Bolzendurchmesser!

8. Prüfen Sie die Querstiftverbindung gemäß Abbildung 2.38., wenn:

- das zu übertragende Moment:  $50 \cdot 10^3$  Nm;
- die Angaben der Verbindung:  $D = 90$  mm ,  $d_t = 30$  mm;
- das Qualitätskennzeichen für den Werkstoff des Befestigungsstiftes: 6.8 ( $\tau_{zul} = 70 \text{ N/mm}^2$ ), der Durchmesser 6mm betragen;
- $p_{zul} = 20 \text{ N/mm}^2$  in der Nabe und  $p_{zul} = 60 \text{ N/mm}^2$  in der Welle ist.

Die Scherspannung mit zwei scherbeanspruchten Querschnitten berechnet:

$$\tau = \dots \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Die Flächenbelastung in der Nabe:

$$p = \dots \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Die Flächenbelastung in der Welle:

$$p = \dots \frac{N}{mm^2}$$

Ist die Verbindung geeignet?

Ja

Nein



# LEKTION 8

## Tätigkeit:

Lesen Sie das Skript bis zum Unterkapitel 2.18 und wiederholen Sie die im vorigen Semester im Zusammenhang mit den Passfedern und Keilen gelernten Darstellungsregeln!

Achten Sie während der Verarbeitung auf die Folgenden:

- Beantworten Sie die Frage, auf welcher Weise ein Keil verschiedene Bauteile miteinander verbinden kann.
- Beantworten Sie die Frage, warum eine Keilverbindung bei Bauteilen, bei denen ein präziser Lauf erforderlich ist, nicht anwendbar ist.
- Beantworten Sie die Frage, in welchen Fällen ein Nasenkeil verwendet wird.
- Zählen Sie die, durch eine Keilverbindung verhinderten Bewegungen der auf der Welle montierten Bauteile auf.
- Definieren Sie, auf welcher Weise eine Verbindung durch eine Passfeder zustande kommt.
- Zählen Sie die Merkmale der Passfederverbindung auf.
- Beantworten Sie die Frage, durch welche Passfeder die Axialverschiebung der Nabe auf der Welle während des Betriebs gewährleistet wird.
- Beantworten Sie die Frage, welchen Nachteil die Anwendung von rundstirnigen Passfedern hat.
- Beantworten Sie die Frage, welche Toleranz die Passfedern haben.
- Beantworten Sie die Frage, mit welcher Passung die Passfedern in die Nut eingesetzt werden.
- Wählen Sie für eine bestimmte Aufgaben die richtige Passfeder.

Sie haben das Lernmaterial erfolgreich erlernt, wenn Sie:

- aus einer Liste auswählen können, auf welcher Weise ein Keil verschiedene Bauteile miteinander verbinden kann,

- aus einer Liste von Definitionen auswählen können, warum die Keilverbindung bei Bauteilen, bei denen ein präziser Lauf erforderlich ist, nicht anwendbar ist,
- aus einer Liste auswählen können, in welchem Fall ein Nasenkeil verwendet wird,
- die, durch die Keilverbindung verhinderten Bewegungen der auf einer Welle montierten Bauteile aus einer Liste auswählen können,
- die Definition der formschlüssigen Verbindung aus einer Liste auswählen können,
- die Merkmale der Passfederverbindungen aus einer Liste auswählen können,
- die Nachteile der Anwendung von rundstirnigen Passfedern aus einer Liste auswählen können,
- die Toleranz und die Passungsregeln für Passfedern aus einer Liste auswählen können,
- für eine bestimmte Aufgabe die geeignete Passfeder auswählen können.

Schlüsselwörter: Keil, Keilverbindung, formschlüssige Verbindung, Passfeder, Passfederverbindung, Axial-sicherung.

## 2.16. Keil- und Passfederverbindungen

Die verschiedenen Keil- und Passfederverbindungen dienen zur Herstellung von Verbindungen zwischen Wellen und Naben.

**Keile** sind Maschinenelemente mit einer gewissen Neigung, die zwischen die zu verbindenden Bauteile eingetrieben werden, um durch die dadurch entstehende hohe Reibkraft eine feste Verbindung herzustellen. Wegen der daraus resultierenden Reibungskraft ist eine axiale Befestigung der Scheibe nicht notwendig; wegen der Verspannung kann diese Art von Verbindungen jedoch nur in Fällen verwendet werden, wo zwischen den Elementen eine geringe Exzentrizität zulässig ist.

Wie oben bereits erwähnt, sind Keile Maschinenelemente mit einer gewissen Neigung. Die Neigung beträgt 1:100, das heißt, dass sich die Höhe des Keiles auf 100 mm Länge 1 mm reduziert.



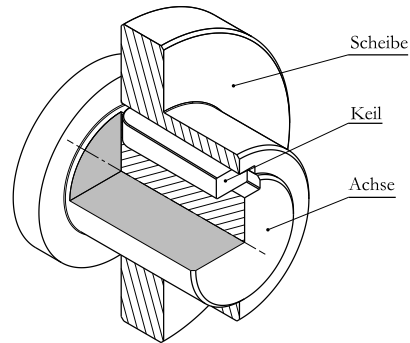


Abbildung 2.33: Elemente der Keilverbindung

Die wichtigsten Arten von Standardkeilen und deren Bezeichnungen sind die folgenden:

Tabelle 5: Die wichtigsten Arten von Keilen

Zeichnung des Keiles	Bezeichnung	Zeichnung des Keiles	Bezeichnung
	Keil Form 1 (Nasenkeil)		Keil Form 3 (Nutkeil)
	Keil Form 2 (Rundstirniger Nutkeil)		Keil Form 4 (Gefalzter Keil)

## Dreidimensionale Abbildungen von Keilen:

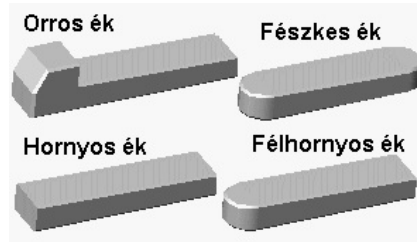
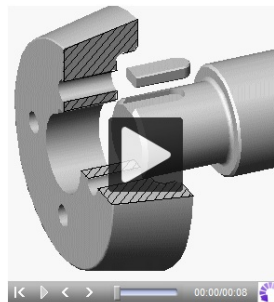


Abbildung 2.34: Dreidimensionale Abbildungen von Keilen

Zur Erstellung der Wellennut werden bei Nutkeilen Scheibenfräser und bei rundstirnigen Nutkeilen Fingerfräser verwendet. Die spannungskonzentrierende Wirkung der Nut ist beim Scheibenfräser geringer.

Nasenkeile sind erforderlich, wenn die Verbindung nur auf der einen Seite zugänglich ist. In diesem Fall ist zum Herausnehmen des Keils ein spezielles Werkzeug zu verwenden, das in die Nase des Keils greift.

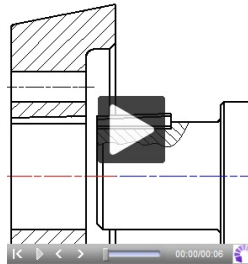
Die folgenden Videos zeigen die einzelnen Schritte der Herstellung von Keilverbindungen. Die Aufnahme zeigt den Fall, wo zuerst der Keil in die Nut gelegt und dann das zu befestigende Bauteil montiert wird. Zur Anbringung der Nabe wird eine hohe Kraft benötigt.



Die obige Keilverbindung kann mit einer von der gegenüberliegenden Seite ausgeübten Kraft gelöst werden. Wenn die Keilverbindung nur von einer Seite zugänglich ist, wird ein Nasenkeil verwendet. In diesem Fall wird zuerst die Nabe auf die Welle montiert und dann der Nasenkeil eingeschlagen. Bei der Zerlegung greift das Werkzeug in die Nase des Keils. Bei der Herstellung einer Keilverbindung tritt durch das Einschlagen des Keils (oder durch die Montage der Nabe) eine Exzentrizität zwischen der Welle und der Nabe auf. Die Exzentrizität bedeutet, dass die Mittellinie der Welle und der Nabe nicht kollinear sind. Die Nabe verliert ihre ursprüngliche Kreisform (sie wird „oval“). Das folgende Video zeigt die Entstehung der Exzentrizität, wobei das Ausmaß der tatsächlichen Exzentrizität stark übertrieben dargestellt wird.

Der im Video gezeigte Keil übt auf die Nabe eine Spannkraft nach oben aus. Die Nabe verformt sich, deshalb verändert sich auch die Position der Mittellinie.

Beobachten Sie, wie sich die rote Mittellinie der Nabe nach oben schiebt!



Die Standards beinhalten neben der Form und die verfügbaren Abmessungen von Keilen auch den gewünschten Genauigkeitsgrad.

Die Standardzeichen von rundstirnigen Nutkeilen, die anstelle von Abmessungen angegeben werden, sowie die üblichen Toleranzen sind in Abbildung 2.45 zu sehen:

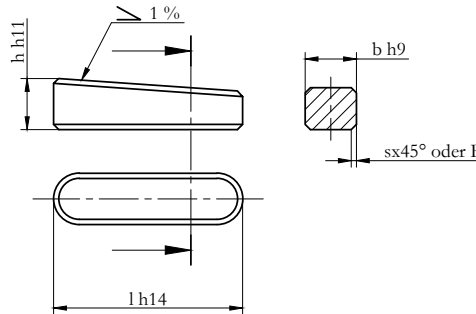


Abbildung 2.35: Standardzeichnung des rundstirnigen Nutkeils

Auch die Abmessungen der Keilnut in der Welle und der Nabe sind genormt. Die Passung der Nutbreite  $b$  entspricht einer aus dem Einheitswellensystem gewählten losen Passung, ihr Toleranzzeichen ist D 10. Die Passung der sich anschließenden Durchmesser der Welle und der Nabe ist eine lose Passung nach dem Einheitsbohrungssystem (H7/h6) oder eine Übergangspassung (H7/js6).

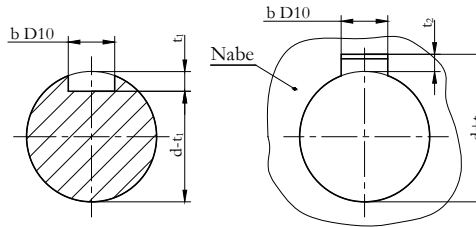


Abbildung 2.36: Die Standard-Abmessungen eines Keilnutes

Die typischen Projektionen der Keilverbindung sind Schnittprojektionen (Abbildung 2.47), es ist jedoch ersichtlich, dass die Keilnut in der Welle in Längsrichtung als Ausbruch und der Keil ohne Schnitt dargestellt wird.

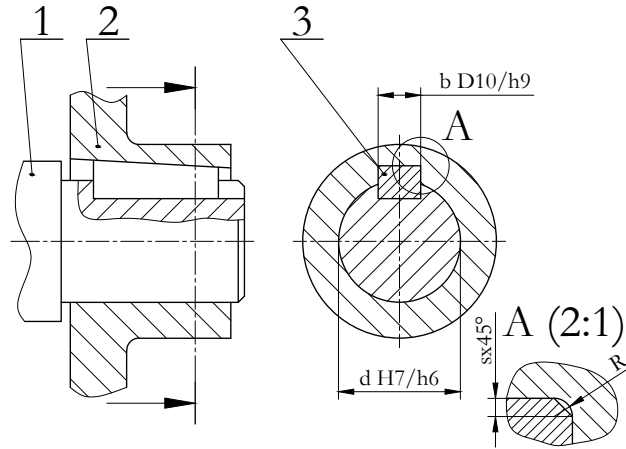


Abbildung 2.37: Typische Projektionen der Keilverbindung

Da die Abmessungen des zum Wellendurchmesser passenden Keiles genormt sind, ist eine Festigkeitsberechnung in der Praxis nicht erforderlich. Deshalb wird unter der Bemaßung einer Keilverbindung im Wesentlichen die Bestimmung der Länge des Keiles verstanden. Da uns die Kraft zur Verspannung des Keiles und die Kraft zum Aufdrücken der Scheibe nicht bekannt sind, können die Länge der Nabe (die zugleich mit der Länge des Keils übereinstimmt) und der Außendurchmesser der Nabe auf Grund von empirischen Daten aufgenommen werden:

Bei Naben aus Gusseisen:

- $l = 1,5 d_t \dots 2,0 d_t$
- $D = 2,0 d_t \dots 2,2 d_t$

Bei Naben aus Stahlguss oder Stahl:

- $l = 1,0 d_t \dots 1,3 d_t$
- $D = 1,8 d_t \dots 2,0 d_t$

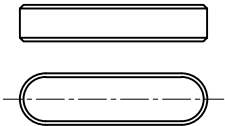
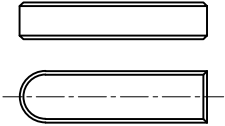
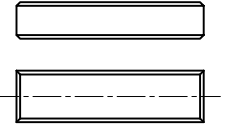
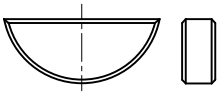
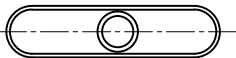
**Passfederverbindungen** sind formschlüssige Verbindungen, bei denen die Lastübertragung zwischen den einzelnen Konstruktionselementen durch die geometrische Form der Bauteile gewährleistet wird.

Bei einer Passfederverbindung wird die Übertragung des Drehmoments durch ein in die Nut der Welle bzw. der Nabe gelegtes parallelseitiges Prisma gewährleistet. Die Passfeder wird nicht zwischen den miteinander verbundenen Elementen verspannt, und verursacht somit keine Exzentrizität. Die axiale Befestigung der Scheibe muss jedoch gewährleistet werden, auch wenn keine axiale Belastung auftritt.

Die Form sowie die Größenwahl der Passfeder und Passfedernuten sind ebenfalls in Standards festgelegt.

Die wichtigsten Arten und Bezeichnungen von Standardpassfedern sind aus der folgenden Tabelle ersichtlich (Tabelle 6).

Tabelle 6: Standard-Passfedern mit Bezeichnungen

Zeichnung des Passfeders	Bezeichnung	Zeichnung des Passfeders	Bezeichnung
	Passfeder Form 1 (Rundstirnige Passfeder)		Passfeder Form 3 (Gefalzte Passfeder)
	Passfeder Form 2 (Genutete Passfeder)		Rundstirnige Passfeder
	Gleitende Feder mit einer Schraube		

Die anstelle von Abmessungen angegebenen Bezeichnungen (Buchstaben), sowie die Toleranzen und die technischen Zeichnungen der Passfedern stimmen mit den der Keile überein, natürlich ohne Neigung. In der nächsten Abbildung ist eine rundstirnige Passfeder mit Abmessungen zu sehen (Abbildung 2.48)

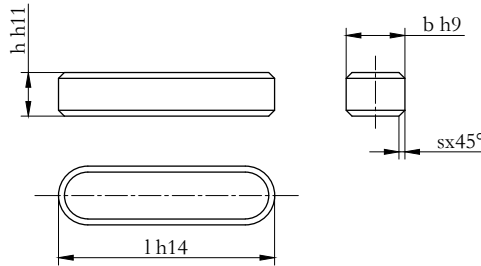


Abbildung 2.38: Rundstirnige Passfeder

Gleitende Feder ermöglichen, dass die an die Welle montierte Nabe auch während des Betriebs in der axialen Richtung bewegt werden kann. Zur Übertragung eines größeren Moments und einer geringeren Konstruktionslänge lohnt es sich diese paarweise auszuführen. Die rundstirnige Passfeder ist relativ kostengünstig, aber nur zur Übertragung eines kleinen Drehmoments geeignet, weil durch ihre tiefe Nut die Welle stark abgeschwächt wird. Mit rundstirnigen Passfedern werden im Allgemeinen Verbindungen an konischen Wellenenden hergestellt. Die Passfedernut wird in der Welle in diesen Fällen wie folgt gestaltet (Abbildung 2.49).

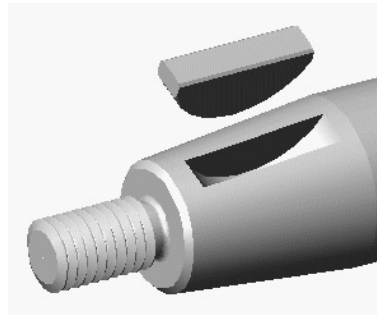


Abbildung 2.39: Rundstirnige Passfeder und Passfedernut an einem konischen Wellenende



Die übliche Breitentoleranz (**b**) der Passfedern beträgt h9, während die Toleranz der Nut (Abbildung 2.50) immer vom gewünschten Ziel abhängt (Tabelle 7):

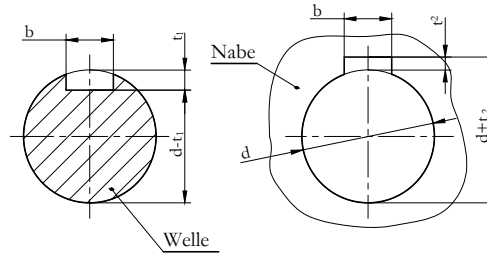


Abbildung 2.40: Abmessungen der Passfedernut

Tabelle 7: Toleranzen für Passfederverbindungen

Passungstoleranz der Passfeder und der Abmessung "b" der Passfedernut		Lockere		Übergangs-		Feste	
		Passung					
		Welle	Nabe	Welle	Nabe	Welle	Nabe
Gleitende Feder	h9	H9	D10	—	—	—	—
Passfeder				N9	JS9	P9	
Rundstirnige Passfeder		(H11)					

Passfederverbindungen sind aus der Sicht der Bemaßung ziemlich ungünstig, weil an den Ecken der Passfedernut Spannungshäufungen auftreten, die zu einem Ermüdungsbruch führen können. Um das Risiko der Entstehung von Rissen zu reduzieren, werden die Ecken von Nuten mit einem kleinen Radius abgerundet. Deshalb sind die Kanten der Passfedern unter 45° abzubereiten. Ihr Vorteil liegt dagegen darin, dass fast alle Details von Passfederverbindungen genormt sind.

Diese Verbindungen sind allgemein einsetzbar, austauschbar und zuverlässig.

In der folgenden dreidimensionalen Abbildung (Abbildung 2.51) sind eine rundstirnige Passfeder, eine Welle und das damit zu verbindende Keilrad dargestellt.

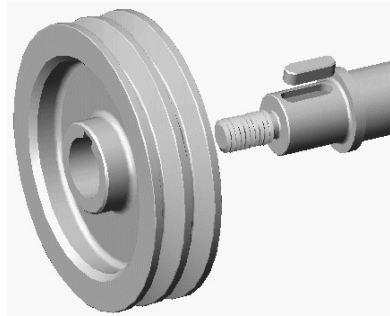


Abbildung 2.41: *Komponente der Passfederverbindung*

Das Schaubild der hergestellten Verbindung ist in Abbildung 2.52, ohne axiale Fixierung zu sehen.

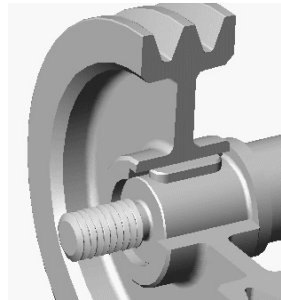


Abbildung 2.42: *Passfederverbindung ohne axiale Sicherung des Keilrades*

In den folgenden Abbildungen (2.53 und 2.54) sind einige Beispiele für die axiale Positionssicherung von Keilrädern zu sehen:

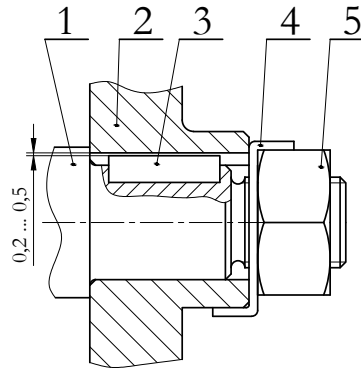


Abbildung 2.43: Befestigung mit einer Schraubenmutter auf einem Gewindeendzapfen

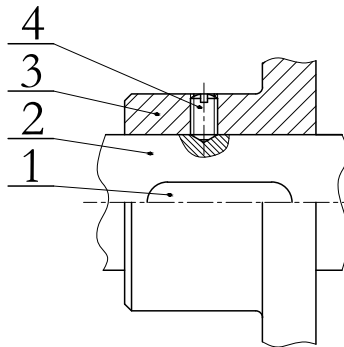


Abbildung 2.44: Axiale Sicherung des Keilrades mit einer Madenschraube mit konischem Endbereich

In Abbildung 2.53 ist deutlich zu sehen, dass der Spalt zwischen der Passfeder und dem Keilrad übertrieben dargestellt wird.

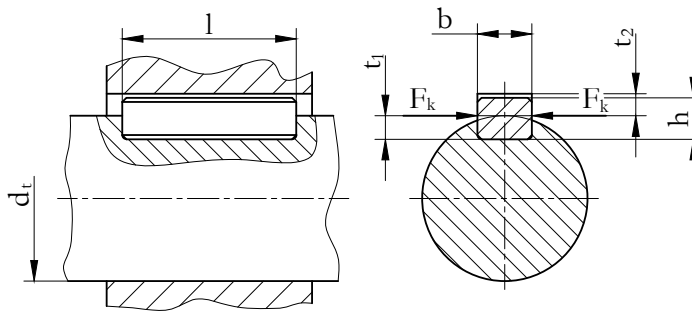
Die **Bemaßung von Keil- und Passfederverbindungen** ist nicht üblich, weil die Abmessungen der einzelnen Komponente - ähnlich wie bei den Keilen - in Abhängigkeit vom Wellendurchmesser in Standards festgelegt sind. Der Keil und die Passfeder werden auf Scherung und Leibungsdruck geprüft.



## 2.17. Übungsaufgabe

**Aufgabe 2.11** In der folgenden Aufgabe wird der Prozess einer solchen Prüfung dargestellt:  
Angaben:

- $P = 10 \text{ kW}$
- $d_t = 30 \text{ mm}$
- $n = 10 \text{ 1/sec}$
- $b \times h \times l = 10 \times 8 \times 100$
- $\tau_{\text{scher}} = 35 \text{ N/mm}^2$
- $t_1 = 5 \text{ mm}$
- $p_{\text{zul}} = 18 \text{ N/mm}^2$
- $t_2 = 3,3 \text{ mm}$



An einer Welle mit einem Durchmesser von  $d_t = 300 \text{ mm}$  wird eine Riemenscheibe mit einer Passfeder der

Größe  $b \times h \times l = 10 \times 8 \times 100 \text{ mm}$  befestigt und von dieser Verbindung wird bei einer Drehzahl von  $n = 10 \text{ 1/sec}$  eine Leistungsübertragung von  $10 \text{ kW}$  erwartet.

Prüfen Sie diese Passfeder auf Scherung und Leibungsdruck, wenn die für den Werkstoff der Passfeder zulässige Scherfestigkeit  $\tau_{scher} = 35 \text{ N/mm}^2$  und der maximal zulässige Leibungsdruck  $p_{zul} = 18 \text{ N/mm}^2$  beträgt.

Die Tiefe der Passfedernut in der Welle beträgt  $t_1 = 5 \text{ mm}$  und in der Scheibe  $t_2 = 3,3 \text{ mm}$ .

Die Scherbeanspruchung errechnet sich wie folgt:

$$\tau = \frac{F}{l \cdot b} = \frac{2 \cdot T}{d_t \cdot l \cdot b}$$

, wobei „F“ die Scherkraft und „T“ das entstehende Torsionsmoment ist:

$$T = \frac{P}{\omega} = \frac{10000}{2 \cdot \pi \cdot 10} = 159,2 \text{ Nm}$$

, weil  $\omega = 2 \cdot \pi \cdot n$

Die Scherkraft:

$$F = \frac{2 \cdot T}{d_t} = \frac{2 \cdot 159200}{30} = 10613,3 \text{ N}$$

$$\tau = \frac{F}{l \cdot b} = \frac{10613,3}{100 \cdot 10} = 10,6 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} < \tau_{zul}$$

Die Passfeder ist also hinsichtlich Scherung geeignet!

Prüfung auf Leibungsdruck:

Der Leibungsdruck sollte kleiner als der maximal zulässige Wert sein, d. h. der folgende Zusammenhang muss erfüllt sein:

$$p = \frac{F}{l \cdot (h - t_1)} \leq p_{zul}$$
$$p_1 = \frac{2 \cdot 159200}{30 \cdot 100 \cdot (8 - 5)} = \frac{318400}{90} = 35,3 \frac{N}{mm^2}$$

In der Zeichnung ist  $i = 1$  Stk. Passfeder zu sehen, wegen des hohen Leibungsdrucks muss aber auch bei der unteren Seitenkomponente eine Passfeder eingebaut werden, damit die Verbindung die Anforderungen mit Sicherheit erfüllt.

In diesem Fall:

$$p = \frac{p_1}{i} = \frac{p_1}{2} = \frac{35,3}{2} = 17,65 \frac{N}{mm^2}$$

$$p < p_{zul}$$

Der auf eine Passfeder fallende Leibungsdruck ist somit kleiner als der erlaubte Wert, die Passfeder ist also mit dieser Konstruktionsänderung schon geeignet.



## 2.18. Kontrollfragen und Übungen

1. Auf welcher Weise kann ein Keil Bauteile miteinander verbinden? Markieren Sie die richtige Antwort!  
Die Verbindung wird durch die Reibkraft zwischen dem Keil und den Bauteilen hergestellt.  
Bei der Keilverbindung entsteht zwischen der Welle und der Nabe eine Exzentrizität und diese sorgt für die Befestigung der Bauteile.  
Der Keil erweckt eine Spannkraft, die die Bauteile gegeneinander presst.
2. Warum ist die Keilverbindung bei Bauteilen, bei denen ein präziser Lauf erforderlich ist, nicht anwendbar? Markieren Sie die richtige Antwort!  
Weil wegen der Spannkraft des Keils eine Exzentrizität entsteht.  
Weil der Keil nur eine axiale Befestigung gewährleistet.  
Weil bei der Keilverbindung eine hohe Reibungskraft auftritt.
3. Wann wird ein Nasenkeil verwendet? Markieren Sie die richtige Antwort!  
Wenn das zu montierende Bauteil beidseitig zugänglich ist.  
Wenn das zu montierende Bauteil nur von einer Seite zugänglich ist.  
Wenn eine höhere Drehmomentübertragung erforderlich ist.
4. Welche Verschiebung oder Verschiebungen verhindert die Keilverbindung? Markieren Sie die richtige Antwort!  
Der Keil fixiert nur in axialer Richtung.  
Der Keil gewährt Sicherung nur gegen Verdrehung.  
Der Keil gewährt Sicherung gegen Verdrehung und fixiert zugleich in axialer Richtung.



5. Wählen Sie von den folgenden Definitionen die für formschlüssige Verbindungen zutreffenden!

Bei formschlüssigen Verbindungen wird die Lastübertragung durch die Reibungskraft gewährleistet.

Bei formschlüssigen Verbindungen wird die Lastübertragung durch die geometrische Form der einzelnen Bauteile gewährleistet.

Formschlüssige Verbindungen sind nur durch Zerstörung der Bauteile lösbar.

6. Wählen Sie von den folgenden Aussagen die richtige!

Die Passfederverbindung fixiert das Bauteil auf der Welle nur in der axialen Richtung.

Die Passfederverbindung fixiert das Bauteil auf der Welle nur gegen Verdrehung.

Die Passfederverbindung fixiert das Bauteil auf der Welle sowohl in der axialen Richtung, als auch gegen Verdrehung.

7. Warum sind Passfederverbindungen mit zwei Passfedern bei schnell drehenden Bauteilen einsetzbar? Markieren Sie die richtige Antwort!

Weil sie die Zentrizität der Welle und der Nabe nicht beeinflussen.

Weil sie einfach zu montieren sind.

Weil sie auch ohne Zerstörung lösbar sind.

8. Warum sind rundstirnige Passfedern zur Übertragung hoher Momente nicht geeignet? Markieren Sie die richtige Antwort!

Weil das Moment nur durch eine Passfeder übertragen wird.

Weil die Oberfläche einer rundstirnigen Passfeder kleiner als die der anderen Passfedern ist.

Weil durch die rundstirnige Passfeder die Welle stark geschwächt wird.

9. Wählen Sie die möglichen Passungstoleranzen von Passfedern und Passfedernuten aus der folgenden Liste aus!

Für eine Passfeder mit Toleranz H9 wird im Allgemeinen sowohl in der Nabe, als auch in der Welle eine Nut mit einer Toleranz P9 erstellt.

Für eine Passfeder mit Toleranz h9 wird die Übergangspassung sowohl in der Welle, als auch in der Nabe mit einer Toleranz H9 ausgeführt.

Für eine Passfeder mit Toleranz h9 wird die enge Passung sowohl in der Nabe, als auch in der Welle mit einer Toleranz P9 realisiert.

10. Prüfen Sie die folgende Passfeder auf Grund der im Skript angegebenen Zusammenhänge auf Scherung, wenn das zu übertragende Moment 103 Nm, die Abmessungen  $b \times h \times l$  der Passfeder 20 x 12 x 80 mm, die für den Werkstoff der Passfeder zulässige Scherfestigkeit  $50 \text{ N/mm}^2$  und der Wellendurchmesser 65 mm beträgt.

Wählen Sie auf Grund des Ergebnisses der Berechnung die richtige Antwort aus!

Die Scherfestigkeit beträgt  $19,23 \text{ N/mm}^2$ , die Passfeder ist also geeignet.

Die Scherfestigkeit beträgt  $19,23 \text{ N/mm}^2$ , die Passfeder ist also nicht geeignet.

# LEKTION 9

## Tätigkeit:

Lesen Sie das Skript bis zum Unterkapitel 2.21. und wiederholen Sie die bereits gelernten Kapitel über die Darstellung von Profilwellen, Keilnaben und Profilwellenverbindungen.

Achten Sie während der Verarbeitung auf die Folgenden:

- Lernen Sie die Merkmale von Profilwellenverbindungen.
- Definieren Sie, auf welcher Weise das Moment zwischen der Welle und der Nabe durch eine Profilwellenverbindung übertragen wird.
- Erkennen Sie auf Grund einer Abbildung die Profilwellenverbindungen mit geradem Profil, mit Evolventenprofil und mit Keilwellenprofil.
- Beantworten Sie die Frage, warum die Welle und die Nabe an einer der Oberflächen des Profils geführt werden muss.
- Lernen Sie die typischen Beanspruchungen und Bemaßungszusammenhänge von Profilwellenverbindungen!

## Anforderungen:

Sie haben das Lernmaterial erfolgreich erlernt, wenn Sie:

- die Übertragungsweise des Moments zwischen der Profilwelle und der Nabe aus einer Liste von Definitionen auswählen können,
- die Merkmale von Profilwellenverbindungen aus einer Liste auswählen können,
- der Abbildung einer bestimmten Profilwelle deren Benennung zuordnen können,
- den Grund für die Führung der Profilwellen und der Nabe aus einer Liste von Definitionen auswählen können,
- eine bestimmte Profilwellenverbindung unter Anwendung der gelernten Zusammenhänge prüfen können,

- die Vorteile von Polygonprofilwellenverbindungen gegenüber den Profilverbindungen aus einer Liste auswählen können.

Schlüsselwörter: Profilverbindung, Keilnabe, Profilverbindung, Führungsfläche, Polygonprofil, Polygonwelle, Polygonprofilwellenverbindung.

## 2.19. Profil- und Formwellenverbindungen

In der vorherigen Lektion konnten Sie über Passfederverbindungen lesen. Die Profilverbindungen können auch als eine Variante von Passfederverbindungen angesehen werden, die zur Übertragung von größeren Momenten geeignet sind. Wenn in der Welle ähnliche Mitnehmer erstellt werden, wie bei den Passfedern, dann erhalten wird eine Profilverbindung. Werden diesen Mitnehmern entsprechende Nuten auch in der anschließenden Nabe hergestellt und mit der Welle verbunden, dann entsteht eine Profilverbindung (Abbildung 2.55)

Profilverbindungen werden meistens in Werkzeugmaschinen, Hebern und Fahrzeugen eingesetzt.

Drehmoment wird auf Grund der formschlüssigen Verbindung durch die mit den Nabennuten verbundenen Mitnehmer übertragen. Die Berührungsflächen gleiten oft aufeinander (z.B. Gangwechsel bei Fahrzeugen). Die Mitnehmer müssen in diesem Fall nach der Bearbeitung gehärtet und geschliffen werden. Ein übliches Verfahren ist auch die Nitridierung der Oberflächen. Dieses Verfahren ist zwar teurer als die anderen Wärmebehandlungsverfahren, es erfordert aber keine Nachbehandlung, weil es ein maßbeständiges Verfahren ist.

Ein großer Vorteil der Keilwellenverbindung ist, dass die Drehmomentübertragung über den gesamten Umfang der Welle annähernd gleichmäßig ist und auch mit einer relativ kurzen Nabe ein großes Drehmoment übertragen werden kann, weil sich die Umfangskraft auf einer großen Oberfläche verteilt. Wegen den Mitnehmern tritt eine ziemlich hohe Spannungskonzentration auf, bei Anwendung von geeigneten Mitnehmern kann jedoch diese Verbindungsart trotzdem günstiger sein als die Passfeder- oder die Keilverbindung.

Je nach Form der Mitnehmer sind verschiedene Ausführungen möglich. Am häufigsten werden geradflankige Profile mit parallelen, geraden Kanten (mit flachen Kontaktflächen) (Abbildung 2.56) verwendet. Weit verbreitet sind auch die Profilverbindungen mit Evolventen- und Keilprofil (Abbildung 2.57 a); b) die nach dem

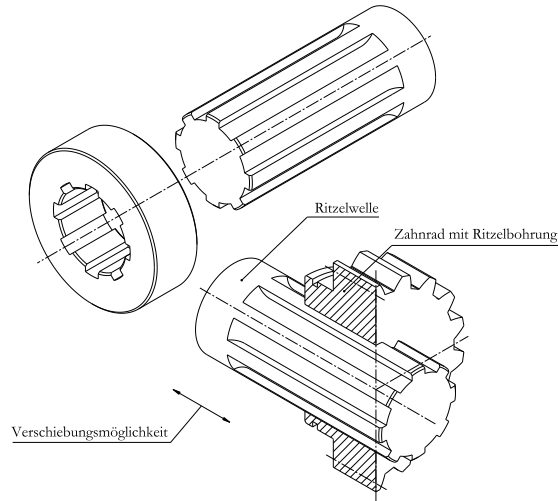


Abbildung 2.45: Die Elemente einer Profilwellenverbindung

ungarischen Standard auch Kerbzahnverbindung genannt wird.

Die profilierte Welle wird mit Abwälzverfahren (Schneckenfräser) - diese ist die produktivere, genauere Methode - oder mit Scheibenfräser (Teilungsverfahren) hergestellt. In der Nabennut (Abbildung 2.58) werden die Mitnehmer mit einer Stoßhobelmaschine mit Teilung hergestellt oder mit einem Ziehorn geräumt.

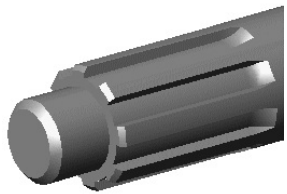


Abbildung 2.46: *Welle mit parallelen Flanken*





Abbildung 2.47: a) Keilwelle mit evolventenförmigen Flanken, b) Mitnehmer mit Keilzahnprofil

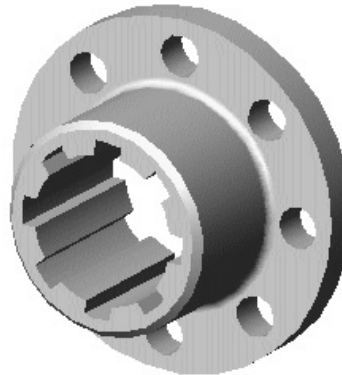


Abbildung 2.48: Keilnabe

Wie bereits erwähnt, sind Profilwellenverbindungen (Abbildung 2.59) zur Übertragung hoher Torsionsmomente geeignet und ermöglichen gleichzeitig eine axiale Verschiebung des auf der Keilwelle montierten Bauteils. Das Drehmoment wird durch die in die Nuten der Nabe eingreifenden Mitnehmer übertragen.



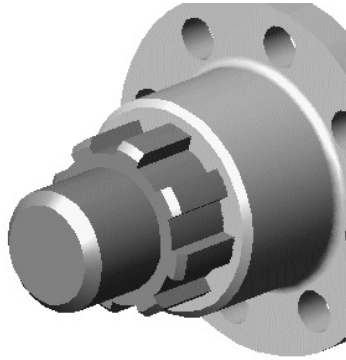


Abbildung 2.49: *Profilwellenverbindung*

Wichtig ist, dass die Drehachsen der Keilwelle und der der Nabe zusammenfallen. Die Welle und die Nabe dürfen sich im Verhältnis zueinander senkrecht zur Welle nicht bewegen (die Nabe darf auf der Welle kein Spiel haben), weil sonst die Zentrifugalkraft bei der Rotation Schwingungen verursachen und die Konstruktionselemente beschädigen würde. Die einzelnen Oberflächen der Welle und der Nabe müssen sich berühren, d.h. die Welle und die Nabe müssen zueinander positioniert, oder mit anderem Wort zentriert werden. In Abhängigkeit davon, an welchen Teilen die Keilwelle und die Nabe zueinander positioniert werden, unterscheiden wir zwischen Zentrierung am Innendurchmesser, Zentrierung an den Flanken und Zentrierung am Außendurchmesser (die letztere wird selten verwendet).

Profilwellenverbindungen sind, ähnlich zu den Passfederverbindungen, auf Oberflächenbelastung zu prüfen. Nachdem der Durchmesser  $d$  der Welle (aus Torsion, Biegung) festgelegt wurde, ist die Oberfläche der Flanken auf Leibungsdruck zu prüfen.

Die Tragfläche der Flanken, wenn das Abfasen einen Wert von  $2f$  hat (Abbildung 2.60):

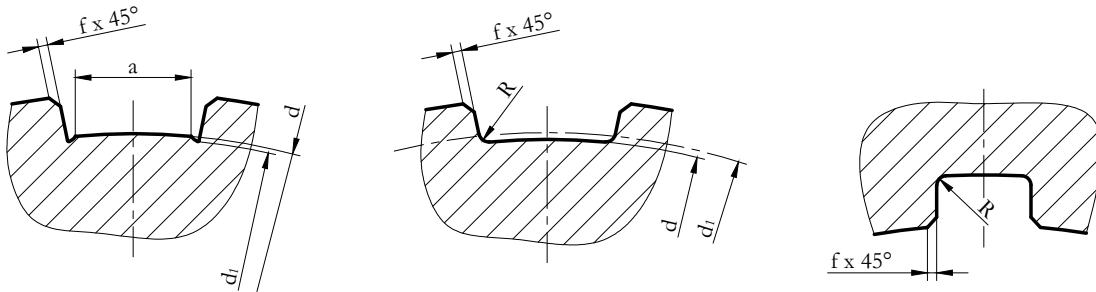


Abbildung 2.50: Ausführung der Mitnehmer

$$A_1 = \left( \frac{D-d}{2} - 2 \cdot f \right) \cdot l \quad (2.38)$$

Nach der Aufnahme des zulässigen Leibungsdrucks beträgt das durch die Verbindung mit einer Flankenanzahl von „ $z$ “ übertragbare Drehmoment

$$T = 0,75 \cdot \psi \cdot \left( \frac{D-d}{2} - 2 \cdot f \right) \cdot l \cdot r_k \cdot z \cdot p_{zul} \quad (2.39)$$

wobei:

- $D$ : Außendurchmesser der Mitnehmer,
- $d$ : Innendurchmesser der Mitnehmer,
- $f$ : äußere Abwinkelung der Mitnehmer,
- $l$ : Länge der Mitnehmer,
- $\psi$ : dynamischer Faktor (kann zwischen  $\psi = 0,4 \sim 0,9$  aufgenommen werden),
- $r_k$ : mittlerer Radius:  $r_k = \frac{D+d}{4}$  ist.

Mit dem Faktor 0,75 wird berücksichtigt, dass die Last nur von ca. 75% der Anlageflächen aufgenommen wird.

Wegen den Ecken bei den Passfederführungen und den Mitnehmern entstehen Spannungskonzentrationsbereiche. Von diesen Eckpunkten können Risse ausgehen, die sich radial nach innen ausbreiten und schließlich zu einem Ermüdungsbruch der Welle führen können.

Die drei- und vierflächigen Polygonverbindungen werden ohne die zwangsmäßige Bildung solcher Spannungskonzentrationsbereiche hergestellt. Bei dieser Konstruktion sind die scharfen Ecken sowohl auf den Wellen, als auch in den Naben vermeidbar, man erhält also mit gleichen Querschnittsabmessungen Verbindungen mit besseren Ermüdungseigenschaften.

Diese Profile können mit einer Spezialmaschine mit hoher Präzision und Wirtschaftlichkeit hergestellt werden.

Die Polygonwelle und die Polygonnabe werden mit einer Passung H7/g6 realisiert.

Die folgende Abbildung zeigt eine Polygonwelle mit einem dreieckigen Profil mit bogenförmigen Seiten (Abbildung 2.61).

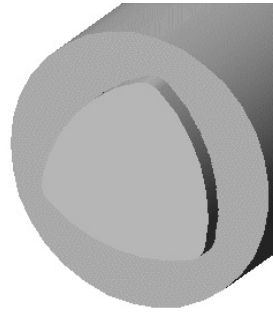


Abbildung 2.51: *Ende einer Polygonwelle*



## 2.20. Übungsaufgabe

**Aufgabe 2.12** Mit einer parallelseitigen Profilwellenverbindung mit den typischen Abmessungen von 8d x 32 x 36 x 7 wird eine Leistung von 15 kW bei einer Drehzahl von  $n = 24 \text{ 1/s}$  übertragen. Der dynamische Koeffizient beträgt 0,5, die Rundung 0,3 mm.

Prüfen Sie die Verbindung, wenn der zulässige Leibungsdruck  $30 \text{ N/mm}^2$  und die Länge der Keilnabe 50 mm beträgt!

Angaben:

- Anzahl der Mitnehmer:  $z = 8$
- Kleiner Durchmesser der Welle:  $d = 32 \text{ mm}$
- Großer Durchmesser der Welle :  $D = 36 \text{ mm}$
- Breite der Mitnehmer:  $b = 7 \text{ mm}$
- Länge der Keilnabe:  $l = 50 \text{ mm}$
- Abrundung:  $f = 0,3$
- Dynamischer Koeffizient:  $\psi = 0,5$
- Zu übertragende Leistung:  $P = 15 \text{ kW}$
- Drehzahl:  $n = 24 \text{ 1/s}$
- Zulässiger Wert der Flächenbelastung:  $p_{zul} = 30 \text{ N/mm}^2$

Lösung:

Das übertragbare Moment:

$$T = 0,75 \cdot \psi \cdot \left( \frac{D-d}{2} - 2 \cdot f \right) \cdot l \cdot r_k \cdot z \cdot p_{zul}$$

$$\frac{P}{2 \cdot \pi \cdot n} = 0,75 \cdot \psi \cdot \left( \frac{D-d}{2} - 2 \cdot f \right) \cdot l \cdot \frac{D+d}{4} \cdot z \cdot p_{zul}$$

$$\frac{15 \cdot 10^6}{2 \cdot \pi \cdot 24} = 0,75 \cdot 0,5 \cdot \left( \frac{36-32}{2} - 2 \cdot 0,3 \right) \cdot l \cdot \frac{36+32}{4} \cdot 8 \cdot p_{zul}$$

$$l \cdot p_{zul} = 1393,163 \Rightarrow l = \frac{1393,163}{p_{zul}} = \frac{1393,163}{30} = 46,5 \text{ mm} \leq l = 50 \text{ mm}$$

$$p = \frac{1393,163}{l} = \frac{1393,163}{50} = 27,86 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \leq p_{zul} = 30 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Die Verbindung ist also geeignet.

## 2.21. Kontrollfragen und Aufgaben

### 1. Wählen Sie aus und markieren Sie die für Keilwellenverbindungen zutreffende Definition!

Zur Übertragung eines hohen Drehmomentes ist bei Profilwellen eine lange Nabe erforderlich.

Profilwellen sind wegen ihrer erheblichen spannungskonzentrierenden Wirkung nur zur Übertragung von kleinen Momenten geeignet.

Sie eignen sich zur Übertragung von hohen Drehmomenten und ermöglichen zugleich eine axiale Verschiebung.

### 2. Welchen Vorteil haben Polygonverbindungen gegenüber Profilwellenverbindungen? Markieren Sie die richtige Antwort!

Polygonverbindungen können einfach hergestellt werden.

Polygonverbindung enthalten keine Nut, somit ist ihre spannungskonzentrierende Wirkung geringer.

Polygonverbindungen sind einfacher zu montieren als Keilwellenverbindungen.

### 3. Nach welchem Prinzip funktioniert eine Profilwellenverbindung? Wählen Sie die richtige Antwort!

Das Moment wird durch die in die Nuten der Nabe eingreifenden Keile übertragen.

Das Moment wird durch die zwischen der Nabe und der Welle entstehende Reibungskraft übertragen.

Das Moment wird durch die während der Drehung entstehende Zentrifugalkraft übertragen.

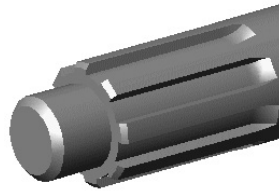
4. Bestimmte Flächen der Profilhelle und der Nabe sind zueinander positioniert (am kleinen Durchmesser, am großen Durchmesser oder in den Flanken). Warum? Markieren Sie die richtige Antwort!

Um zwischen der Nabe und der Welle eine Reibung zu erzeugen.

Dadurch wird die axiale Verschiebung der Nabe ermöglicht.

Mit dieser Lösung werden die Welle und die Nabe zentriert.

5. Schauen Sie sich die folgende Abbildung genau an, und beantworten Sie die Frage!



Welche Profilarart ist in der Abbildung oben zu sehen?

Profil mit geraden Flanken.

Profil mit Keilflanken.

Profil mit evolventenförmige Flanken.

6. Markieren Sie von den folgenden Aussagen die richtige!

Obwohl die Ecken der Mitnehmer einer Profilhelle als Spannungskonzentrationsbereiche gelten, beeinträchtigen diese nicht den Normalbetrieb der Welle bzw. der Verbindung.

Bei Profilhellenverbindungen ist die Drehmomentübertragung über den gesamten Umfang der Welle annähernd gleichmäßig, deshalb kann auch mit einer relativ kurzer Nabe ein großes Moment übertragen werden.

Bei Profilhellenverbindungen wird die Zentrierung meistens am Außendurchmesser  $D$  durchgeführt.



7. Wie hoch ist die Leistung, die durch eine an einer Profilwelle mit parallelen Flanken montierten Riemenscheibe übertragen werden kann, wenn die Drehzahl der Welle 25 1/s, der Werkstoff C40, die typischen Abmessungen  $8d \times 42 \times 48 \times 8$  und die Länge 0,5 m betragen?

Die zulässige Flächenpressung für die Oberfläche der Mitnehmer beträgt  $25 \text{ N/mm}^2$ , die Rundung der Profile ist 0,3 mm. Der dynamische Faktor beträgt 0,5.

T = ..... Nmm

P = ..... kW



# LEKTION 10

## 2.22. Modulabschluss

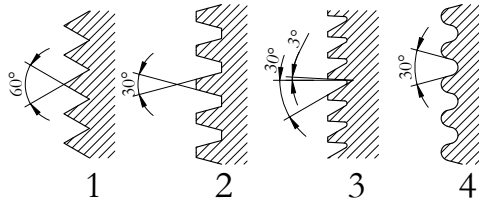
### 1. Was bedeutet der Begriff der Selbsthemmung? Markieren Sie die richtige Definition!

Es bedeutet, dass sich bei betriebsmäßiger Belastung die Befestigungsschrauben nicht lösen, bzw. die Bewegungsschrauben nicht in Bewegung setzen.

Es bedeutet, dass zum Anziehen der Befestigungsschraube oder zur Bewegung der Bewegungsschraube gegen eine Belastung Kraft entfaltet werden muss.

Es bedeutet, dass zum Lösen der Befestigungsschraube oder zur Bewegung der Bewegungsschraube gegen eine Belastung keine Kraft entfaltet werden muss.

### 2. Schauen Sie sich die folgende Abbildung genau an, und beantworten Sie die Frage!



Welches der Gewindeprofile in der obigen Abbildung ist für Befestigungsschrauben am besten geeignet?

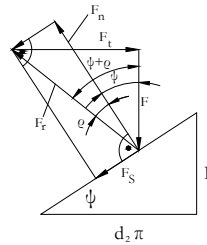
Profil Nr. 1

Profil Nr. 2

Profil Nr. 3

Profil Nr. 4

3. Schauen Sie sich die folgende Abbildung genau an, und markieren Sie die richtige Aussage!

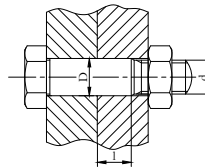


Das Zeigerdiagramm zeigt das Gleichgewicht der Kräfte im Grenzfall des Anziehens.

Das Zeigerdiagramm zeigt das Gleichgewicht der Kräfte im Grenzfall des Lösens, wenn  $\psi < \rho$

Das Zeigerdiagramm zeigt das Gleichgewicht der Kräfte im Grenzfall des Lösens, wenn  $\psi > \rho$

4. Die folgende Abbildung zeigt eine auf Scherung beanspruchte Schraubenverbindung. Wie heißt die in der Verbindung verwendete Schraube? Markieren Sie die richtige Antwort!

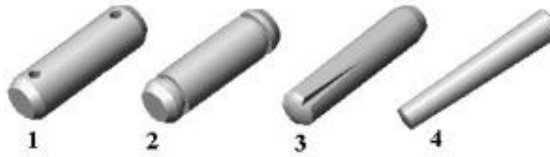


auf den Kerndurchmesser des Schraubengewindes reduzierte Schraube

Passschraube

Stiftschraube

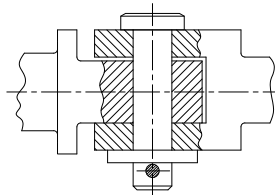
5. Schauen Sie sich die folgende Abbildung an, und formulieren Sie richtige Aussagen!



Das in der Abbildung mit der Nr. gekennzeichnete Bauteil ist ein Bolzen, der mit Nuten für Befestigungsringe versehen ist.

In der obigen Abbildung ist der Kegelstift das mit der Nummer gekennzeichnete Bauteil.

6. Schauen Sie sich die folgende Abbildung genau an, und beantworten Sie die Frage!



Welche Art von Bolzen wird in der obigen Gelenkkonstruktion verwendet?

- Bolzen ohne Kopf mit Splintloch und Unterlegscheibe.
- Bolzen mit Kopf mit Splintloch.
- Bolzen mit Kopf mit einer Nut für Befestigungsring.

7. Welche Installationsreihenfolge ist typisch für Nasenkeile? Wählen Sie die richtige Antwort!

Zuerst wird der Nasenkeil in die Nut eingesetzt und dann die Nabe aufgesetzt.

Zuerst wird die Nabe auf die Welle aufgesetzt und danach der Nasenkeil eingeschlagen.

Der Nasenkeil kann mit beiden Methoden montiert werden, die Technologie hängt nur davon ab, ob die Verbindung von beiden Seiten zugänglich ist oder nicht.

8. Welcher Nachteil ergibt sich aus der bei Keilverbindungen auftretenden Exzentrizität? Markieren Sie die richtige Antwort!

Die Exzentrizität reduziert die Reibungskraft zwischen den Oberflächen.

Die Koaxialität verstellt sich, deshalb eignen sich die Keilverbindungen nicht für Bauteile, bei denen ein genauer Lauf erforderlich ist.

Wegen der Exzentrizität entsteht eine Spannungshäufung in der Welle.

9. Welche Art von Verschiebungen verhindert die Passfederverbindung? Markieren Sie die richtige Antwort!

Die Passfederverbindung verhindert nur Verdrehungen, sie gewährleistet keine axiale Befestigung.

Die Passfederverbindung verhindert nur die axiale Verschiebung.

Die Passfederverbindung verhindert die Verdrehung und gewährleistet zugleich eine axiale Befestigung.

10. Warum sind Verbindungen mit rundstirnigen Passfedern zur Übertragung von hohen Momenten nicht geeignet? Markieren Sie die richtige Antwort!

Weil die Oberfläche der rundstirnigen Passfeder zu klein ist.

Weil nur ein kleiner Teil der rundstirnigen Passfeder in die Nut der Nabe hineingreift.

Weil durch die rundstirnige Passfeder die Welle geschwächt wird.

11. Wie wird die Zentrierung der Profilhelle und der Nabe gelöst? Markieren Sie die richtige Antwort!

Die Zentrierung wird durch die axiale Verschiebbarkeit der Nabe gewährleistet.

Die Zentrierung ergibt sich daraus, dass die Nabe kurz ist.

Die Profilhelle und die Nabe werden am kleinen Durchmesser, am großen Durchmesser oder in den Flanken zueinander positioniert.



# MODUL III

Nicht lösbar Verbindungen



# LEKTION 11

### 3. Nicht lösbare Verbindungen

#### Tätigkeit:

Lesen Sie das Skript bis zum Unterkapitel 3.3! Achten Sie während der Verarbeitung auf die Folgenden:

- Lernen Sie, wie Nietverbindungen hergestellt werden.
- Benennen Sie auf Grund einer Abbildung die verschiedenen Arten von Nieten.
- Bestimmen Sie auf Grund der Abbildung einer Nietverbindung die Anzahl der scherbeanspruchten Querschnitte des Nietes.
- Erkennen Sie auf Grund einer Abbildung die einschnittige und die zweischnittige Nietverbindung.
- Lernen Sie, wie man Nieten und Nietverbindungen in der Praxis darstellt.

#### Anforderungen:

Sie haben den Lernstoff erfolgreich erlernt, wenn Sie:

- die Herstellungsweise von Nietverbindungen von mehreren Definitionen auswählen können,
- die verschiedenen Arten von Nieten auf Grund von Abbildungen benennen können,
- auf Grund einer Abbildung entscheiden können, an wie vielen Stellen der dargestellte Niet auf Scherung beansprucht wird.
- die einschnittige und die zweischnittige Nietverbindung auf Grund einer Abbildung erkennen können,
- die Merkmale der Nietverbindungen aus einer Liste auswählen können,
- von Aussagen im Zusammenhang mit Nieten entscheiden können, ob sie richtig oder falsch sind.

Schlüsselwörter: nicht lösbare Verbindung, Niet, einschnittige Nietverbindung, zweischnittige Nietverbindung.

### 3.1. Nietverbindungen

Wenn bei einer Verbindung die zerstörungsfreie Lösbarkeit, d. h. die Zerlegbarkeit der miteinander verbundenen Bauteile keine Voraussetzung ist, werden so genannte nicht lösbare Verbindungen verwendet.

Als solche Verbindungen gelten die **Nietverbindungen**, das **Schweißen**, das **Löten** und das **Kleben**.

Mit Nieten werden zwei Gegenstände miteinander verbunden, die sogar aus unterschiedlichen Werkstoffen sein können. Zwar werden die Nietverbindungen heute schon in vielen Bereichen durch Schweißen ersetzt, aber moderne Nieten und ihre Technologien sind auch heute noch in der Automobil- und Maschinenbauindustrie, in der Leichtindustrie, Bauindustrie sowie im Dienstleistungsbereich weit verbreitet.

Der Vorteil der Nietverbindungen gegenüber anderen Verbindungen besteht darin, dass bei den verbundenen Elementen keine Änderungen in der Struktur des Werkstoffes auftreten, wie z. B. beim Schweißen. Die verbundenen Elemente verformen sich selbst beim Warmnieten nur im Kopfbereich des Nietes und auch dort nur geringfügig.

Ihr Nachteil ist, dass sich der lasttragende Querschnitt wegen der unerlässlichen Bohrungen reduziert, deshalb ist der Querschnitt zu vergrößern, was jedoch zur Erhöhung des Eigengewichtes führt.

Nietverbindungen sind in vielen Fällen teurer als Schweißverbindungen.

Niete sind Verbindungselemente mit einem zylindrischen Schaft, an deren Ende bei der Herstellung der Nietverbindung durch plastische Verformung ein Schließkopf gebildet wird. Nieten werden im Allgemeinen aus ähnlichem Material hergestellt, wie die durch sie verbundenen Elemente, um die elektromechanische Korrosion, sowie das Nachlassen der Verbindung wegen der unterschiedlichen Wärmeausdehnungen der Werkstoffe zu vermeiden.

Die Größen, Abmessungen und Materialien der in der Praxis verwendeten Nieten sind genormt.

Die gebräuchlichsten Standardnieten sind in der folgenden Abbildung dargestellt (Abbildung 3.62):

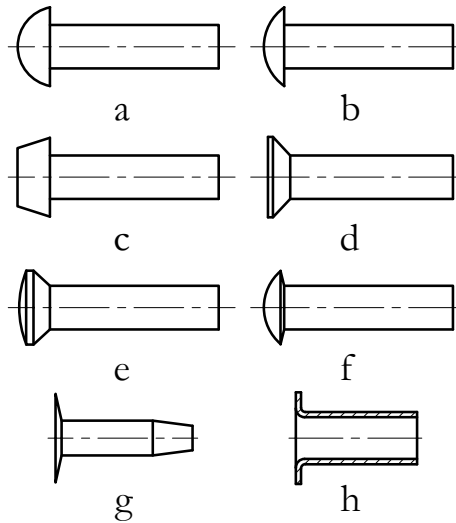


Abbildung 3.1: *Standardnieten*

- Halbrundniete (a)
- Halbrundniete mit flachem Kopf (b)
- Trapezkopf-Niete (c)
- versenkte Niete (d)
- halbversenkte Niete (e)
- Blechniete (f)
- Riemenniete (g)
- Lochniete (h)

Die dreidimensionalen Abbildungen von einigen Nieten sind in Abbildung 3.63 zu sehen:

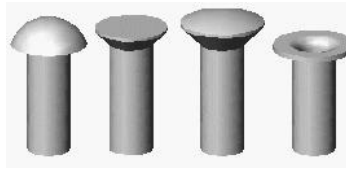
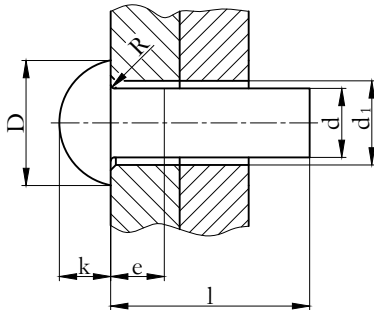


Abbildung 3.2: Dreidimensionale Abbildungen von Nieten

Die Größen von Standardniete können auf Grund ihrer Zeichen - die anstelle von Größen angegeben werden - festgelegt werden. Diese sind aus den entsprechenden Standards oder den Tabellen von Konstruktionshilfsmitteln ersichtlich.

Die charakteristischen Abmessungen von Nieten sind der Schaftdurchmesser  $d$  und die Schaftlänge  $l$  (Tabelle 8).

Tabelle 8: Charakteristische Abmessungen von Halbrundnieten (Detail)



d	1	1,2	1,6	2	2,5	3	4	5	6
D	1,8	2,1	2,9	3,5	4,4	5,3	7,1	8,8	11
d <sub>1</sub>	1,05	1,25	1,65	2,1	2,6	3,1	4,2	5,2	6,3
k	0,6	0,7	1,0	1,2	1,5	1,8	2,4	3,0	3,6
R <sub>max</sub>	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,4	0,4	0,5
e	1,5	1,5	1,5	1,5	3	3	3	4	4
l	2-8	2-10	3-12	3-16	3-20	3-40	5-50	7-60	7-60

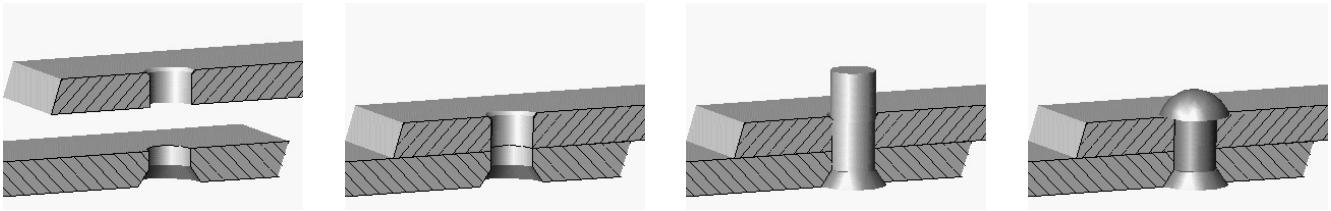


Abbildung 3.3: Der Nietvorgang

### 3.1.1. Die Herstellung von Nietverbindungen

Für Niete müssen Bohrungen erstellt werden, deren Form und Abmessungen dem Niet entsprechen. Der Kopf an einem Ende des Nietschaftes wird gleichzeitig mit dem Niet hergestellt und der Kopf am anderen Ende wird beim Einbau gebildet. Die folgende Abbildung (3.64) zeigt die einzelnen Schritte des Nietens:

Wir haben in den Abbildungen eine mit versenktem Niet hergestellte Verbindung gesehen. Am gegenüberliegenden Ende des Nietes wurde beim Nieten ein Halbrundniet geformt.

In der folgenden Abbildung werden ebenfalls die Schritte der Herstellung einer Nietverbindung dargestellt (Abbildung 3.65).

Der Nietschaft muss lang genug sein, damit zur Auffüllung der Bohrung und Erstellung des Schließkopfes genügend Material zur Verfügung steht.

Niete werden in der Praxis auf Scherung bemaßt. Bei der Bemaßung wird davon ausgegangen, dass an der Aufnahme der Last alle Niete gleichermaßen beteiligt sind, und auch die Spannungsverteilung homogen ist.

Bei der Bemaßung ist weiters zu berücksichtigen, wie viele scherbeanspruchte Querschnitte die Nieten der Nietverbindung haben. Die einschnittige Vernietung wird auch Überlappungs-nietung (Abbildung 3.66) und die zweischnittige Nietverbindung auch Laschennietung (Abbildung 3.67) genannt.

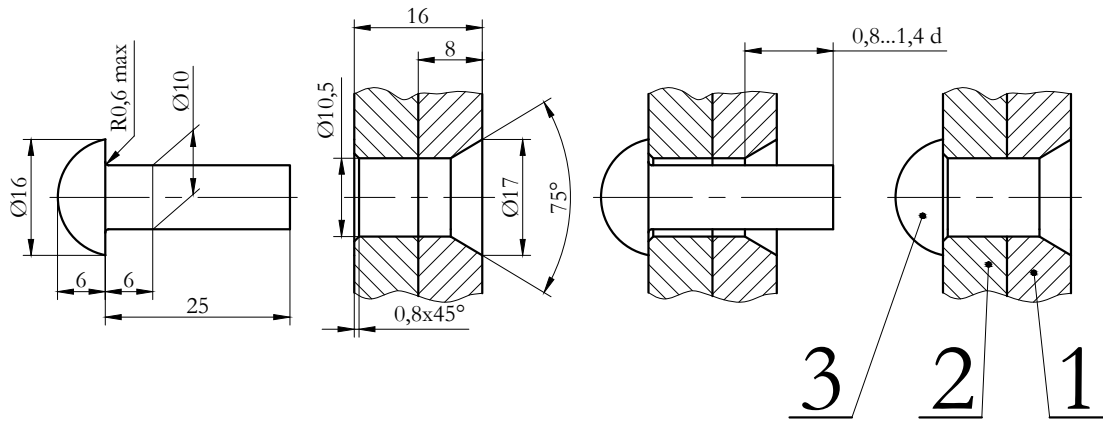


Abbildung 3.4: Nietverbindung mit Halbrundniet

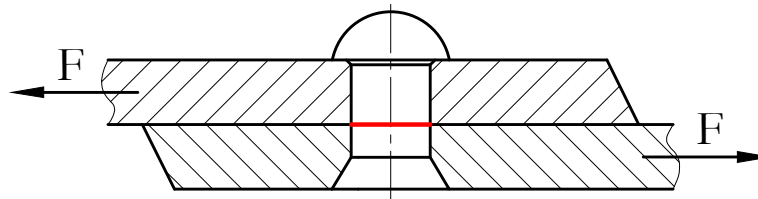


Abbildung 3.5: Einschnittige Nietverbindung

In der Abbildung zeigt die rote Linie den scherbeanspruchten Querschnitt des Nietes. Wird der Niet im gekennzeichneten Querschnitt unter der Wirkung der Kraft „F“ abgeschert, dann löst sich die Verbindung der Platten auf.

Bei einer Laschennietung wird die Belastung durch zwei Querschnitte der Nietschaft aufgenommen, deshalb

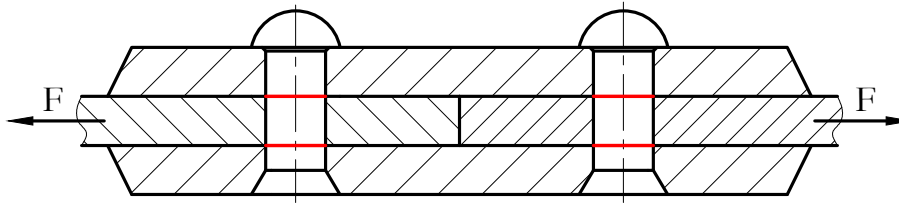


Abbildung 3.6: *Zweischnittige Nietverbindung*

kann diese Art von Nietverbindungen mit größerer Kraft belastet werden als die Überlappungsnietsung.

Bei der Herstellung von Nietverbindungen werden die zusammengenieteten Bauteile gegeneinander gepresst. Die daraus resultierende Reibungskraft hindert die Verschiebung der Bauteile, wodurch sich die Belastbarkeit der Verbindung verbessert.

Die tatsächliche Beanspruchung von Nietverbindungen kann wegen des dreidimensionalen Spannungszustands und der unbekanntenen Spannungsspitzen nicht genau berechnet werden. Daher wird die Bemaßung meistens unter Anwendung von vereinfachenden Bedingungen und empirischer Daten durchgeführt.

Bei der Bemaßung von Nieten wird der Nietdurchmesser in Abhängigkeit von der Plattendicke (Abbildung 3.68) im Voraus (auf empirischem Wege) aufgenommen. So ist letzten Endes nur die Anzahl der erforderlichen Nieten in Kenntnis der belastenden Kraft zu berechnen.



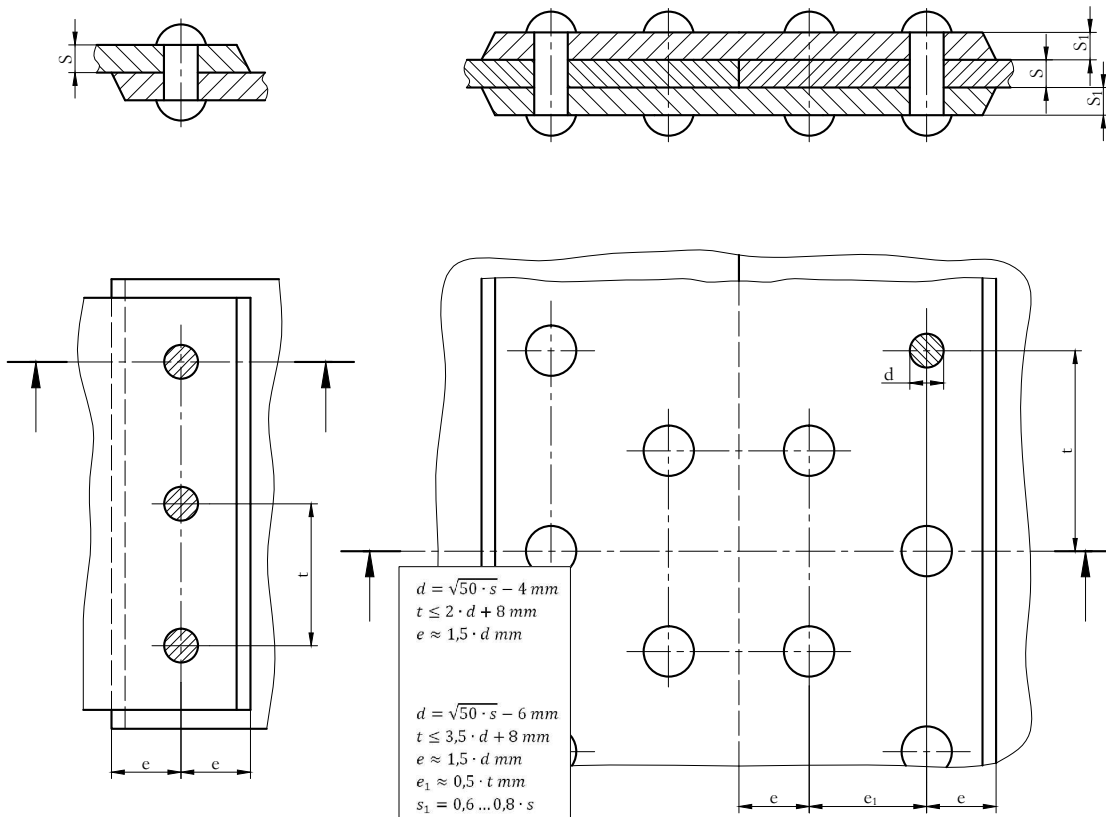


Abbildung 3.7: Empirische Zusammenhänge zur Bemessung von Nieten

Die mit einem Niet übertragbare Scherkraft:

$$F = k \cdot \frac{d^2 \cdot \pi}{4} \cdot \tau_{zul} \quad (3.1)$$

wobei

$k$ : die Anzahl der Scherquerschnitte pro Niet

$d$ : der Durchmesser des Nietlochs,

$\tau_{zul}$ : die Scherfestigkeit des Nietes ist.

Die von einem Niet übertragbare Kraft kann auf Grund der zulässigen Flächenpressung wie folgt berechnet werden:

$$F = d \cdot s \cdot p_{zul} \quad (3.2)$$

wobei

$s$ : die Plattendicke,

$p_{zul}$ : die zulässige Flächenpressung des Nietes ist.

Nach Erfahrungen kann der zulässige Leibungsdruck etwa doppelt so hoch sein, wie die auf die Nietschaft wirkende Scherspannung. Wenn man diese Annahme in die Formel des Leibungsdrucks einsetzt, kann man feststellen, dass die Plattendicke:

- $s = 0,4 d$  bei einschnittigen Nieten und
- $s = 0,8 d$  bei zweischnittigen Nieten beträgt.

Bei den Berechnungen ist immer der Durchmesser der Nietbohrung zu berücksichtigen, denn die Bohrung wird beim Nieten immer durch den Nietschaft ausgefüllt.

Die Darstellung von Nietverbindungen kann detailliert oder symbolisch sein (Tabelle 9). Bei einer detaillierten Darstellung muss man darauf achten, dass keine Lücke zwischen dem Material und dem Nietschaft gezeichnet wird!

Tabelle 9: Darstellung von Nietverbindungen

Niet	Darstellung der Nietverbindung		
	detailliert	symbolisch	
		im Schnitt	im Ansicht
a) Halbrundniet mit halbrundem Schließkopf b) Hohl Niet			
Niete mit versenktem Kopf mit halbrundem Schließkopf			
Niete mit versenktem Kopf mit versenktem Schließkopf			
Halbversenkter Niet mit versenktem Schließkopf			
Sonderniete a) Blindniet b) Kerpin-Nieten			

## 3.2. Übungsaufgaben

**Aufgabe 3.1** Wie viele Niete mit einem Durchmesser von  $d = 5 \text{ mm}$  sollten zur Verbindung von  $s = 8 \text{ mm}$  dicken Platten in überlappender Ausführung bei einer Belastungskraft von  $F = 5000 \text{ N}$  eingebaut werden?

Die für den Werkstoff des Nietes zulässige Schubspannung beträgt  $\tau_{zul} = 35 \text{ N/mm}^2$  und der zulässige Leibungsdruck ist:  $p_{zul} = 35 \text{ N/mm}^2$

Auf Grund der Scherkraft:

$$F = k \cdot \frac{d^2 \cdot \pi}{4} \cdot \tau_{zul}$$

, wobei:  $k = 1$

$$\Sigma F = z \cdot \frac{d^2 \cdot \pi}{4} \cdot \tau_{zul}$$

, wo:  $z =$  die Anzahl der Niete ist, d.h.:

$$z = \frac{4 \cdot F}{d^2 \cdot \pi \cdot \tau_{zul}} = \frac{4 \cdot 5000}{5^2 \cdot \pi \cdot 20} = 12,738$$

Es müssen also zumindest  $z = 13$  Stück Niete eingebaut werden.

Auf Grund des Leibungsdrucks:

$$F = d \cdot s \cdot p_{zul}$$

pro Niet,

$$F = z \cdot d \cdot s \cdot p_{zul}$$

bei „z“ Stk. Nieten →

$$z = \frac{F}{d \cdot s \cdot p_{zul}} = \frac{5000}{5 \cdot 8 \cdot 17} = 7,35$$

hinsichtlich des Leibungsdrucks wären also 8 Stk. Niete ausreichend, wegen der Scherbeanspruchung muss jedoch eine größere Anzahl von Nieten eingebaut werden.



### 3.3. Kontrollfragen und Übungen

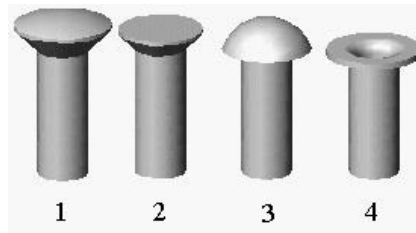
#### 1. Wählen Sie die richtigen Aussagen aus der folgenden Liste!

Bei der Herstellung einer Nietverbindung werden die Nietköpfe an beiden Enden des Nietes im Voraus erstellt.

Einer der Nietköpfe wird bei der Fertigung erstellt und der Kopf am gegenüberliegenden Ende des Nietes wird bei der Herstellung der Nietverbindung ausgearbeitet.

Beide Nietköpfe werden beim Nieteten ausgearbeitet.

#### 2. Schauen Sie sich die folgende Abbildung genau an, und beantworten Sie dann die Fragen!



Mit welcher Nummer wird in der obigen Abbildung der Halbrundniet bezeichnet?

In der obigen Abbildung wird der Halbrundniet mit der Nummer

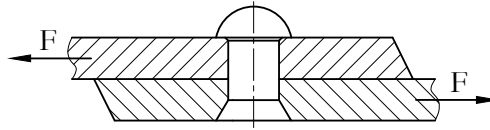
bezeichnet.

Mit welcher Nummer wird in der obigen Abbildung der Niet mit versenktem Kopf bezeichnet?

In der Abbildung wird der Niet mit versenktem Kopf mit der Nummer

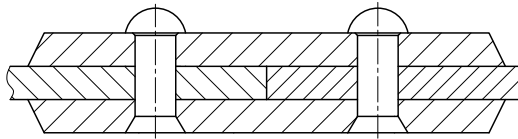
bezeichnet.

3. Schauen Sie sich die folgende Abbildung genau an, und beantworten Sie die Frage!



Wie viele Scherquerschnitte hat der in der Abbildung dargestellte Niet?  
Die Anzahl der Scherquerschnitte des Nietes ist:

4. Schauen Sie sich die folgende Abbildung genau an, und markieren Sie die richtige Antwort!



Was für eine Nietverbindung wird in der obigen Abbildung dargestellt?

Eine Laschennietung.

Eine Überlappungsnietung.

5. Lesen Sie die folgenden Definitionen und markieren Sie die richtige Aussage!

Nietverbindungen können nur symbolisch dargestellt werden.

Nietverbindungen können nur detailliert dargestellt werden.

Nietverbindungen können sowohl symbolisch, als auch detailliert dargestellt werden.



6. Entscheiden Sie, ob die folgende Aussage richtig ist? Markieren Sie die richtige Antwort!  
Nietlöcher müssen sorgfältig vorbereitet und die Kanten abgefast werden.

Richtig.

Nicht richtig.

7. Formulieren Sie eine richtige Aussage, indem Sie die Nummern der aufgezählten Begriffe in die folgende Aussage einsetzen!

Niete werden auf Scherung und Leibungsdruck bemaßt. Statt der tatsächlichen Spannungsverhältnisse wird die Beanspruchung eines Nietes derart festgelegt, dass man annimmt, dass die zum Schaft

wirkenden Kräfte den Querschnitt nur auf beanspruchen und die sich mit der Bohrung berührenden durch

belastet werden.

1. Leibungsdruck
2. Druckflächen
3. senkrecht
4. Scherung

8. Wie viele Niete mit einem Durchmesser von  $d = 5 \text{ mm}$  sollten zur Laschennietung von  $s = 5 \text{ mm}$  dicken Platten eingebaut werden, wenn die Verbindung durch eine Kraft von  $10000 \text{ N}$  belastet wird? Die Scherfestigkeit des Nietmaterials beträgt  $25 \text{ N/mm}^2$  und der zulässige Leibungsdruck ist:  $p_{zul} = 35 \text{ N/mm}^2$ .



Auf Grund der Scherkraft:

Soll:  $z = \dots\dots$

Ist:  $z = \dots\dots$

Auf Grund des Leibungsdrucks:

Soll:  $z = \dots\dots$

Ist:  $z = \dots\dots$



# LEKTION 12



## Tätigkeit:

Lesen Sie das Skript bis zum Unterkapitel 3.6 und wiederholen Sie die zum Thema Darstellung von Schweißnähten bereits vermittelten Kenntnisse!

Achten Sie während der Verarbeitung auf die Folgenden:

- Lernen Sie, bei welchen Werkstoffen das Schweißen als Verbindungsverfahren verwendet wird.
- Lernen Sie, für welche weitere Zwecke das Schweißen - neben der Herstellung von Verbindungen - eingesetzt wird.
- Stellen Sie die Klassifizierungsmöglichkeiten von Schweißverfahren dar.
- Zählen Sie die zu den einzelnen Gruppen gehörigen Schweißverfahren auf.
- Beschreiben Sie die Nachteile von Schweißverbindungen.
- Lernen Sie, welche Arten von Nahten verwendet werden.
- Beschreiben Sie die einzelnen Schweißverbindungen.
- Beschreiben Sie die Aspekte der Gestaltung von Schweißverbindungen.
- Lernen Sie die grundlegenden Bemaßungszusammenhänge.

## Anforderungen:

Sie haben das Lernmaterial erfolgreich erlernt, wenn Sie:

- die Werkstoffe aus einer Liste auswählen können, für deren Verbindung das Schweißen verwendet wird,
- die sonstigen Anwendungsbereiche des Schweißens aus einer Liste auswählen können,
- die einzelnen Schweißverfahren kennen und sie auf Grund einer Beschreibung identifizieren können,
- die Nachteile von Schweißverbindungen aus einer Liste auswählen können,

- die einzelnen Arten von Nahten auf Grund einer Abbildung identifizieren können,
- die einzelnen Nahtarten auf Grund ihrer Eigenschaften identifizieren können,
- die Schweißverbindungen auf Grund von Definitionen und Abbildungen identifizieren können,
- die Aspekte der Gestaltung von Schweißverbindungen aufzählen können.

Schlüsselwörter: Schweißen, Pressschweißen, Schmelzpressschweißen, Schweißnaht, Stumpfnaht, Kehlnaht.

### 3.4. Schweißverfahren, Arten von Schweißnähten, Gestaltung von Schweißkonstruktionen

Das Schweißen wurde früher nur zur Herstellung von nicht lösbaren Verbindungen zwischen Konstruktionselementen aus Stahl verwendet. Heute ist auch die Technologie des Gusseisen-, Leichtmetall- und Kunststoffschweißens auf hohem Entwicklungsstand und zur Herstellung von ausgezeichneten Verbindungen geeignet - nicht nur in der Maschinenindustrie, sondern auch in anderen Bereichen wie z. B. im Fahrzeugbau, in der Atomwirtschaft, der Lebensmittel-, Flugzeug- und der chemischen Industrie.

Schweißen eignet sich neben der Herstellung von neuen Produkten auch zum Wiederverbinden gebrochener Teile oder zu vergrößernden Reparatur verschlissener Bauteile, bzw. es wird auch oft zur Herstellung von korrosions- und verschleißfesten Oberflächenschichten verwendet.

Schweißverbindungen haben viele Vorteile: Die zu verbindenden Elemente werden nicht durch Bohrungen geschwächt, die Kraftübertragung ist nicht punktiert und man kann ein bedeutendes Gewichtersparnis von ca. 15-20% erreichen.

Der Nachteil von Schweißverbindungen ist, dass ihre Herstellung eine größere Prozesssicherheit und fachliche Qualifikation erfordert als die Herstellung von klassischen Verbindungsarten. Infolge der thermischen Wirkung kann sich die Kristallstruktur nachteilig verändern, wodurch innere Restspannungen entstehen können, die die Tragfähigkeit der Schweißnaht reduzieren. Infolge einer falschen Reihenfolge des Schweißens können Verzüge auftreten. Durch die großen Temperaturgradienten erhöht sich die Sprödbbruchgefahr und in den Spannungskonzentrationsbereichen können Rissquellen entstehen (in solchen Fällen ist die Bruchfläche glatt

oder gerändert und unterscheidet sich im Charakter grundlegend von der für den Ermüdungsbruch typischen Bruchfläche). Ein weiterer Nachteil ist, dass sich die Ermüdungsgrenze des mit der Schweißnaht belasteten Querschnittes verringert.

Schweißverfahren können auch auf Grund der Technologie, der verwendeten Energie, dem Aggregatzustand des beim Schweißen verwendeten Ausgangsmetalls, dem Mechanisierungsgrad des Schweißverfahrens und anderen technische Merkmalen unterschieden werden.

Aus technologischer Sicht lassen sich drei Hauptgruppen unterscheiden:

- Pressschweißen,
- Schmelzschweißen und
- Schmelzpressschweißen.

Beim Pressschweißen werden die zu verbindenden Oberflächen im Allgemeinen in weißglühendem Zustand zusammengepresst. Zum Erhitzen wird Schmiedefeuer oder elektrischer Strom, und zum Zusammenpressen üblicherweise ein Pressverfahren, seltener Hämmern verwendet. Solche Schweißverfahren sind das Stauchstumpfschweißen, das Reibschweißen, das Kaltverschweißen und das Ultraschallschweißen.

Beim Schmelzschweißen kommt die Verbindung durch Ineinanderschmelzen der zu verbindenden Oberflächen zustande. Zur Herstellung der Schweißnaht wird fast immer auch ein Schweißzusatz in Form eines Schweißstabs oder Elektrode verwendet. Die zur Herstellung der Verbindung erforderliche Wärmemenge wird durch Verbrennung von brennbaren Gasen - meist von Azetylen - in der mit Sauerstoff angereicherter Luft gewährleistet (Brennschweißen) oder durch Generierung eines elektrischen Lichtbogens (Lichtbogenschweißen) sichergestellt. Die Ausführung von Schweißelektroden mit verschiedenen Beschichtungen erleichtert die Durchführung des Schweißens und verbessert die Qualität der Verbindungen. Weitere Schmelzschweißverfahren sind das Schlackenschweißen, das Plasmaschweißen, das Elektronenstrahlschweißen sowie das Laserstrahlschweißen und Thermitschweißen.



Abbildung 3.8: Schweißbrenner-Set zum Gasschweißen, CO<sub>2</sub>-Schutzgas-Schweißbrenner

Beim Schmelzpressschweißen werden die erhitzten Werkstoffe mit genügend großer Kraft zusammengedrückt und gehalten, wodurch sie nach einer kurzen Zeit miteinander in metallischen Kontakt treten und das erstarrende Material ein Schweißmetall bildet.

Die zur Massenproduktion geeignetesten Varianten des Schmelzpressschweißens sind die zu den elektrischen Widerstandsschweißen gehörenden Punktschweißen und Linienschweißen, sowie das Abschmelzschweißen.



Abbildung 3.9: Wolfram-Inertgasschweißen mit Argon Schutzgas - Arbeitsstation und Durchführung des WIG-Schweißverfahrens. *Website verfügbar.*

Die verschiedenen Legierungen bzw. Metalle können zu unterschiedlichem Ausmaß geschweißt werden. Die

Schweißbarkeit von Stählen wird vor allem durch ihren Kohlenstoffgehalt bestimmt, aber auch durch die Legierungselemente und Verunreinigungen in erheblichem Maße beeinflusst. Nicht legierte Baustähle sind bis zu einem Kohlenstoffgehalt von 0,25% gut, und bei einem Kohlenstoffgehalt zwischen 0,25 – 0,6% nur im begrenzten Maße, bzw. mit speziellen Schweißverfahren schweißbar. Nicht legierte Stähle mit einem Kohlenstoffgehalt von über 0,6% sind zum Schweißen nicht geeignet.

### 3.4.1. Die Arten von Schweißnähten

Die Stellen und die Linienführung von Schweißnähten hängen von der Form der zu verbindenden Elemente ab, während die Form der Schweißnaht in Kenntnis der Dicke der zu verbindenden Elemente gewählt werden kann.

Elemente, die in einer gemeinsamen Ebene liegen (Platten), werden in der Regel mit einer Stumpfschweißnaht verbunden.

Die drei Phasen der Herstellung einer Stumpfschweißnaht (Abbildung 3.71)

- a) Abarbeiten der Plattenkanten,
- b) Herstellung der Schweißnaht,
- c) Nachschweißen von der Wurzelseite der Schweißnaht.

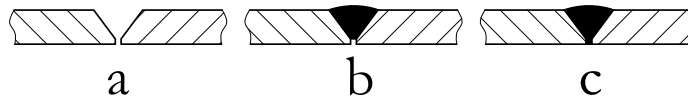


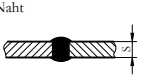

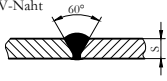

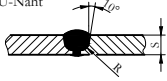

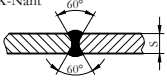

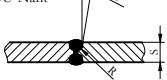

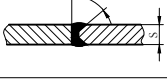

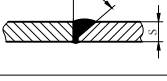



Abbildung 3.10: Gestaltung der „V“ Schweißnaht

Die zu den einzelnen Plattendicken empfohlenen Schweißnahtformen werden in der folgenden Tabelle zusammengefasst:

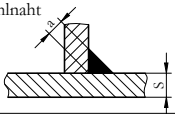

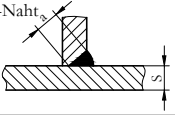

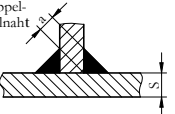

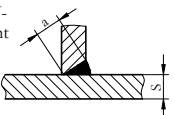

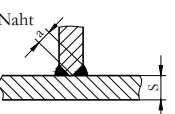

Tabelle 10: Stumpfschweißnähte für unterschiedlicher Plattendicken

Stumpfschweißnaht			
Nähte	Zeichen	Platten-dicke [mm]	Art der Beanspruchung
Bördelnaht 		$\leq 3$	Bei Konstruktionen mit untergeordneter Bedeutung
I-Naht 		$\leq 6$	Ohne Wurzelschweißung für stat., mit Wurzelschweißung für dynam. Beanspruchung
V-Naht 		4/20	Ohne Wurzelschweißung für stat., mit Wurzelschweißung für dynam. Beanspruchung
U-Naht 		$\geq 20$	Ohne Wurzelschweißung für stat., mit Wurzelschweißung für dynam. Beanspruchung
X-Naht 		$\geq 12$	Für dynam. und höhere statische Beanspruchungen
DU-Naht 		$\geq 40$	Für dynam. und höhere statische Beanspruchungen
DHV-Naht 		$\geq 12$	Für dynam. und niedrigere statische Beanspruchungen
HV-Naht 		$\geq 20$	Für statische Beanspruchung



Bei der Verbindung von sich überlappenden oder miteinander einen größeren Winkel einschließenden Platten werden Kehlnähte in verschiedener Anordnung und Ausführung verwendet (Abbildungen 3.72-3.73 und Tabelle 11):

Tabelle 11: Kehlnähte für verschiedene Plattendicken

Kehlnaht			
Nähte	Zeichen	Plattendicke [mm]	Art der Beanspruchung
Kehlnaht 		$a/s = 1$ $\leq 10$ $a/s \leq 0,5$ $\leq 20$	Für Innendruck nicht geeignet
HY-Naht 		$a/s = 0,75$ $10 - 80$ $a/s = 0,5$ $20 - 80$	Für statische Belastung
Doppel-Kehlnaht 		$a/s = 1$ $\leq 20$ $a/s \leq 0,5$ $\leq 30$	Für statische Belastung
HV-Naht 		$\leq 80$	Für statische und dynamische Belastung
K-Naht 		$\leq 30$	Für statische und dynamische Belastung

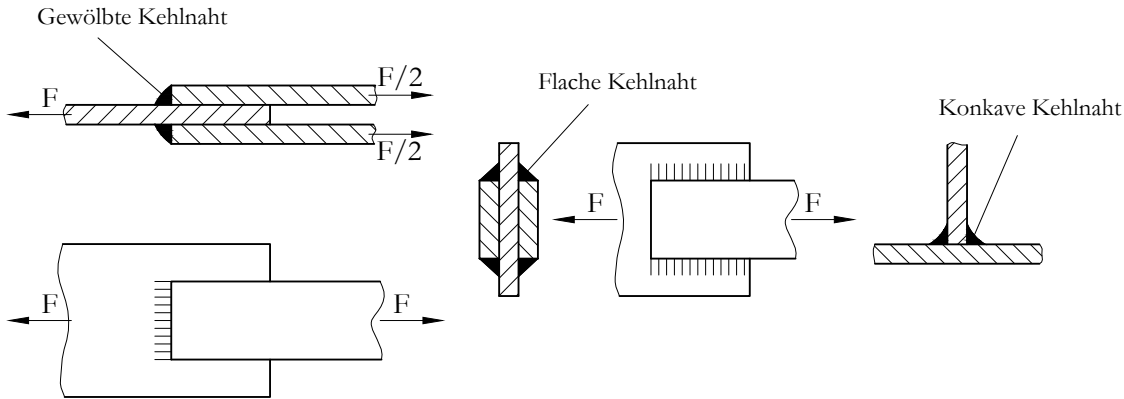


Abbildung 3.11: Kehlnähte mit verschiedenen Querschnitten

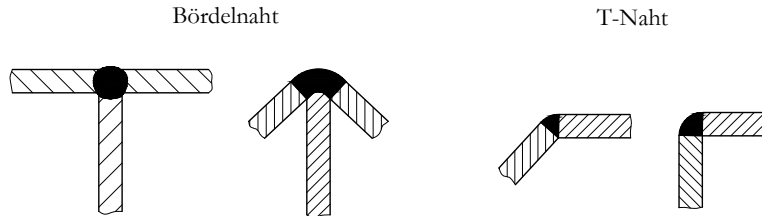


Abbildung 3.12: Verbindung von sich an Kanten berührenden Platten mit Kantennaht, Verbindung von drei Plattenenden mit T-Naht

Die Querschnitte von Kehlnähten können gewölbt, flach oder konkav sein (Abbildung 3.72). Gewölbte Schweißnähte sollten vermieden werden, weil sie das Gewicht des Nahtmaterials und damit auch den Preis erhöhen, und außerdem eine ziemlich große spannungskonzentrierende Wirkung haben.

Die Einstufungskriterien von Schweißnähten und die verschiedenen, zu den einzelnen Gruppen gehörigen Arten von Schweißnähten sind in Tabelle 3.74 zusammengefasst:

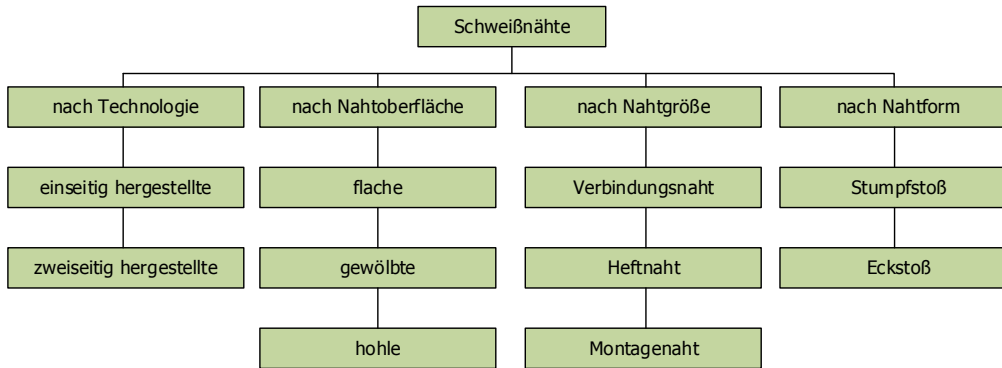


Abbildung 3.13: Die Klassifizierung von Schweißnähten

### 3.4.2. Die Aspekte der optimalen Gestaltung von Schweißverbindungen

Bei der Gestaltung von geschweißten Strukturen sind sowohl die technologischen Anforderungen, als auch die Festigkeitseigenschaften von Schweißnähten zu berücksichtigen. Auf Grund dieser beiden Hauptaspekte kann die entsprechende Konstruktion unter Einhaltung folgender Richtlinien gestaltet werden:

- eine Schweißnaht ist immer eine Stelle der Spannungskonzentration;
- diese Spannungen sind stark abhängig von der Nahtlinie, vom Schweißverfahren, sowie von der Erfahrung des Schweißers;
- zur Reduzierung der spannungskonzentrierenden Wirkung der Schweißnaht sollten statt Kehlnähten möglichst Stumpfschweißnähte verwendet werden;

- T-Nähte sollten besonders vermieden werden, da sie einer Festigkeitsbeanspruchung kaum standhalten;
- lange, dünne Nähte sollten gegenüber kurzen, dicken Nähten bevorzugt werden;
- die Begegnung von mehreren Schweißnähten sollte möglichst vermieden werden;
- wenn an einer bestimmten Stelle sowohl eine Stirnnaht als auch eine Seitennaht möglich ist, sollte eine Seitennaht ausgeführt werden, denn diese verfügt bei gleichen Abmessungen über viel günstigere Festigkeitseigenschaften;
- beim Verschweißen von Bauteilen mit verschiedenen Querschnitten sind die Querschnitte in der Umgebung der Schweißnaht auszugleichen, da sonst das dünnere Bauteil verbrennt oder das dickere Bauteil sich nicht genügend erhitzt;
- aus Sicht der Festigkeit sind die in sich geschlossenen Schweißnähte am günstigsten;
- Schweißnähte sollten vorzugsweise an Stellen erstellt werden, wo sie nur einer Zug- oder Druckbeanspruchung ausgesetzt sind (Scherung, Torsion und Biegung sollten möglichst vermieden werden).

### 3.4.3. Festigkeitsberechnung von Schweißverbindungen

Bei der Festigkeitsberechnung von Schweißverbindungen werden die Zusammenhänge der elementaren Festigkeitslehre angewendet, denn eine Auswertung der zahlreichen, die Belastbarkeit und Beanspruchung der Schweißnähte beeinflussenden Faktoren und die genaue Bestimmung der Spannungen eine sehr komplexe und oft nur mit bestreitbaren Näherungen lösbare Aufgabe ist.

Die Belastungsfähigkeit einer Verbindung wird als geeignet bewertet, wenn die aus den gleichzeitig wirkenden Außenbelastungen berechnete maßgebende Vergleichsspannung kleiner als die für den Werkstoff, die Art und die Beanspruchung der Schweißnaht zulässige Grenzspannung ist.

Bei der Bemessung werden die spannungskonzentrierende Wirkung der Schweißnaht, die Festigkeitseigenschaften und die technologischen Merkmale der Grund- und Schweißzusatzwerkstoffe, die Abmessungen der lasttragenden Schweißnaht, sowie die Größe und der zeitliche Verlauf der auf die Konstruktion wirkenden Belastung berücksichtigt.

Die Festigkeit der Schweißnaht erreicht in der Regel die Festigkeit des Grundwerkstoffs mit gleichem Querschnitt nicht, denn in ihrer Umgebung entstehen Spannungshäufungen, innere Spannungen und Gefügeänderungen. Durch die Spannungshäufungen und die in Schweißnähten oft auftretenden Risse bzw. Kontinuitätsunterbrechungen wird besonders die Ermüdungsgrenze in hohem Maße reduziert.

Bei der Berechnung von geschweißten Konstruktionen mit statischer Belastung erhält man die zulässige Spannung von Schweißnähten durch Multiplikation der im Grundmaterial zulässigen Spannung mit einem Reduzierungsfaktor ( $\nu$ ).

Bei der Bestimmung des Schweißnahtquerschnittes wird mit der sogenannten nützlichen Schweißnahtlänge gerechnet:

$$l_n = l - 2 \cdot a \quad (3.3)$$

Von der Gesamtlänge der Schweißnaht ( $l$ ) ist die schwächende Wirkung des Einbrandes am Anfang und am Ende der Schweißnaht abzuziehen. Diese wird mit dem Wert ( $a$ ) berücksichtigt.

Bei in sich abgeschlossenen Schweißnähten:  $l_n = l$

Die zweite Querschnittsgröße ist die Dicke, diese ist bei Stumpfschweißnähten und K-Nähten mit der Plattendicke gleich. Bei HK-Nähten ist sie 85% der Plattendicke, und bei Kehlnähten die zur Hypotenuse der in die Schweißnaht  $a$  gezeichneten rechtwinkligen gleichschenkligen Dreiecks senkrechte Höhe (Abbildung 3.75).

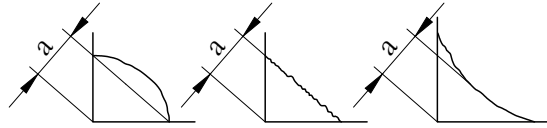


Abbildung 3.14: *Der maßgebende Querschnitt der Schweißnaht*

Neben den statischen Belastungen treten oft auch stoßartige dynamische Belastungen auf. Diese werden durch Multiplikation mit einem dynamischen Faktor „ $\varphi$ “ berücksichtigt.

Bei der Festigkeitsprüfung von Schweißnähten mit wechselnder Beanspruchung können die bereits bekannten allgemeinen Methoden verwendet werden.

Die Ermüdungsgrenze von Schweißnähten ist im Allgemeinen niedriger als die des Grundwerkstoffes. Das ist teils auf geometrische, teils auf technische Gründe zurückzuführen. Der Schweißnahtquerschnitt bedeutet eine Änderung, deren spannungskonzentrierende Wirkung durch verschiedene, aus technologischen Gründen entstehende Kontinuitätsunterbrechungen des Materials, sowie innere Spannungen verstärkt werden kann.

Als unvermeidliche Folge des technologischen Verfahrens können in der Übergangszone der Schweißnaht immer wieder Bindefehler (Poren, Einschlüsse) entstehen, die als Ausgangspunkte von Haarrissen dienen können. Daher kann die Ermüdungsgrenzspannung wesentlich erhöht werden, wenn man die Oberfläche der Schweißnaht nachträglich bearbeitet. Durch sorgfältiges Abschleifen der Oberfläche von wurzelgeschweißten Stumpfschweißnähten können nicht nur die Veränderungen des Querschnitts, sondern auch Materialfehler mit spannungskonzentrierender Wirkung beseitigt werden. Auf dieser Weise kann die Schweißnaht praktisch die Ermüdungsgrenze des Grundwerkstoffes erreichen. Durch gezielte Veränderung der inneren Spannungen durch eine geeignete Wärmebehandlung kann sogar die ursprüngliche Ermüdungsgrenze übertroffen werden.

Da die ausdrücklichen Schweißfehler (Schlackeneinschlüsse, Wurzelrisse) die Festigkeit erheblich reduzieren, wird die sorgfältige Berechnung durch eine zerstörungsfreie Prüfung der hergestellten Schweißnaht ergänzt.

### 3.5. Übungsaufgabe

**Aufgabe 3.2** Zwei  $s = 10$  mm dicke und  $l = 100$  mm breite Stahlplatten werden miteinander mit stumpfer Schweißnaht verschweißt.

Bestimmen Sie die Zugfestigkeit der Verbindung, wenn die für die Platte zulässige Zugspannung  $80 \frac{N}{mm^2}$  und der Schwächungsfaktor  $\nu = 0,7$  beträgt!

Die Abmessung „a“ der Schweißnaht beträgt 10 mm.

$$\sigma = \frac{F}{A_v} \leq \sigma_{zul} \Rightarrow F = \sigma \cdot A_v$$

$$A_v = a \cdot l_n = a \cdot (l - 2 \cdot a) = 10 \cdot (100 - 2 \cdot 10) = 800 mm^2$$

Zugfestigkeit:

$$F_n = F \cdot \nu = \sigma \cdot A_v \cdot \nu = 80 \cdot 800 \cdot 0,7 = 44800 N = 44,8 kN$$

ist die Zugkraft, der die Schweißnaht noch ohne Bruch standhalten kann.



### 3.6. Kontrollfragen und Übungen

1. Wählen Sie aus der folgenden Listen die Werkstoffe aus, die durch Schweißen verbunden werden können!
  - Kunststoffe
  - Nichteisenmetalle
  - Magnesium und ihre Legierungen
  - Stähle und ihre Legierungen
  
2. Markieren Sie in der folgenden Liste die Bereiche, in denen Schweißen verwendet wird!
  - Fixierung von feinmechanischen Elementen.
  - Herstellung von verschleißfesten Oberflächenschichten.
  - Wiederverbindung gebrochener Bauteile.
  - Reparaturen im Bereich der Elektroindustrie.
  - Reparatur verschlissener Bauteile durch Erhöhung ihrer Größe.
  
3. Nachfolgend können Sie die Benennungen der drei Hauptkategorien von Schweißverfahren und einiger Schweißverfahren lesen. Ordnen Sie die Schweißverfahren den entsprechenden Gruppen zu!
  - 1) Schmelzschweißverfahren
  - 2) Schmelzpressschweißen
  - 3) Pressschweißen



Ultraschallschweißen  
Gasschweißen  
Lichtbogenschweißen  
Punktschweißen  
Plasmaschweißen  
Linienchweißen  
Stumpfschweißen  
Kaltschweißen  
Thermitschweißen  
Reibschweißen  
Laserschweißen  
Ultraschallschweißen.  
Schlackenschweißen

4. Wählen Sie aus der folgenden Liste die Nachteile von Schweißverbindungen!

Durch Schweißen erhöht sich erheblich das Gewicht der Bauteile.

Es erfordert eine fachliche Qualifikation.

Vor der Erstellung von Schweißnähten müssen Bohrungen gemacht werden.

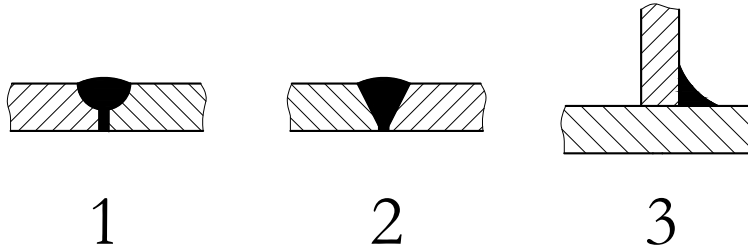
Die Nichteinhaltung der richtigen Schweißreihenfolge führt zu Verzügen.

Hohe Temperaturen wirken nachteilig auf die Kristallstruktur, wodurch innere Spannungen zurückbleiben können.

Die Übertragung der Last erfolgt linear, was ungünstig ist.

In den Spannungskonzentrationsbereichen erhöht sich die Sprödbruchgefahr.

5. Die folgenden Abbildungen zeigen Schweißnähte, die als Schnitte dargestellt sind. Identifizieren Sie diese Schweißnähte!



Kehlnaht

Einseitige U-Stumpfnah

Einseitige V-Stumpfnah

6. Nachfolgend können Sie die Merkmale verschiedener Schweißnahtgruppen lesen. Identifizieren Sie die Schweißnähte auf Grund der angegebenen Merkmale!

sind zur Herstellung von Verbindungen zwischen Platten (Bauteilen) geeignet, die in der gleichen Ebene liegen. Die schweißbare Plattendicke beträgt 3-20 mm.

dienen zum Verschweißen von zueinander senkrechten Platten (Bauteilen) bis zu einer Plattendicke von 80 mm.



- 1) Kehlnähte
- 2) Bindschweißnähte
- 3) Von zwei Seiten erstellte Schweißnähte
- 4) Stumpfnähte
- 5) Heftschweißnähte

7. Nachfolgend können Sie eine unvollständige Definition des Schweißens lesen. Ergänzen Sie diese mit den folgenden Begriffen so dass Sie eine richtige Aussage erhalten.

Das Schweißen ist die Vereinigung von

oder

gleicher oder annähernd gleicher Zusammensetzung durch Hitzeeinwirkung, mit oder ohne Schweißzusatzmaterial.

Sein charakteristisches Merkmal und zugleich ein Vorteil ist, dass die zu verbindenden Elemente durch

nicht

werden, die Kraftübertragung nicht

ist und es kann ein erhebliches Gewichtsersparnis von ca. erreicht werden.

- 1) Bohrungen   2) linear   3) Metalle(n)   4) Schwermetalle   5) verstärkt werden   6) punktiert  
7) geschwächt   8) 25-30%   9) Kunststoffe(n)   10) 15-20%   11) Legierung(en)



8. Wählen Sie aus der nachfolgenden Aufzählung die Merkmale aus, die für die Herstellung von Schweißverbindungen zutreffen!

Die in der Schweißnaht auftretenden Spannungen sind unabhängig von der Linienführung der Schweißnaht, vom Schweißverfahren, sowie von der Erfahrung des Schweißers;

Richtig

Falsch

zur Reduzierung der spannungskonzentrierenden Wirkung der Schweißnaht sollten statt Kehlnähte möglichst Stumpfschweißnähte verwendet werden;

Richtig

Falsch

lange, dünne Schweißnähte sollten gegenüber kurzen, dicken Nähten bevorzugt werden;

Richtig

Falsch

die Begegnung von mehreren Schweißnähten sollte möglichst vermieden werden;

Richtig

Falsch

wenn an einer bestimmten Stelle sowohl eine Stirnnaht, als auch eine Seitennaht möglich ist, sollte eine Seitennaht ausgeführt werden, denn diese verfügt bei gleichen Abmessungen über viel günstigere Festigkeitseigenschaften;

Richtig

Falsch

hinsichtlich Festigkeit sind die in sich geschlossenen Schweißnähte am günstigsten.

Richtig

Falsch

Schweißnähte sollten vorzugsweise an Stellen erstellt werden, wo sie nur einer Zug- oder Druckbeanspruchung ausgesetzt sind (Scherung, Torsion und Zug sollten möglichst vermieden werden).

Richtig

Falsch



# LEKTION 13

## Tätigkeit:

Lesen Sie das Skript bis zum Unterkapitel 3.9. Achten Sie während der Verarbeitung auf die Folgenden:

- Definieren Sie, wodurch die feste Verbindung zwischen den Bauteilen bei Pressverbindungen entsteht?
- Zählen Sie die Vor- und Nachteile von Pressverbindungen auf.
- Beschreiben Sie, wie die Werkstücke zur Montage mit Kaltstanzverfahren oder einem auf Temperaturdifferenz basierenden Verfahren vorzubereiten sind.
- Beschreiben Sie kurz das Druckölverfahren.
- Lernen Sie den Zusammenhang zur Bestimmung der Temperatur, bei der eine Schrumpfverbindung hergestellt wird.
- Lernen Sie den Zusammenhang zur Bestimmung des Kraftbedarfes der mit Kaltstanzverfahren hergestellten Verbindung.
- Zählen Sie die Schritte der Bemaßung von Pressverbindungen auf.
- Lernen Sie den Zusammenhang zur Bestimmung des erforderlichen Leibungsdrucks.

## Anforderungen:

Sie haben das Lernmaterial erfolgreich gelernt, wenn Sie:

- aus einer Liste auswählen können, wodurch die feste Verbindung zwischen den Bauteilen bei Pressverbindungen entsteht,
- die Vor- und Nachteile von Pressverbindungen aus einer Liste auswählen können,
- die Vorbereitungsart von Werkstücken zur Montage mit Kaltstanzverfahren oder einem auf Temperaturdifferenz basierenden Verfahren aus einer Liste auswählen können,

- von mehreren Formeln den Zusammenhang zur Bestimmung der Temperatur der Schrumpfverbindung, den Zusammenhang zur Bestimmung des Kraftbedarfes der mit Kaltstanzverfahren hergestellten Verbindung und den Zusammenhang zur Bestimmung des erforderlichen Leibungsdrucks auswählen können,
- aus einer Liste die Schritte und die Reihenfolge der Bemaßung von Pressverbindungen auswählen können.

Schlüsselwörter: Pressverbindung, Montage mit Kaltstanzverfahren, Montage auf Grund der Temperaturdifferenz, Leibungsdruck, kleinste Überlappung, größte Überlappung, Presskraft.

### 3.7. Pressverbindungen

Die feste Verbindung zwischen den Bauelementen bei einer Pressverbindung wird durch die Flächenpressung gewährleistet, die infolge der bedeutenden Überlappung der Oberflächen entsteht und an den sich berührenden Flächen gleichmäßig verteilt. Aus dieser Flächenpressung resultiert eine Reibkraft, die die relative Verschiebung von Bauteilen verhindert.

Bei Pressverbindungen ist der Durchmesser der Welle größer als der Durchmesser der Bohrung des darauf zu montierenden Bauteiles (Abbildung 3.76).

Aus Abbildung 3.77 ist ersichtlich, wie einfach die Struktur dieser Verbindung ist: Es sind keine Befestigungselemente erforderlich und keine Nut in der Welle bzw. in der Nabe zu fräsen. Zugleich verursacht die Verbindung keine Verzüge und auch keine Exzentrizität. Dabei müssen aber auch die Nachteile dieser Verbindungsart erwähnt werden: Die Verbindungsflächen müssen mit hoher Maßgenauigkeit hergestellt werden und weil die Verbindung wesentliche Spannungshäufungen verursacht, ist die Welle sehr sorgfältig auszuführen, um Ermüdungsbrüche zu verhindern. Dies kann auch in Abbildung 3.78, bei den Querschnittveränderungen der Welle beobachtet werden.

Pressverbindungen können auf Grund von Temperaturdifferenzen, mit Kaltstanzverfahren oder mit Druckölverfahren montiert werden.



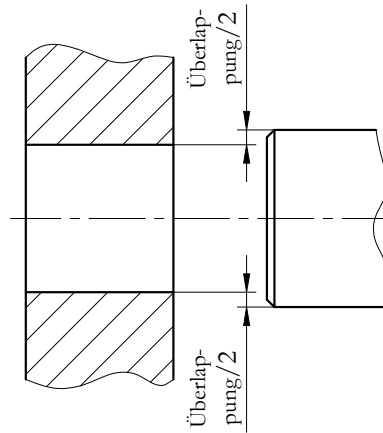


Abbildung 3.15: Größenunterschied zwischen der Welle und der Nabe bei Schrumpfverbindungen

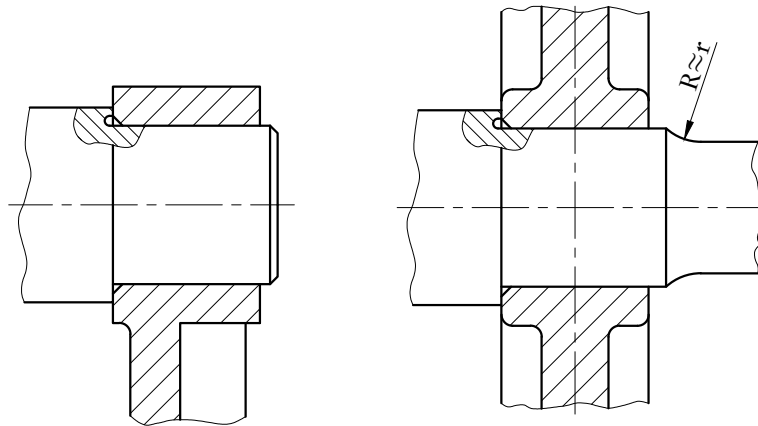


Abbildung 3.16: Mit Schrumpfverbindung montierte Kurbel, mit Schrumpfverbindung montierte Scheibennabe

Bei der Montage auf Grund von Temperaturdifferenzen wird die Nabe erhitzt, wodurch sie sich ausdehnt und der Bohrungsdurchmesser größer als der Wellendurchmesser wird. Nach der Montage kühlt sich die Nabe ab und verkeilt sich mit der Welle. Der zur Montage erforderliche Unterschied in der Größe kann auch durch Abkühlen der Welle erzeugt werden, es kommt aber auch vor, dass die Nabe erhitzt und die Welle abgekühlt wird (in diesem Fall muss die Nabe nicht auf eine sehr hohe Temperatur erhitzt werden, was wegen der Vermeidung von strukturellen Veränderungen günstig ist).

Zur weiteren Erleichterung der Montage und Reduzierung der Wärmeverluste während der Montage ist die Nabe auf eine Temperatur zu erhitzen, bzw. die Welle auf eine Temperatur abzukühlen, bei der die beiden Bauteile ohne Kraftwirkung mit einem Spiel von  $0,0004d$  ineinander gesetzt werden können.

Die erforderliche Temperatur beträgt:

$$d_m = d \cdot (1 + \alpha \cdot \Delta t) = d + f + 0,0004 \cdot d \quad (3.4)$$

mit Einführung des Durchmesserverhältnisses „ $\varepsilon$ “:

$$\varepsilon = \frac{f}{d} \quad (3.5)$$

$$t = \frac{\varepsilon + 0,0004}{\alpha} + t_0 \quad (3.6)$$

Wobei:

$d_m$  der Einbaudurchmesser in mm,

$f$ : die größte Überlappung in mm,

$\alpha$ : der Wärmeausdehnungskoeffizient  $1/^\circ\text{C}$ ,

$d$ : der Wellendurchmesser in mm,

$t_0$ : die Umgebungstemperatur in  $^\circ\text{C}$  ist.

Die Stahlnabe kann ohne die Gefahr von Gefügeänderungen bis 700°C erhitzt werden. Eine so hohe Temperatur kann nur im Ofen oder mit einem Gasbrenner erreicht werden. Bis 360°C ist ein Ölbad und bis 100°C auch eine vorgeheizte Eisenplatte anwendbar. Nichteisenmetalle können höchstens auf 200...300°C erhitzt werden, vorteilhaft ist jedoch der größere Wärmeausdehnungskoeffizient. Zur Abkühlung der Nabe kann Kohlendioxid-schnee oder flüssige Luft verwendet werden. Mit der ersteren kann eine Temperatur von -75°C und mit dem letzteren eine Temperatur von -190°C erzeugt werden.

Das Druckölverfahren, bei der zur Ausdehnung der Nabe Öl zwischen die Passflächen gepresst wird, wurde von der Gruppe SKF zur Montage von Wälzlagern entwickelt. Die Methode besteht darin, dass Öl unter hohem Druck zwischen die Passflächen eingespritzt wird, wodurch die Nabe sich ausdehnt. Das Öl wird durch eine in der Nabe oder in der Welle erstellten Bohrung zugeführt. Die gleichmäßige Verteilung des Öls an der Oberfläche wird durch eine in der Nabe gebildeten Ölverteilungsnut gewährleistet. An den Kanten kann eine Gummiringdichtung verwendet werden. Zum Druckölverfahren werden die Nabe und die Welle mit einer Kegelnigung von 1:30 hergestellt. Zur Montage wird im Allgemeinen ein Gerät mit Schraubenbolzen verwendet.

Bei der Montage durch Kaltpressen ist zu berücksichtigen, dass die Kanten am Gegenstück eine Abstreifwirkung ausüben können. Deshalb muss die Nabenbohrung ausgekehlt und die Welle mit einem leicht konischen Ende von 10-15° erstellt werden (Abbildung 3.78).

Beim Pressen können an den Oberflächen von Bauteilen Verwischungen und dauerhafte Verformungen beobachtet werden. Dadurch verändert sich die Oberflächenrauigkeit der Bauteile: Die bei der Herstellung erreichte Oberflächenrauigkeit reduziert sich um ca. 60%. Diese Wirkung muss bei der Berechnung der Abdeckung berücksichtigt werden. Die Pressgeschwindigkeit beträgt ca. 2 mm/s und der Kraftbedarf lässt sich aus dem folgenden Zusammenhang annähernd bestimmen:

$$F = \mu \cdot d \cdot \pi \cdot l \cdot p \quad (3.7)$$

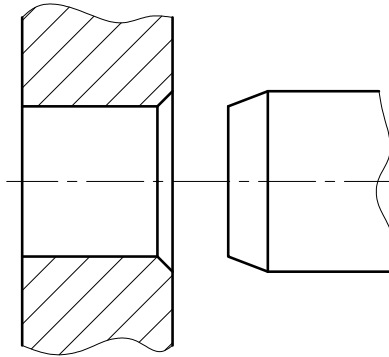


Abbildung 3.17: Vorbereitung von Bauteilen zum Kaltpressen

berechnet werden, wo:

$d$ : der Durchmesser der Welle,

$l$ : die Länge der Nabe,

$p$ : die maximal auftretende Flächenpressung,

$\mu$ : der Reibungskoeffizient ist.

Der Reibungskoeffizient hängt vom Werkstoff der Fügepartner, von der Bearbeitung der Oberflächen, sowie von der Schmierung ab. Seine Größe ändert sich in Abhängigkeit von diesen Faktoren in einem ziemlich weiten Bereich (0,5 ... 0,22).

Pressverbindungen sind zur Übertragung von Torsionsmomenten und Aufnahme von axialen Kräften geeignet. Beim Ineinandersetzen der Bauteile erleiden diese eine Verformung, infolge dessen die an den Passflächen auftretende zusammenpressende Kraft einen zur Übertragung hoher Kräfte und Momente geeigneten Reibungskontakt herstellt. Die Herstellung dieser Verbindung erfordert im Vergleich zu anderen weniger Material-

und Arbeitsaufwand. Im Vergleich zur Passfederverbindung kann durch diese Verbindung eine Aufwandseinsparung von ca. 20% erreicht werden. Die Vorteile reduzieren sich einigermaßen durch die Anforderung der genauen Bearbeitung, die sich daraus ergibt, dass die Toleranzen zwischen engen Grenzen gehalten, und eine genaue Formgenauigkeit eingehalten werden müssen.

### 3.7.1. Die Bemaßung von Pressverbindungen

Bei der Bemaßung von Pressverbindungen müssen einige vereinfachende Annahmen getroffen werden:

- der Zusammenhang zwischen der Spannung und der Verformung ist linear;
- der innere und der äußere Teil haben die gleiche Länge;
- die Passflächen der zu verbindenden Bauteile sind perfekte Kreiszylinder;
- die Zentrifugalkraft ist vernachlässigbar.

Als nächster Schritt ist, in Kenntnis der Beanspruchung der Verbindung, der Leibungsdruck zu bestimmen, durch den die zur Sicherung der Festigkeit erforderliche Reibungskraft erzeugt wird, sowie die erforderliche Montagetemperatur zu ermitteln.

Der benötigte Leibungsdruck kann am einfachsten auf Grund der übertragenen Leistung und der Drehzahl bestimmt werden. Man kann die Gleichung aufschreiben, wonach das Moment der zwischen den Passflächen mit dem Durchmesser „d“ und der Länge „l“ auftretende Reibungskraft (Umfangskraft) im Gleichgewichtsfall gleich mit dem sich aus der Leistung und der Drehzahl (oder der Winkelgeschwindigkeit) ergebenden Belastungsmoment ist, d.h.

$$\frac{P}{\omega} = \frac{P}{2 \cdot \pi \cdot n} = \frac{F_k \cdot d}{2} = \frac{\mu \cdot d^2 \cdot \pi \cdot l \cdot p}{2} \quad (3.8)$$

$$p_{\text{erford}} = \frac{P \cdot x}{\pi^2 \cdot n \cdot \mu \cdot d^2 \cdot l} \quad (3.9)$$

Zur sicheren Übertragung des Drehmomentes wird das nominale Torsionsmoment mit einem dynamischen Multiplikator ( $x$ ) erhöht, dessen Wert in Abhängigkeit von der Art des Betriebs (1,2 ... 4) beträgt.

Im Zusammenhang  $p_{erford}$  kann eine aus praktischen Gründen vorteilhafte Änderung vorgenommen werden. Es wird das Verhältnis  $l/d$  zwischen der Nabenlänge und dem Stiftdurchmesser eingeführt.

Wenn man die Leistung in kW und die Maße in mm ersetzt, sowie die Konstanten zusammenfasst, lässt sich die folgende Gleichung ableiten:

$$p_{erford} = 10^6 \cdot \frac{P \cdot x}{\pi^2 \cdot n \cdot \mu \cdot \frac{1}{d} \cdot d^3} \left[ \frac{N}{mm^2} \right] \quad (3.10)$$

Die  $l/d$ -Werte, die für durch ein Torsionsmoment beanspruchte Pressverbindungen empfohlen werden, variieren in Abhängigkeit von der Materialqualität, dem technologischen Verfahren und der zusätzlichen Beanspruchung.

Als nächster Schritt wird die minimale Überlappung zwischen den Passflächen festgelegt, die zur Erzeugung des erforderlichen Leibungsdrucks gerade ausreicht. Bei der Berechnung ist zu berücksichtigen, dass sich die ursprüngliche Abdeckung beim Kaltpressen verringert.

Der Wert der Überlappung errechnet sich mit Hilfe der Verformungszusammenhänge aus der elementaren Festigkeitslehre. Ohne Darstellung der Ableitung:

$$f_{min} = KF = 2 \cdot \delta_1 + 2 \cdot \delta_2 \quad (3.11)$$

wobei:  $\delta_1$  das Zusammendrücken des Wellenmantels und  $\delta_2$  die Vergrößerung des Bohrungsdurchmessers ist.

Die zusammengefasste Veränderung des Durchmessers der beiden verbundenen Bauteile kann auch folgenderweise formuliert werden (ebenfalls ohne Ableitung):

$$2 \cdot \delta_1 + 2 \cdot \delta_2 = p \cdot d \cdot (k_1 + k_2) \quad (3.12)$$

In diesem Zusammenhang ist  $k_1$  der Kompressionsfaktor in Bezug auf die Welle und  $k_2$  der relative Elongationsfaktor in Bezug auf die Nabe:

$$k_1 = \frac{(1 - \nu) \cdot a_1^2 + (1 + \nu)}{E_1 \cdot (1 - a_1^2)} \quad (3.13)$$

$$k_2 = \frac{(1 + \nu) \cdot a_2^2 + (1 - \nu)}{E_2 \cdot (1 - a_2^2)} \quad (3.14)$$

In den Formeln ist  $\nu$  die Poissonzahl, die für Stähle und sonstige Metalle  $\nu = 0,3$ , während für Gusseisen  $\nu = 0,25$  beträgt.

$E$  ist der Elastizitätsmodul der Welle und  $a_1$  sowie  $a_2$  sind Verhältniszahlen:

$$a_1 = \frac{d_0}{d} = \frac{\text{Durchmesser der Wellenbohrung}}{\text{Wellendurchmesser}} \quad (3.15)$$

$$a_2 = \frac{d}{D} = \frac{\text{Wellendurchmesser}}{\text{äußerer Nabenaußendurchmesser}} \quad (3.16)$$

Bei einer Vollwelle ist  $a_1 = 0$ , somit ist der relative Kompressionsfaktor:

$$k_3 = \frac{1 - \nu}{E_1} \quad (3.17)$$

Wenn die beiden Elemente mit einer Temperaturdifferenz montiert werden, dann sind die Toleranzen (Passung) der Bauteile so vorzugeben, dass KÜ - die kleinste Überlappung gleich mit der berechneten Überlappung  $f_{min}$  (Mindestüberlappung) ist, d.h. der bei der Fertigung vorgegebenen Überlappung entsprechen. Bei der Montage der Bauteile mit Pressverfahren kann jedoch die Mindestüberlappung wegen der Verwischung der Oberflächen

nur im verringerten Maße berücksichtigt werden. Die Reduzierung lässt sich aus der Oberflächenrauigkeit nach einem empirischen Zusammenhang ableiten:

$$f_{fert} = f_{min} + 2 \cdot 0,6 \cdot (R_{1max} + R_{2max}) \quad (3.18)$$

wobei  $R_{1max}$  die maximale Oberflächenrauigkeit der Welle und  $R_{2max}$  die maximale Oberflächenrauigkeit der Nabe ist.

(Zur Übertragung eines bestimmten Drehmomentes ist eine Passung vorzugeben, wo die KÜ der bei der Fertigung vorgegebenen Überlappung entspricht, d. h.  $f_{fert} \geq KÜ$ )

In Kenntnis der minimal erforderlichen Überlappung wählt man möglichst ein genormtes Passungspaar, das die gegebenen Anforderungen erfüllt. Zur Prüfung der Richtigkeit der Wahl wird die zum Passungspaar gehörige, bei der maximalen Überlappung auftretende Spannung berechnet, die den für das verwendete Material zulässigen Wert nicht übersteigen darf.

Ohne die Berechnung zu detaillieren ergibt sich als maßgebende reduzierte Spannung:

$$\sigma_{redmax} = K_2 \cdot p_{max} \quad (3.19)$$

wobei:

$$K_2 = \frac{a_2^2 + 1}{a_2^2 - 1} + 1 \quad \text{in einem allgemeinen Fall und} \quad (3.20)$$

$$K_2 = \frac{2 \cdot a_1^2}{a_1^2 - 1} \quad \text{bei einem Bolzen mit Bohrung} \quad (3.21)$$

Der übliche Wert des Sicherheitsfaktors für die Bestimmung der zulässigen Spannungen beträgt gegenüber der Streckgrenze  $n=1,1 \dots 1,3$  und gegenüber der Zugfestigkeit (bei spröden Werkstoffen)  $n=2 \dots 3$ .



Beim Kaltpressen muss zusätzlich die zum Einpressen erforderliche Kraft und beim Aufziehen der Nabe in warmem Zustand die erforderliche Temperaturdifferenz festgelegt werden.



### 3.8. Übungsaufgabe

#### Aufgabe 3.3 Pressverbindungen bei Wellen und Nietverbindungen

Ein Zahnrad ( $d_w = 160 \text{ mm}$ ,  $d = 80 \text{ mm}$ ,  $l = 90 \text{ mm}$ ) überträgt eine Leistung von  $P = 40 \text{ kW}$  bei einer Drehzahl von  $n = 6,5 \text{ 1/s}$ . Berechnen Sie den zur Übertragung des Momentes benötigte Leibungsdruck bei einer Verbindung in überlappender Ausführung, wenn  $\mu = 0,12$ !

Lösung:

Der x Sicherheitsfaktor soll 1,5 sein

$$p_{\text{erford}} = \frac{P \cdot x}{\pi^2 \cdot n \cdot \mu \cdot \frac{l}{d} \cdot d_t^3} = \frac{40 \cdot 10^6 \cdot 1,5}{\pi^2 \cdot 6,5 \cdot 0,12 \cdot \frac{90}{80} \cdot 80^3} = 13,5 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

**Aufgabe 3.4** Berechnen Sie die mindestens erforderliche Überlappung und die bei der Herstellung vorgegebene Überlappung, wenn die Pressverbindung durch Pressen hergestellt wird!  $k_1 = 0,334 \cdot 10^{-5} \frac{\text{mm}^2}{\text{N}}$

$$k_2 = 0,826 \cdot 10^{-5} \frac{\text{mm}^2}{\text{N}}$$

$$R_1 = 3 \mu\text{m}$$

$$R_2 = 4 \mu\text{m}$$

$$p_{\text{erford}} = 36 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$d = 80 \text{ mm}$$

Lösung:

Die mindestens erforderliche Überlappung:

$$f_{min} = d \cdot p_{erford} \cdot (k_1 + k_2) = 80 \cdot 36 \cdot (0,334 \cdot 10^{-5} + 0,826 \cdot 10^{-5}) = 0,0334 \text{ mm} = 33,4 \mu$$

Da sich die Passflächen während des Zusammenbaus verwischen, ist eine erhöhte Herstellungsüberlappung anzuwenden:

$$f_{herst} = f_{min} + 2 \cdot 0,6 \cdot (R_1 + R_2) = 33,4 + 2 \cdot 0,6 \cdot (3 + 4) = 41,8 \mu$$

**Aufgabe 3.5** Bestimmen Sie die Aufpresskraft und die zur Schrumpfverbindung erforderliche Temperaturdifferenz, bzw. prüfen Sie die Verbindung hinsichtlich der maximalen Spannung, wenn:

$$\alpha = 11 \cdot 10^{-6} \text{ mm/mm} \cdot K$$

$$k_1 = 0,334 \cdot 10^{-5} \frac{\text{mm}^2}{N}$$

$$k_2 = 0,826 \cdot 10^{-5} \frac{\text{mm}^2}{N}$$

$$l = 90 \text{ mm}$$

$$d = 80 \text{ mm}$$

$$K_2 = 2,67$$

$$\text{Das Zahnrad } R_{eH} = 380 \text{ N/mm}^2$$

Die Passung H7/s6 ( $\varnothing 80$  H7: +0,030, 0 /  $\varnothing 80$  s6: +0,078, +0,059)

Lösung:

Aus der Passung kann sich eine große Überlappung (GÜ) von: 0,078 mm ergeben.

Die erforderliche Temperaturdifferenz zum Aufziehen der Nabe in warmem Zustand:

Die Vergrößerung des Durchmessers muss groß genug sein, um die Überlappung zu beseitigen und zusätzlich ein Spiel von  $0,0004 d$  zur Sicherung des Aufziehens zu erzeugen, somit beträgt der Durchmesser der Nabenbohrung nach dem Erhitzen:

$$d_m = d \cdot (1 + \alpha \cdot \Delta t) = d + f + 0,0004 \cdot d$$

Bei Einführung von  $\varepsilon = \frac{f}{d}$ :

$$\Delta t = \frac{\varepsilon + 0,0004}{\alpha}$$

$$\varepsilon = \frac{f}{d} = \frac{0,078}{80} = 9,75 \cdot 10^{-4}$$

Also:

$$\Delta t = \frac{9,75 \cdot 10^{-4} + 0,0004}{11 \cdot 10^{-6}} = 125^\circ C$$

Der wegen der großen Überlappung (GÜ) auftretende Leibungsdruck beträgt:

$$p_{max} = \frac{f_{max}}{d \cdot (k_1 + k_2)} = \frac{0,078}{80 \cdot (0,334 \cdot 10^{-5} + 0,826 \cdot 10^{-5})} = 84 \frac{N}{mm^2}$$

Die Aufpresskraft beträgt somit:

$$F = p_{max} \cdot d \cdot l \cdot \pi \cdot \mu = 84 \cdot 80 \cdot 90 \cdot \pi \cdot 0,12 = 227888,64 N = 227,9 kN$$

Die maximale Spannung:

$$\sigma_{redmax} = p_{max} \cdot K_2 = 84 \cdot 2,67 = 224 \frac{N}{mm^2}$$

Die zulässige Spannung:

$$\sigma_{zul} = R_{eH} \cdot 0,9 = 380 \cdot 0,9 = 342 \frac{N}{mm^2}$$

$$\sigma_{zul} \geq \sigma_{redmax}$$

ist dementsprechend angemessen.



### 3.9. Kontrollfragen und Aufgaben

1. Wodurch wird die Verbindung zwischen den Bauteilen bei Pressverbindungen hergestellt? Markieren Sie die richtige Antwort!
  - Durch die Reibungskraft, die durch den Leibungsdruck erzeugt wurde.
  - Durch die Temperaturdifferenz.
  - Durch die beim Pressen ausgeübte Kraft.
2. Markieren Sie von den folgenden Aussagen die für Schrumpfverbindungen zutreffenden!
  - Sie verursachen Exzentrizität.
  - Die Passflächen sind mit Überlappung herzustellen.
  - Die Verbindung kann mehrmals ohne Qualitätsverschlechterung gelöst bzw. zusammengebaut werden.
  - Wegen der großen Temperaturdifferenz können in den Bauteilen Verzüge auftreten.
  - Wegen den Spannungshäufungen erfordert die Ausführung der Wellen große Sorgfalt.
  - In der Nabe ist keine Nut herzustellen.
3. Bei welcher Technologie ist die Welle im Falle der Herstellung einer Passverbindung mit einer leichten kegelförmigen Neigung abzufasen?
  - Bei der Montage durch Kaltpressen.
  - Bei der Montage auf Grund von Temperaturunterschieden
  - In beiden Fällen.

Wählen Sie von den folgenden Zusammenhängen diejenige aus, die die Temperatur einer Schrumpfung, den Kraftbedarf für die durch Kaltpressen hergestellte Verbindung und den zur Erzeugung der Reibungskraft erforderlichen Leibungsdruck richtig bestimmen!

Der Zusammenhang zur Bestimmung der Temperatur einer Schrumpfung:

Der Zusammenhang zur Bestimmung des Kraftbedarfes für die durch Kaltpressen hergestellte Verbindung:

Der Zusammenhang zur Bestimmung des erforderlichen Leibungsdruckes:

$$1. t = \frac{\varepsilon + 0,0004}{\alpha} + t_0 + 1$$

$$2. F = \mu \cdot d \cdot \pi^2 \cdot l \cdot p$$

$$3. p_{erford} = \frac{P \cdot x}{\pi^2 \cdot n \cdot \mu \cdot l \cdot d^2}$$

$$4. t = \frac{\varepsilon + 0,0004}{\alpha} + t_0$$

$$5. p_{erford} = 10^6 \cdot \frac{P \cdot x}{\pi^2 \cdot n \cdot \mu \cdot \frac{1}{d} \cdot d^3} \left[ \frac{N}{m^2} \right]$$

$$6. F = \mu \cdot d \cdot \pi \cdot l \cdot p$$

$$7. p_{erford} = 10^6 \cdot \frac{P \cdot x}{\pi^2 \cdot n \cdot \mu \cdot \frac{1}{d} \cdot d^3} \left[ \frac{N}{mm^2} \right]$$

4. Bestimmen Sie die richtige Reihenfolge für die nachfolgend aufgezählten Schritte der Bemaßung von Pressverbindungen!
- 1) Bestimmung des erforderlichen Leibungsdrucks.
  - 2) Bestimmung der zur größten Überlappung gehörigen Spannungen.
  - 3) Auswahl eines Standard-Passungspaars.
  - 4) Bestimmung der erforderlichen Einpresskraft.
  - 5) Bestimmung der kleinsten Überlappung.
  - 6) Bestimmung der erforderlichen Temperaturdifferenz.

Erster Schritt:

Zweiter Schritt:

Dritter Schritt:

Vierter Schritt:

Fünfter Schritt:

Sechster Schritt:

5. Mit einer Stahlwelle, deren Abmessungen bzw. Toleranz  $d = 50 \text{ mm } +0,086 / +0,070$  betragen, wird eine Stahlnabe mit einem Außendurchmesser von  $D = 100 \text{ mm}$  und einer Bohrung von  $50 \text{ mm } + 0,025/0$  durch Schrumpfung verbunden. Die Verhältniszahl der Verbindung beträgt:  $l/d = 0,8$

a) Bestimmen Sie die zur Montage erforderliche Temperaturdifferenz! Der Ausdehnungskoeffizient der Nabe beträgt:  $\alpha = 11 \cdot 10^{-6} \text{ mm/mm}^\circ\text{C}$

$$\Delta t \simeq \dots \text{ } ^\circ\text{C}$$



b) Bestimmen Sie die in der Nabe entstehende maximale Spannung!

Der Faktor für die Zusammenpressung der Welle:  $k_1 = 3,5 \cdot 10^{-6} \text{mm}^2/\text{N}$

Der Elongationsfaktor der Nabe:  $k_2 = 9,8 \cdot 10^{-6} \text{mm}^2/\text{N}$

$$\sigma_{redmax} \simeq \dots \frac{N}{\text{mm}^2}$$



# LEKTION 14

## Tätigkeit:

Lesen Sie das Skript bis zum Unterkapitel 3.11. Achten Sie während der Verarbeitung auf die Folgenden:

- Lernen Sie, was für eine Verbindung das Lötten ist.
- Lernen Sie die Merkmale von Lötverbindungen.
- Zählen Sie die Vor- und Nachteile des Lötens auf.
- Stellen Sie die Lötarten und die Unterschiede zwischen den einzelnen Arten des Lötens dar.
- Lernen Sie, wie Lötverbindungen bemaßt werden.

## Anforderungen:

Sie haben das Lernmaterial erfolgreich erlernt, wenn Sie:

- die wesentlichen Merkmale der stoffschlüssigen Verbindungen aus einer Liste auswählen können,
- die Merkmale sowie die Vor- und Nachteile von Lötverbindungen aus einer Liste auswählen können,
- die Merkmale des Weich- und Hartlötens aus einer Liste von Definitionen auswählen können,
- die wichtigsten Bemaßungsgrundsätze für Lötverbindungen aus einer Liste von Definitionen auswählen können.

Schlüsselwörter: Lötverbindung, Lötmaterial, Lötbarkeit, Weichlöten, Hartlöten.

## 3.10. Lötten

Lötten ist eine stoffschlüssige Verbindung. Beim Lötten werden Verbindungen zwischen metallischen oder nicht-metallischen aber metallbeschichteten Bauteilen mit Hilfe eines geschmolzenen Zusatzmetalls hergestellt. Der Schmelzpunkt des Zusatzmetalls ist niedriger als die Schmelzpunkte der beiden zu verbindenden Metalle.

Das geschmolzene Lot beschichtet den Grundwerkstoff und bildet mit ihm eine Oberflächenlegierung. An den Grenzflächen findet ein Adhäsions-, Diffusionsprozess statt, infolgedessen nach dem Abkühlen eine Adhäsionsverbindung entsteht.

Metallkleben hat das Löten in vielen Bereichen verdrängt, deshalb nimmt die Bedeutung des letzteren Verfahrens ab. Wo jedoch ein hoher Grad an Wärmeleitfähigkeit und elektrischer Leitfähigkeit erfordert wird (Elektronik-, Telekommunikationstechnik, Gerätebauindustrie, Fertigung von Kühleinrichtungen usw.), wird es sowohl in der Einzelfertigung als auch in der Massenproduktion weiterhin verwendet.

Um die Festigkeitsbelastbarkeit zu erhöhen und einen dichten Zusammenschluss zu gewährleisten, wird die Lötverbindung häufig mit anderen Arten von Verbindungen (Nieten, Verschrauben, Falzen, Falten) kombiniert.

Die meisten metallischen Werkstoffe sind in der Regel - leichter oder weniger leicht - lötbar. Die Lötbarkeit hängt hauptsächlich von der Oxidschicht an der Oberfläche der Bauteile, bzw. von deren Entfernsbarkeit ab. Schwermetalle und ihre Legierungen sind leichter, Leichtmetalle schwieriger zu löten. Aus Tabelle 12 sind die Angaben der Lötbarkeit einiger Werkstoffe ersichtlich.

Als Lötmaterial werden verschiedene, meistens leicht schmelzende Metalllegierungen verwendet. Die entscheidenden Kriterien bei der Auswahl des geeigneten Lotmaterials sind die Schmelztemperatur und die Festigkeit. In jedem Fall muss die Bedingung erfüllt werden, dass der Schmelzpunkt des Lotmaterials um mindestens  $50^{\circ}\text{C}$  niedriger sein muss als der Schmelzpunkt des Grundwerkstoffes.

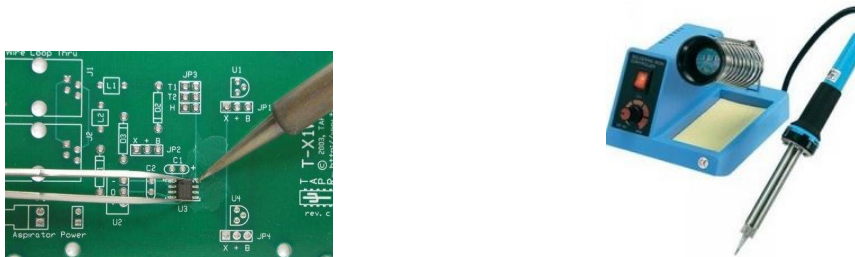


Abbildung 3.18: Lötkolben

Tabelle 12: Angaben zum Löten von verschiedenen Werkstoffen

Grundwerkstoff	Schmelzpunkt °C	Lot		Lötbarkeit	
		weich	hart	weich	hart
Kohlenstoffstahl	1520	Zinn	Messing, Silber	mittelmäßig	gut
Stahl mit hohem Kohlenstoffgehalt und Legierungsstahl	1200..1500	Zinn, Zink, Kadmium	Silber, Kupfer, Messing	gut	sehr gut
Rostfreier Stahl	1400..1600	Zinn	Silberlegierungen mit hohem Silbergehalt	mittelmäßig	mittelmäßig
Verzinntes Stahlblech	1250	Zinn	Messing, Neusilber	gut	gut
Kupferlegierungen	600..1100	Zinn	Messing, Silber	sehr gut	sehr gut
Nickellegierungen	925..1415	Zinn	Neusilber	schlecht	sehr gut
Zinklegierungen	380..450	Blei	-	gut	-
Aluminiumlegierungen	660	Al-Zinn	Al-hart	schlecht	teilweise gut
Hartmetalle	bis 2800	-	Kupfer, Messing, Silber	-	gut
Wolfram	3370	-	Messing, spezielles Silber	-	schlecht

## Vorteilhafte Eigenschaften des Lötens:

- niedrige Löttemperatur,
- es treten keine Spannungsspitzen, Verzüge und Risse durch hohe Temperaturen auf,
- gute elektrische Leitfähigkeit, gute Dichtungseigenschaften,
- und schließlich, weil der Elastizitätsmodul von Loten im Allgemeinen kleiner als der von Grundwerkstoffen ist, ist die Verbindung elastischer.

## Nachteilige Eigenschaften des Lötens:

- relativ geringe Belastbarkeit,
- die Notwendigkeit einer sorgfältigen Vorbereitung,
- Lote (Zinn, Kupfer, Silber) sind relativ teuer.

Die Lötverfahren können auf Grund des Lötmaterials und der angewendeten Löttemperatur in zwei Gruppen eingeteilt werden:

1. Weichlöten: als Lot wird Zinn, Zink, Bleilegierungen eingesetzt (Schmelzpunkt  $<300^{\circ}\text{C}$ ), die Festigkeit der hergestellten Verbindung ist relativ gering:

$$\tau_B = 20 - 86 \text{ [MPa] beim Löten mit Zinn,}$$

$$\tau_B = 120 \text{ [MPa] beim Löten mit Zinn-Kadmium.}$$

2. Hartlöten: als Lot wird Kupfer, Feinkupfer, Silber, Messing (Schmelztemperatur  $t > 500^{\circ}\text{C}$ ) eingesetzt; diese Verbindungen haben schon eine höhere Festigkeit:

$$\tau_B = 180 - 270 \text{ [MPa] beim Löten mit Kupfer.}$$

Die günstigsten Verbindungsarten in Abhängigkeit von der Form und Position der Lötnaht sind die auf Scherung beanspruchte Überlapp-Lötverbindung und die Laschenverbindung (Abbildung 3.80 a)), wo die Spaltbreite der parallelen Oberflächen  $h = 0,05 \dots 0,6 \text{ mm}$  beträgt.

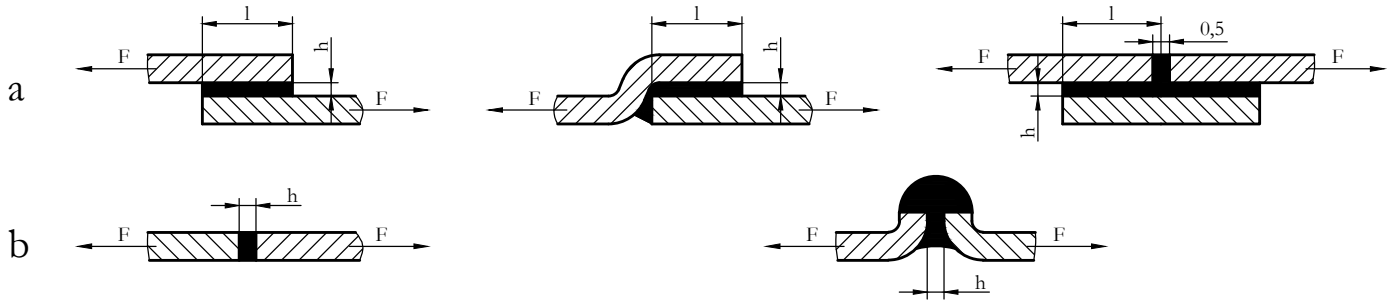


Abbildung 3.19: Überlapp-Lötverbindung und Laschenverbindung

Lötverbindungen sind zur Aufnahme einer Zugbeanspruchung weniger geeignet, deshalb stellen die Stumpfnahte hinsichtlich der Festigkeit die ungünstigste Lösung dar (Abbildung 3.80 b)).

Beim bündigen Stoß zwischen den Platten beträgt der Spalt üblicherweise  $0,5 \text{ mm}$ . Der Spalt zwischen den Oberflächen wird durch das geschmolzene Lot aufgrund der Kapillarwirkung aufgefüllt. Bei Spaltabmessungen, die sich nicht verengen, verringert sich die Festigkeit der Verbindung wegen der ungenügenden Effektivität der Diffusion.

Die gründliche Reinigung der Oberflächen ist sowohl beim Weichlöten, als auch beim Hartlöten wichtig. Darüber hinaus wird in beiden Fällen auch ein Flussmittel verwendet, einerseits um die Oberflächen von den Verunreinigungen zu befreien, andererseits um die Lötstelle von der bei der Löttemperatur auftretenden Oxidation zu schützen. Ein wichtiges Kriterium bei der Auswahl des Flussmittels ist, ob es zum Weich- oder Hartlöten zu verwenden ist. Die wichtigste Anforderung gegenüber den Flussmitteln ist, dass ihr Schmelzpunkt niedriger als der Schmelzpunkt des Lotes sein muss. Als Weichlötlösungsmittel hat sich in der Praxis am besten das Gemisch von Zinkchlorid und Ammoniumchlorid bewährt. Diese sind ziemlich radikale korrosive Materialien, die nach

dem Löten vollständig entfernt werden müssen. Zum Hartlöten wird im Allgemeinen Borax verwendet.

### 3.10.1. Festigkeitsberechnung von Lötverbindungen

Die Grundgleichung für die vereinfachte Bemaßung von Überlapp-Lötverbindungen unter Annahme einer gleichmäßigen Scherspannungsverteilung:

$$\tau = \frac{F}{b \cdot l} \leq \tau_{zul} = \frac{\tau_B}{n} \quad (3.22)$$

wobei:

- $b$ : die Breite der Platte,
- $l$ : die Länge der Überlappung,
- $n$ : der Sicherheitsfaktor (übliche Größe 3 ...4) ist.

Die Verbindung sollte für eine mit dem Grundwerkstoff übereinstimmende Lasttragung berechnet werden:

$$F = \sigma_{zul} \cdot b \cdot s = \tau_{zul} \cdot b \cdot l \quad (3.23)$$

Davon die erforderliche Länge der Überlappung:

$$l = s \cdot \frac{\sigma_{zul}}{\tau_{zul}} \quad (3.24)$$



wobei:

- $F$ : die Zugbeanspruchung des Grundwerkstoffes,
- $\sigma_{zul}$ : die für den Grundwerkstoff zulässige Zugspannung,
- $\tau_{zul}$ : die für den Grundwerkstoff zulässige Scherspannung,
- $b \cdot l$ : die Größe des zu  $F$  senkrechten, sog. Scherquerschnittes des Grundwerkstoffes,
- $s$ : die Plattendicke ist.

In der Praxis wird die Überlappung im Allgemeinen mit einem Wert von  $l = (3 \dots 5) s$  festgelegt.



### 3.11. Kontrollfragen und Aufgaben

1. Wählen Sie von den folgenden Aussagen die für stoffschlüssige Verbindungen zutreffenden aus!

Die Verbindung zwischen den Bauteilen wird durch ein Material hergestellt.

Die Verbindung wird durch die Form des Materials der Bauteile hergestellt.

Die Verbindung wird durch die zwischen den Bauteilen auftretende Reibungskraft hergestellt.

2. Markieren Sie von den folgenden Aussagen die für Lötverbindungen zutreffenden!

Beim Löten wird die Verbindung zwischen den Bauteilen durch das Lotmaterial hergestellt.

Der Schmelzpunkt des metallischen Zusatzes stimmt mit dem der beiden zu verbindenden Metalle überein.

An den Begrenzungsflächen findet ein Diffusionsvorgang statt, der nach dem Abkühlen eine Adhäsionsverbindung bewirkt.

Lötverbindungen werden wegen ihrer hohen Wärme- und elektrischen Leitfähigkeit vor allem in der Gerätebauindustrie und in der Kommunikationstechnologie verwendet.

Beim Löten ist die Reinigung der Oberflächen nicht erforderlich.

3. Markieren Sie die für das Hartlöten zutreffende Aussagen!

Die Arbeitstemperatur kann auch mit dem LötKolben erreicht werden.

Die Löttemperatur ist niedriger als 450 °C.

Zur Herstellung der Verbindung wird als Lotmaterial Kupfer und Silber verwendet.

Die Wärmequelle ist meistens eine Gasflamme.

Das verwendete Fluss- und Reinigungsmittel ist Borax.



4. Wählen Sie aus der folgenden Liste die Nachteile des Lötens aus!

- Die Oberflächen müssen gründlich vorbereitet werden.
- Die Verbindung kann nur eine Laschenverbindung sein.
- Das Gewicht der Konstruktion erhöht sich.
- Relativ geringe Belastbarkeit.
- Erfordert viel Nachbearbeitung.
- Teures Lotmaterial.

5. Markieren Sie die für das Weichlöten zutreffende Aussagen!

- Die Festigkeit der Verbindung ist hoch.
- Die Festigkeit der Verbindung ist gering.
- Der Schmelzpunkt des Lotmaterials ist niedriger als 300 °C.

6. Wählen Sie aus der folgenden Liste die Vorteile des Lötens aus!

- Gute elektrische Leitfähigkeit, gute Dichtungseigenschaften.
- Niedrige Löttemperaturen.
- Es wird kein besonderes Werkzeug benötigt.
- Flexible Verbindung.
- Billiges Lotmaterial.
- Keine Entstehung von Spannungsspitzen, Rissen und Verzügen durch hohe Temperaturen.
- Durch Löten werden nahtlose Verbindungen hergestellt.



7. Wählen Sie von den folgenden Aussagen die für die Berechnung von Lötverbindungen zutreffende(n) aus!
- Lötverbindungen sollten so bemaßt werden, dass ihre Lasttragung gleichwertig mit der des Grundmaterials ist.
  - Die Bemaßung wird nur auf Scherung durchgeführt.
  - In der Praxis wird zur Überlappung der zu verlötenden Platten im Allgemeinen ein Wert von  $l = (3 \dots 5)s$  aufgenommen.
  - In der Praxis wird zur Überlappung der zu verlötenden Platten im Allgemeinen ein Wert von  $l = (1 \dots 2)s$  aufgenommen.



# LEKTION 15

## Tätigkeit:

Lesen Sie das Skript bis zum Unterkapitel 3.14. Um die Zusammenhänge der Festigkeitsberechnung zu vertiefen, lösen Sie die Aufgabe am Ende des Kapitels und überprüfen Sie die Richtigkeit Ihrer Lösung.

Achten Sie während der Verarbeitung auf die Folgenden:

- Lernen Sie die Merkmale von Klebeverbindungen.
- Beschreiben Sie, wie eine Klebeverbindung zustande kommt.
- Beantworten Sie die Frage, wo Klebeverbindungen am häufigsten eingesetzt werden.
- Zählen Sie die Vor- und Nachteile von Klebeverbindungen auf.
- Beschreiben Sie die häufigsten Klebstoffe.
- Erklären Sie, wie das Kleben von Metallen durchgeführt wird.
- Zählen Sie die Aspekte der Gestaltung von Klebeverbindungen auf.
- Lernen Sie die Grundsätze der Bemessung von Klebeverbindungen.

## Anforderungen:

Sie haben das Lernmaterial erfolgreich erlernt, wenn Sie:

- die Merkmale von Klebeverbindungen aus einer Liste auswählen können,
- die Merkmale der Entstehung von Klebeverbindungen aus einer Liste von Definitionen identifizieren können,
- die häufigsten Anwendungsbereiche des Klebens aus einer Liste auswählen können,
- die Vor- und Nachteile von Klebeverbindungen aus einer Liste auswählen können,
- die Merkmale von Klebstoffen aus einer Liste auswählen können,

- die Aspekte der Gestaltung von Klebeverbindungen aus einer Liste auswählen können,
- die Aspekte der Bemaßung von Klebeverbindungen aus einer Liste auswählen können.

Schlüsselwörter: Metallkleben, Alterung, Verbindungsfestigkeit, Klebstoff, Gestaltungskriterien.

### 3.12. Kleben

Kleben ist eines der modernsten, grundsätzlich stoffschlüssigen, wegen der Oberflächenrauigkeit jedoch teilweise formschlüssigen, ohne Zerstörung nicht lösbaren Verbindungsverfahren. An dieser Stelle beschäftigen wir uns nur mit dem Kleben von Metallen, diese Verbindungsart ist aber zur Herstellung von metallischen und nicht-metallischen Bauteilen, bzw. Kunststoffen gleichermaßen geeignet. Die Verbindung entsteht mittels synthetischer Materialien, durch chemische Reaktion, indem zwischen den einzelnen Bauteilen und dem Klebstoffschicht Adhäsion und innerhalb der Schicht Kohäsion auftritt.

Das Kleben von Metallen eignet sich am besten zum Verbinden von dünnen, hochfesten Stahl- oder Leichtmetallplatten. Darüber hinaus wird es auch in der Elektroindustrie, der Feinmechanik und der Flugzeugherstellung, aber auch in der traditionellen Maschinenindustrie zunehmend verwendet.



Abbildung 3.20: Windschutzscheibe, Fahrzeugteile, Karosserie

Klebeverbindungen haben viele vorteilhafte Eigenschaften (Abbildung 3.83 a)). Die Lastübertragung ist viel gleichmäßiger als bei Niet- (Abbildung 3.83 b)) oder Schweißverbindungen (Abbildung 3.83 c)), es treten keine Schwächungen oder Spannungshäufungen wie beim Nieten und keine lokalen Spannungskonzentrationen wie beim Schweißen auf. Sie haben eine hohe Ermüdungsgrenze und können in der Regel kalt hergestellt werden. Weitere Vorteile sind die signifikante Gewichtseinsparung und die Anwendbarkeit bei den verschiedensten Werkstoffen. Sie haben eine gute elektrische Isolationsfähigkeit, eine gute Beständigkeit gegen chemische Wirkungen, sie sind gut bestreichbar, galvanisierbar, eloxierbar, ermöglichen eine nahtlose Verbindung, der ausgelaufene Klebstoff zwischen den Passflächen kann entfernt werden und sie haben zudem eine schall- und stoßdämpfende Wirkung.



Abbildung 3.21: Röhre, Beispiele für das Kleben in der Praxis

Von den nachteiligen Eigenschaften des Klebens ist zu erwähnen, dass einige Klebstoffe zur Herstellung der Verbindung hohen Druck (2 MPa) und hohe Temperaturen benötigen (140—195 °C). Ihre spezifische Belastbarkeit ist gering, deshalb werden relativ große Flächen benötigt. Sie sind im Allgemeinen gegenüber thermischen Effekten empfindlich (höhere Temperaturen können die Festigkeit der Verbindung reduzieren).

Die Festigkeit der Verbindung hängt auch von den Wetterbedingungen ab und die Klebestelle unterliegt der Alterung. Gute Verbindungseigenschaften können nur bei genauer Einhaltung der technologischen Vorschriften erwartet werden.

Die Klebstoffe können tierischen Ursprungs, auf Pflanzenbasis oder Kunststoffderivate sein. Auf Grund ihres



Verhaltens gegenüber thermischen Einwirkungen unterscheidet man zwischen:

- wärmehärtenden Kunststoffklebern, die nach der Aushärtung nicht mehr erweichen,
- und Heißschmelzklebstoffen, die unter Wärmeeinwirkung wieder weich werden.

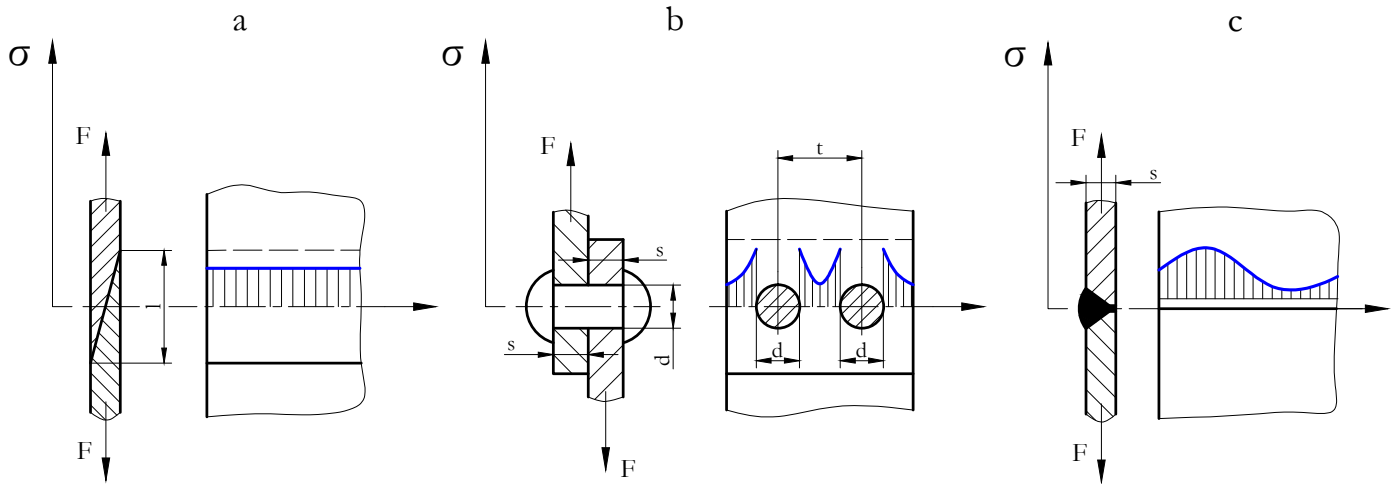


Abbildung 3.22: Spannungsverteilung von verschiedenen Verbindungsarten (a: Kleben b: Nieten c: Schweißen)

Einkomponentenklebstoffe sind in der Regel unter Wärmeeinwirkung vernetzbar, während die Vernetzungsreaktion bei Zweikomponentenklebstoffen durch Anwendung von Zusatzwerkstoffen - Härtingsmitteln - erreicht wird.

Die gebräuchlichsten Klebstoffe sind Polyurethan-Kunststoffkleber, Epoxidharze, Phenolharze und die verschiedenen, unter dem Namen Loctite bekannten Klebstoffe.

Die Stärke der die Festigkeit einer Klebeverbindung am meisten beeinflussenden Adhäsion kann durch die

Benetzungseigenschaften des Klebstoffs charakterisiert werden. Die Benetzungsfähigkeit eines Flüssigkeitströpfchens auf einer Oberfläche ist umso besser, je kleiner der von der Berührenden der Flüssigkeitsoberfläche und der Metalloberfläche gebildete  $\delta$  Randwinkel ist (Abbildung 3.84).

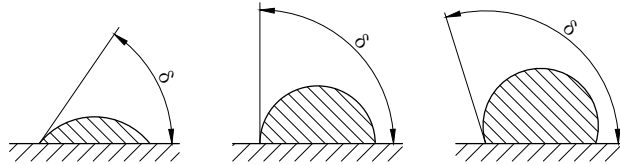


Abbildung 3.23: Benetzungseigenschaften von Flüssigkeitströpfchen

Die Verbindungsfestigkeit hängt auch von der Vorbereitung der Oberfläche erheblich ab. Die Verbindung bzw. die Haftung ist umso besser, je flacher und glatter die Oberfläche ist. Bei rauen Oberflächen kommt die Verbindung an den herausragenden Spitzen des Werkstoffs zustande. In diesem Fall kann die Haftung durch Auffüllung der Lücken mit Klebstoff verbessert werden.

Die Klebefläche muss entsprechend vorbereitet werden. Die groben Verschmutzungen sind mechanisch zu entfernen und dann die Oberflächen chemisch zu entfetten. Falls erforderlich, kann die aktive Oberfläche durch Abrauen erhöht werden.

Die Erhöhung der Dicke der Klebeschicht führt zur Reduzierung der Zugscherfestigkeit, deshalb sollte eine gleichmäßige dünne Schicht angestrebt werden.

### 3.12.1. Die Aspekte der Gestaltung von Klebeverbindungen

Die Festigkeit von Klebeverbindungen hängt nur teilweise von den Eigenschaften des verwendeten Klebstoffes ab. Sie hängt zum großen Teil auch davon ab, ob die Verbindung richtig oder falsch gestaltet ist. Klebeverbindungen können hauptsächlich einer Scherbeanspruchung ausgesetzt werden, deshalb empfiehlt es sich, Verbindungen in überlappender oder Laschenausführung in Richtung der Belastungskraft zu gestalten (Abbildung 3.85 a) und b)).

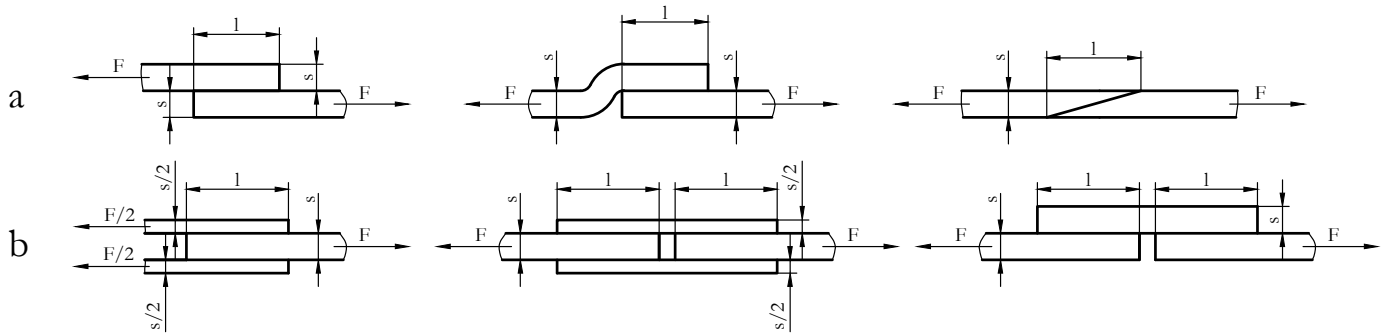


Abbildung 3.24: Klebeverbindungen in überlappender (a) und Laschenausführung (b)

Unter der Wirkung einer Biegebeanspruchung treten in der Klebeschicht zusätzliche, senkrecht zur Oberfläche wirkende Zugspannungen auf. Wenn diese groß genug sind, beginnt eine Ablösung, Abtrennung der Plattenränder, wodurch sich die Festigkeit der Verbindung reduziert (Abbildung 3.86). Die Gefahr der Abtrennung kann mit Verschrauben, Nieten, Punktschweißen, Unterbiegung der Plattenkanten oder durch Erstellen eines doppelten Plattenendes verhindert werden (Abbildung 3.86)

Zur Bemessung von Klebeverbindungen werden üblicherweise vereinfachte, annähernde Berechnungen durchgeführt, denn zur Bestimmung der Haftung, bzw. Adhäsion besteht derzeit noch keine allgemein akzeptierte Theorie.

Die Bemessung basiert auf der Bestimmung der durchschnittlichen Spannung. Klebeverbindungen werden je nach ihrer Gestaltung auf Scher-, Zug-, Biege- oder zusammengesetzte Beanspruchung geprüft.

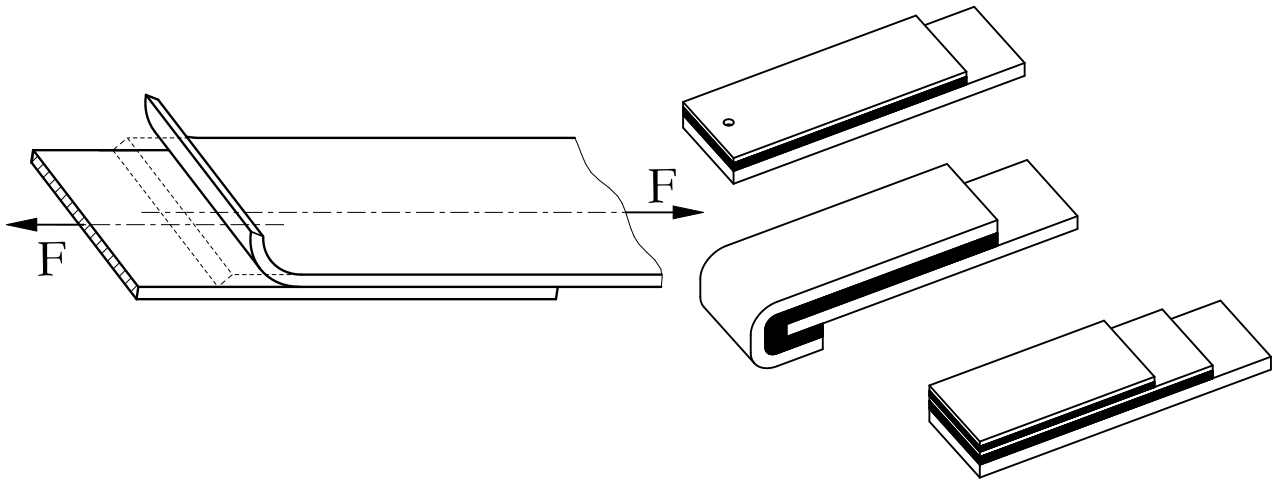


Abbildung 3.25: Die Abtrennung und die Methoden zur Vorbeugung

### 3.13. Übungsaufgabe

**Aufgabe 3.6** Wie lang sollte die Klebestelle für einen Flachstahl mit einem Querschnitt von 100x10 mm sein, wenn die Belastungskraft 100 kN, die Streckgrenze des Werkstoffs 500N/mm<sup>2</sup>, die Verbindungsfestigkeit des Klebstoffs 150 N/mm<sup>2</sup> beträgt und die Verbindung mit einer Überlappung hergestellt wird.

Klebeverbindungen in überlappender Ausführung sind vor allem auf Scherung zu überprüfen:

$$\tau_v = \frac{F}{b \cdot l} \leq \tau_{vzul}$$

wobei:

- „b“ die Breite der Verbindung
- „l“ die Länge der Verbindung ist.

Die zulässige Scherspannung kann bei einer statischen Belastung aus der Scherfestigkeit  $\tau_B$  der Klebeschicht berechnet werden (der Sicherheitsfaktor liegt im Allgemeinen zwischen 2 und 3).

Nehmen wir für den Sicherheitsfaktor einen Wert von 2,5, so beträgt die für die Verbindung zulässige Scherspannung:

$$\tau_{vzul} = \frac{\tau_B}{n} = \frac{150 \text{ N}}{2,5} \frac{1}{\text{mm}^2} = 60 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Aus dem Grundzusammenhang ist die mindestens erforderliche Länge der Klebestelle:

$$l = \frac{F}{b \cdot \tau_{vzul}} = \frac{10^5}{100 \cdot 60} \text{ mm} = 16,66 \text{ mm}$$

### 3.14. Kontrollfragen und Übungen

1. Wählen Sie aus der folgenden Liste die für Klebeverbindungen zutreffenden Merkmale aus!

Die Klebeverbindung ist ein veraltetes Verbindungsverfahren.

Kleben ist eine nur mit Zerstörung lösbare, stoffschlüssige Verbindung.

Kleben ist ein modernes Verbindungsverfahren, das zur Herstellung von Verbindungen zwischen metallischen und nicht-metallischen Werkstoffen sowie Kunststoffen geeignet ist.

Das Kleben darf nur von entsprechend qualifiziertem Personal durchgeführt werden.

Kleben ist nur zur Verbindung von gleichen Werkstoffen oder Werkstoffen mit ähnlicher Zusammensetzung geeignet.

2. Wählen Sie aus der folgenden Liste die für die Entstehung von Klebeverbindungen zutreffenden Definitionen aus!

Durch Kleben entsteht zwischen den zu verbindenden Bauteilen, durch deren lokale Erwärmung, ein physischer Kontakt.

Die Klebeverbindung entsteht auf chemischem Wege durch Adhäsion zwischen den Bauteilen, bzw. Kohäsion innerhalb der Klebeschicht.

3. Markieren Sie in der folgenden Liste die Merkmale von Klebstoffen!

Sie sind wärmehärtbar.

Klebstoffe können tierischen Ursprungs, auf Pflanzenbasis oder Kunststoffderivate sein.

Sie können auf Grund ihres Verhaltens gegenüber der Wärme wärmehärtbar oder thermoplastisch sein.

Klebstoffe können nur im kalten Zustand verwendet werden.

4. Markieren Sie in der folgenden Liste die häufigsten Anwendungsbereiche des Klebens!

Verbindung von Stahl- und Leichtmetallplatten.

Leichtindustrie.

Elektroindustrie.

Feinmechanik.

Werkzeugmaschinenbau.

Flugzeugherstellung.

Hydraulik.

Maschinenbau.

5. Markieren Sie von den folgenden Aussagen die für Klebeverbindungen zutreffenden!

Die Nachteile von Klebeverbindungen sind, dass ihre Ermüdungsgrenze niedrig ist, dass sie nur in warmem Zustand hergestellt werden können und ihre spezifische Belastbarkeit gering ist.

Die Nachteile von Klebeverbindungen sind, dass ihre Belastbarkeit gering ist, dass sie gegenüber thermischen Einwirkungen empfindlich sind, ihre Verbindungsfestigkeit durch die Wetterbedingungen beeinflusst wird sowie dass sie der Alterung ausgesetzt sind.

6. Wählen Sie die Vorteile des Klebens aus der folgenden Liste aus!

Es ist zur Verbindung von verschiedenartigsten Werkstoffen geeignet.

Die Lastübertragung ist gleichmäßig, es tritt keine Spannungskonzentration auf.

Es ist auch zur Auftragung einer verschleißfesten Schicht geeignet.

Es hat gute elektrische Isolationsfähigkeit, es ist beständig gegen chemische Wirkungen, bestreichbar und hat eine schall- und stoßdämpfende Wirkung.

Es verfügt über eine hohe spezifische Belastbarkeit.



7. Entscheiden Sie, ob die folgende Aussage richtig oder falsch ist? Markieren Sie die richtige Antwort!  
Klebeverbindungen werden je nach ihrer Gestaltung auf Scher-, Zug-, Biege- oder zusammengesetzte Beanspruchung geprüft.

Richtig    Falsch

8. Wählen Sie aus der folgenden Liste die für Klebeverbindungen zutreffenden Definitionen aus!

Bei der Anwendung von Klebeverbindungen ist die Biegebeanspruchung zu vermeiden, denn diese kann zur Ablösung der Plattenkanten führen.

Die Festigkeit von Klebeverbindungen wird durch die Beanspruchung nicht beeinflusst.

Die Festigkeit von Klebeverbindungen hängt nur vom Klebstoff ab.

Die richtige Gestaltung der Verbindung bedeutet, dass die geklebte Konstruktion einer Scherbeanspruchung ausgesetzt ist.

Bei der Gestaltung von Klebeverbindungen empfiehlt es sich die überlappende oder Laschenausführung in Richtung der Belastungskraft zu wählen.



# LEKTION 16

### 3.15. Modulabschluss

1. Markieren Sie von den folgenden Definitionen, die für Pressverbindungen charakteristischen!

Sie verursachen keine Exzentrizität.

Die Passflächen sind mit hoher Maßgenauigkeit und Überlappung zu erstellen.

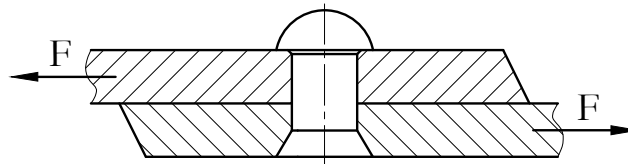
Die Gestaltung der Wellen ist einfach und kostengünstig.

Beide Bauteile sind auf ca. 300 °C zu erhitzen.

Nach dem Lösen und erneutem Zusammenbau erreicht die Qualität der Verbindung die ursprüngliche Verbindungsqualität nicht mehr.

In der Nut ist eine Nabe zu erstellen.

2. Schauen Sie sich die folgende Abbildung genau an, und beantworten Sie die Fragen!



Was für eine Nietverbindung wird in der Abbildung oben dargestellt?

Eine Überlappungsnietung.

Eine Laschennietung.

Wie viele Scherquerschnitte hat der Nietschaft?

Die Anzahl der Querschnitte des Nietschaftes beträgt:

3. Markieren Sie von den folgenden Aussagen, die für das Weichlöten zutreffenden!

Das Löten erfolgt bei einer Temperatur über 450 °C.

Die Arbeitstemperatur kann auch mit einem LötKolben erreicht werden.

Als Lotmaterial wird meistens eine Zinn-Blei-Legierung verwendet.

4. Markieren Sie von den folgenden Aussagen, die für Klebeverbindungen zutreffenden!

Bei einer Klebeverbindung ist die Lastübertragung viel gleichmäßiger als bei der Niet- oder Schweißverbindungen.

Durch Kleben können nur bestimmte Werkstoffe miteinander verbunden werden.

Klebeverbindungen haben eine schlechte elektrische Isolationsfähigkeit.

Klebeverbindungen haben eine gute elektrische Isolationsfähigkeit und sind auch gegen die chemischen Einwirkungen beständig.

Die Nachteile von Klebeverbindungen sind ihre geringe spezifische Belastbarkeit, sowie ihre Empfindlichkeit gegenüber thermischen Einwirkungen.

5. Wählen Sie aus der folgenden Liste die Merkmale des Pressschweißens aus!

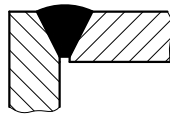
Die Oberflächen werden ohne Zusatzwerkstoffe miteinander verschweißt.

Eine in der Massenproduktion verwendete Variante dieses Verfahrens ist das elektrische Punkt- und Linienschweißen.

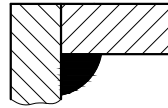
Zur Herstellung der Verbindung wird meistens ein Zusatzwerkstoff verwendet.

Die zum Erhitzen der zu verbindenden Oberflächen benötigte Wärmemenge wird durch Elektrizität, Ultraschall oder Reibung erzeugt.

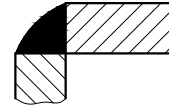
6. In der Abbildung unten werden verschiedene Arten von Eckverbindungen dargestellt. Für welche Verbindungsart trifft die folgende Aussage zu?



1



2



3

Die ..... ist teuer, die Einstellung der genauen Passung ist schwierig, deshalb ist diese Verbindung weniger zuverlässig und belastbar.

- 1) V-Nahtverbindung in Rinnenposition.
- 2) Verbindung mit Innenkehlnaht.
- 3) Verbindung mit Außenkehlnaht.

7. Vervollständigen Sie den folgenden Satz so, dass Sie eine richtige Aussage erhalten!  
 Senkrecht zueinander liegende Platten werden durch .....  
 und in der gleichen Ebene liegende Platten werden durch .....  
 miteinander verbunden.

- 1) Stumpfschweißnaht
- 2) Kehlnaht.

# MODUL IV

## Achsen und Wellen



# LEKTION 17

## 4. Achsen und Wellen

### Tätigkeit:

Lesen Sie das Skript bis zum Unterkapitel 4.4. Achten Sie während der Verarbeitung auf die Folgenden:

- Zählen Sie die Klassifizierungsmöglichkeiten von Achsen und Wellen auf.
- Beschreiben Sie die zu den einzelnen Gruppen gehörigen Achsen und Wellen.
- Beschreiben Sie die Werkstoffe von Achsen und Wellen.
- Identifizieren Sie in einer Abbildung einer Achse/Welle deren charakteristische Details.
- Ordnen Sie den einzelnen Wellenteilen deren Aufgaben zu.
- Erkennen Sie die typischen Details von Achsen und Wellen.

### Anforderungen:

Sie haben das Lernmaterial erfolgreich erlernt, wenn Sie:

- die Klassifizierungskriterien von Achsen und Wellen aus einer Liste auswählen können,
- die zu den einzelnen Gruppen gehörigen Achsen/Wellen aus einer Liste auswählen können,
- auf Grund von Abbildungen die verschiedenen Arten von Achsen/Wellen identifizieren können,
- die Werkstoffe von Achsen und Wellen aus einer Liste auswählen können,
- die wichtigsten Teile von Achsen/Wellen aus einer Liste auswählen können,
- auf Grund der Abbildung einer Achse/Welle den einzelnen Wellenteilen deren Benennungen zuordnen können,
- einem bestimmten Achsen-/Wellenteil dessen Aufgabe zuordnen können,
- auf Grund von Abbildungen die typischen Details von Achsen/Wellen identifizieren können.

Schlüsselwörter: Achse, Welle, gerade Welle, Formwelle, Vollwelle, Hohlwelle, steife Welle, Gelenkwelle und biegsame Welle, Endzapfen, Halszapfen, Vermittlungsglied, Körnerloch, Einstich, Wellenbund, Nut.

Achsen und Wellen bilden eine Gruppe von Maschinenelementen, die in fast allen, sich bewegenden Geräten zu finden sind.

Achsen und Wellen dienen zur Lagerung von bewegten Maschinenteilen und/oder beteiligen sich an der Drehmomentübertragung. Ihre Gestaltung kann stark variieren, sie haben aber auch Details, die in den meisten Achsen und Wellen vorkommen. Diese wurde genormt, so können ihre genauen Formen bzw. Abmessungen auf Grund von Normen oder Planungshilfen bestimmt werden.

## 4.1. Klassifizierung von Achsen und Wellen

Achsen und Wellen können nach verschiedenen Kriterien klassifiziert werden:

### 1. Nach Funktion:

- a) Die Achse bewegt sich nicht, nur die auf ihr montierten Maschinenbauteile führen eine umlaufende Bewegung. Zwischen der Achse und den darauf montierten Maschinenbauteilen besteht eine lose Verbindung (Abbildung 4.87 a)): Kraftfahrzeug.
- b) Die Welle und mit ihr auch das montierte Bauteil rotieren. Ihre Verbindung ist fest, die Welle überträgt ein Drehmoment. Dieser Fall kommt im Maschinenbau am häufigsten vor (Abbildung 4.87 b)): Hauptwellen von Verbrennungsmotoren, Getriebewellen von Werkzeugmaschinen.
- c) Die Achse dreht sich, überträgt jedoch kein Drehmoment. In diesem Fall gibt es zwischen der Achse und dem darauf montierten Maschinenbauteil ebenfalls eine feste Verbindung (Abbildung 4.87 c)): Wagonradachsen.



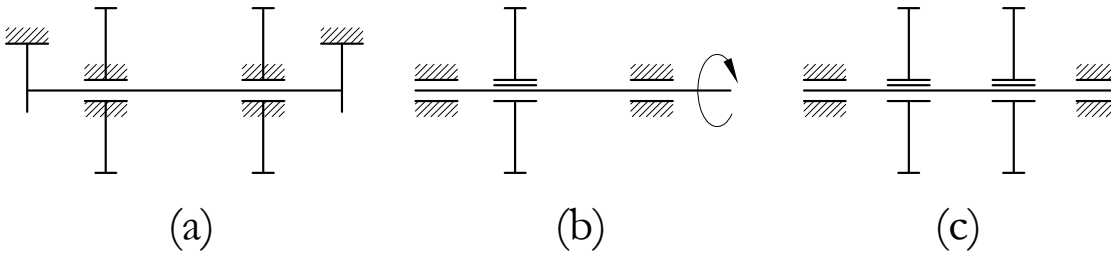


Abbildung 4.1: *Klassifizierung von Achsen und Wellen*

## 2. Nach Beanspruchung

- a) auf Biegung beanspruchte,
- b) auf Torsion beanspruchte,
- a) gleichzeitig auf Biegung und Torsion beanspruchte Achsen und Wellen.

## 3. Nach Form

- a) mit gerader Mittellinie (Abbildung 4.88),
- b) Formwellen – Achsen/Wellen mit ungerader Mittellinie (Abbildung 4.88).



Abbildung 4.2: Achsen/Wellen mit gerader Mittellinie, Kurbelwelle

#### 4. Nach Querschnitt

- a) Vollwellen (Abbildung 4.89),
- b) Hohlwellen (Abbildung 4.90).



Abbildung 4.3: Vollwelle ([Internetadresse](#))

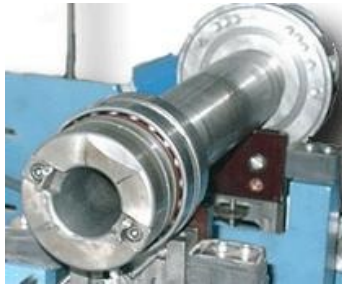


Abbildung 4.4: Rohrwelle ([Internetadresse](#))

## 5. Nach Mechanismus

- a) steife Wellen, die während des Betriebes weder in Längs- noch in Querrichtung ausweichen dürfen (Abbildung 4.94),
- b) Gelenkwellen zur Herstellung einer Verbindung zwischen zwei nichtfluchtenden Wellen (Abbildung 4.91),
- c) biegsame oder flexible Wellen, die während des Betriebes gebogen werden können.



Abbildung 4.5: Gelenkwelle

Biegsame Wellen werden hauptsächlich zur Verbindung von Konstruktionen verwendet, deren relative Position nicht konstant ist (zum Antrieb von kleineren Handwerkzeugen, Instrumenten usw.). Die flexible Welle ist im Wesentlichen eine mehrlagige Stahldrahtlitze, in der jede Lage eine entgegengesetzte Schlagrichtung hat. Diese Litze wird in einem mehrschichtigen Schutzschlauch untergebracht, der das Eindringen von Verunreinigungen verhindert und die Auffüllung der Lücke zwischen der Welle und des äußeren Umschlags mit Schmierfett ermöglicht.

Da die Drähte, aus denen sich die Litze der Welle zusammensetzt, nur zur Aufnahme einer Zugbeanspruchung geeignet sind und nur die äußerste Schicht in bedeutendem Maße belastbar ist, kann die biegsame Welle nur in einem bestimmten Drehsinn verwendet werden.

## 4.2. Gestaltung von Achsen und Wellen

Einfachere Wellen haben überall den gleichen Durchmesser, nur die Enden werden mit einem kleineren Durchmesser zur Auflage des Lagers gestaltet.

Die Achsen und Wellen von Maschinen werden jedoch im Allgemeinen wegen der verschiedenen montierten und verbundenen Bauteilen mit stufenweisen, variablen Querschnitten konstruiert.

Abbildung 4.92 zeigt die Gestaltung einer Welle mit den Benennungen ihrer Hauptteile. So wird der am Ende der Welle, im Lager liegende Teil Wellenendzapfen genannt. Der Teil, der in einem auf der Welle mittig montierten Lager sitzt, heißt Halszapfen. Der mit dem Antrieb verbundene Teil der Welle wird Anschlusszapfen, während der Teil zwischen den beiden oder mehreren Lagern heißt Vermittlungsglied. (An diesem Teil wird z.B. das Zahnrad, das Schneckenrad oder die Scheibe montiert.)

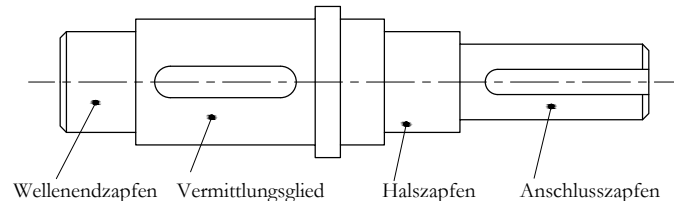


Abbildung 4.6: Die Hauptteile einer Welle

Der Querschnitt der Achse hat nur an der Stelle des rotierenden Bauteiles eine kreisrunde Form zu haben, die übrigen Teile können von beliebiger Gestaltung sein.

Die Form von Wellenzapfen kann zylindrisch, konisch oder kugelförmig sein, wie das in Abbildung 4.93 ersichtlich ist.

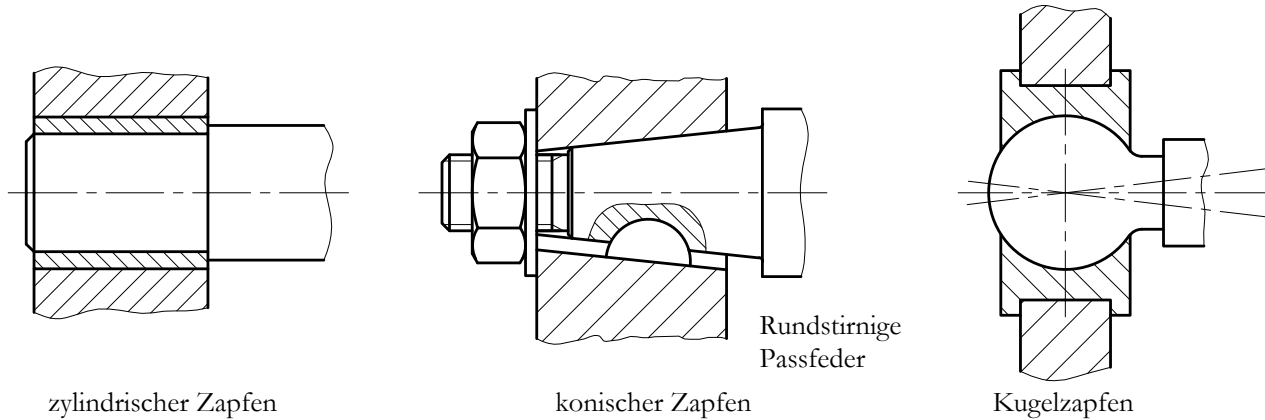


Abbildung 4.7: Wellenzapfen

Die Zapfen werden in der Regel, um die Reibung zu reduzieren, geschliffen ( $R_a = 0,8 \dots 1,6 \mu\text{m}$ ). Ihre Oberflächen werden gehärtet, damit sie verschleißfest werden.

Die Durchmesser von Wellenzapfen sind nicht frei wählbar, aus fertigungstechnologischen und messtechnischen Gründen können nur die in den Standards vorgeschriebenen Durchmesser verwendet werden.

Abbildung 4.94 zeigt eine montierte Welle. Im Vermittlungsglied wird auch eine Passfeder dargestellt, mit der das Schneckenrad an die Welle befestigt wird.

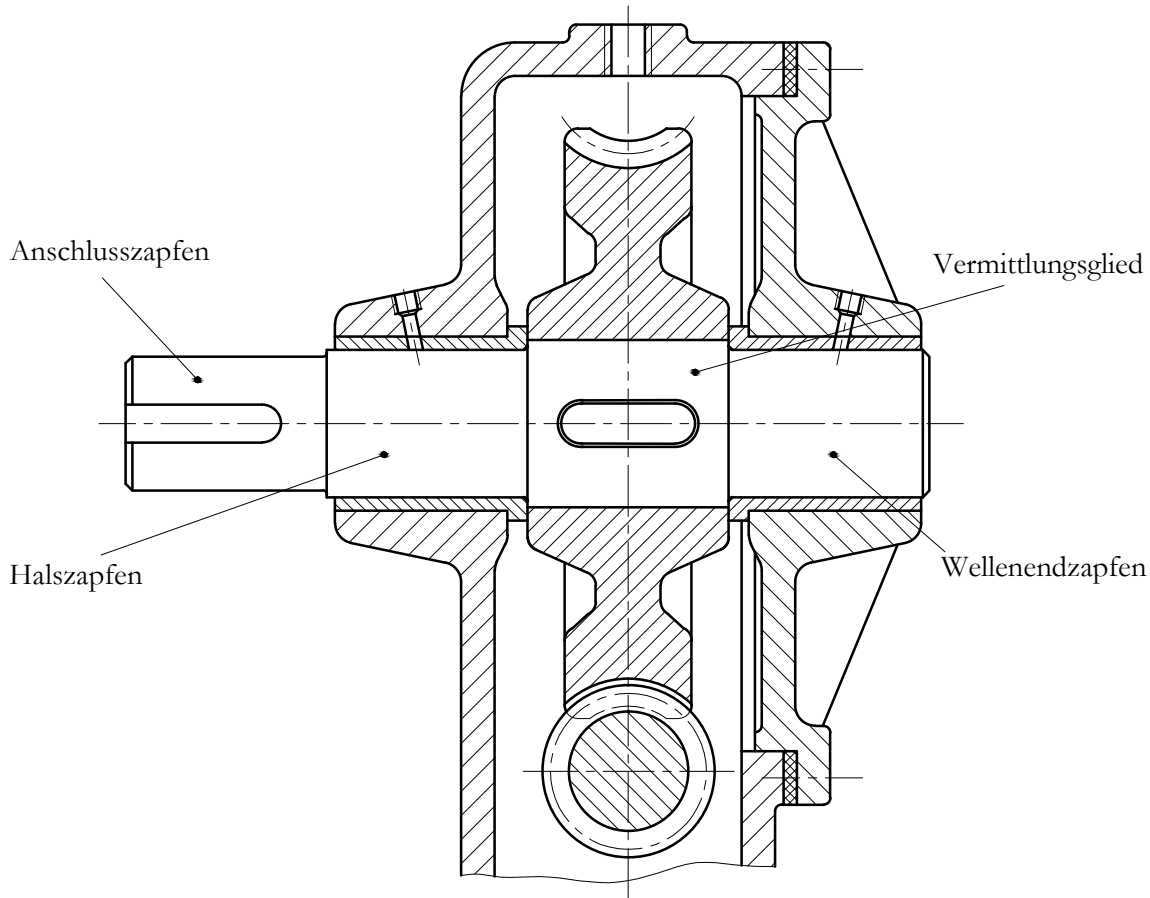


Abbildung 4.8: Welle mit montierten Bauteilen

### 4.2.1. Charakteristische Details von Achsen und Wellen

Bei der Herstellung werden zur Lagerung sowie als Basisfläche (Orientierung) zur Einspannung der Welle/Achse Körnerlöcher verwendet.

Körnerlöcher haben drei Standardtypen (Abbildung 4.95):

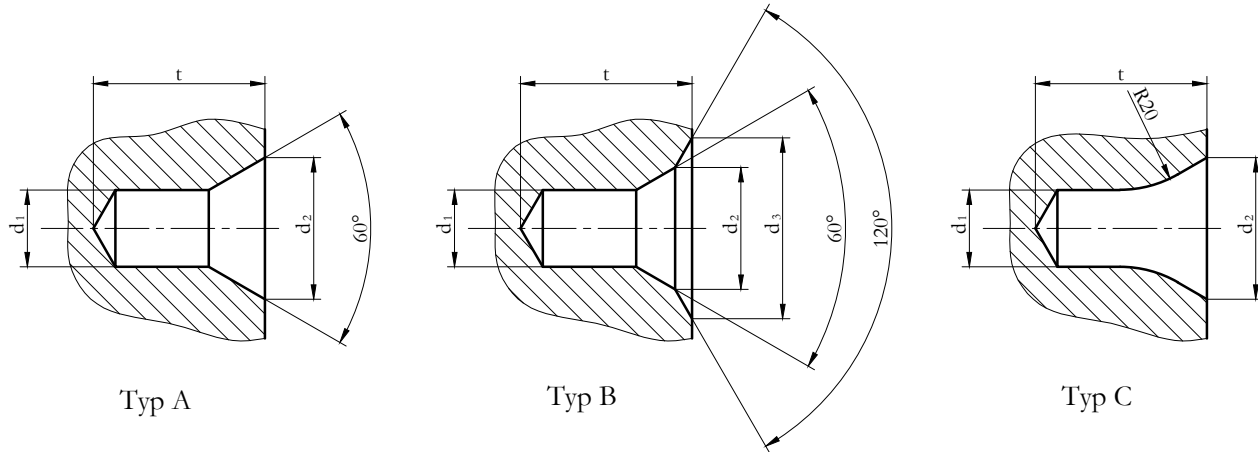


Abbildung 4.9: Körnerlöcher

Diese müssen in den Zeichnungen in der Regel nicht realistisch gezeichnet sein, es genügt vereinfachte Abmessungen zur Kennzeichnung anzugeben.

Z.B. ein Körnerloch Typ „A“ der Größe  $d_1 = 2$  mm wird wie folgt gekennzeichnet:

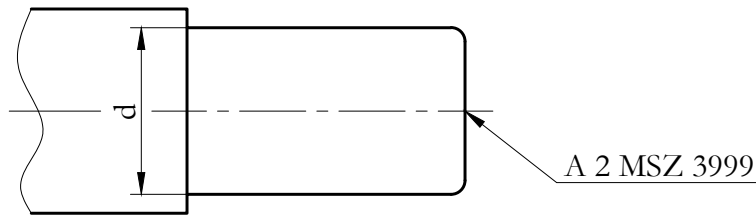


Abbildung 4.10: Kennzeichnung eines Körnerlochs

Ein häufig verwendetes Befestigungselement auf den Wellen ist der Befestigungsring, zu dessen Anbringung (wie zuvor beschrieben) ein Einstich mit Standardabmessungen zu erstellen ist (Abbildung 4.97).

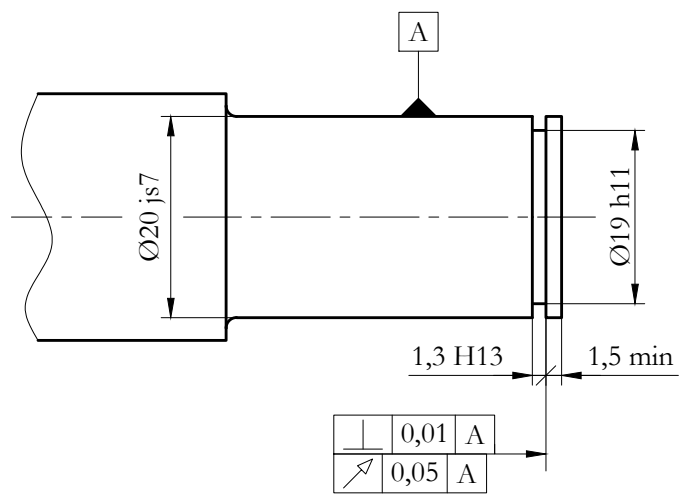


Abbildung 4.11: Einstich für einen äußeren Befestigungsring



Die drehmomentübertragenden Elemente werden in der Regel durch eine Keil- oder Passfederverbindung mit der Welle verbunden. Die dazu erforderlichen Nuten werden mit einem Finger- oder Scheibenfräser ausgearbeitet. Die Abmessungen und Toleranzen von Nuten können je nach dem Wellendurchmesser auf Grund von Standards oder aus technischen Tabellen ermittelt werden.

Zu den typischen Details von Wellen gehören auch die für Werkzeugausläufe erstellten Nuten und Einstiche. Die genaue Form dieser Elemente kann in vergrößerten Ausschnitten dargestellt werden. Die ausführliche Darstellung und die Angabe von Abmessungen kann vermieden werden, indem man sich auf die Standards für Werkzeugausläufe bezieht.

Zum Beispiel: Die genaue Form sowie die Abmessungen der Nut hinter dem Gewinde sind im Standard MSZ 224 (ungarischer Standard) enthalten (Abbildung 4.98).

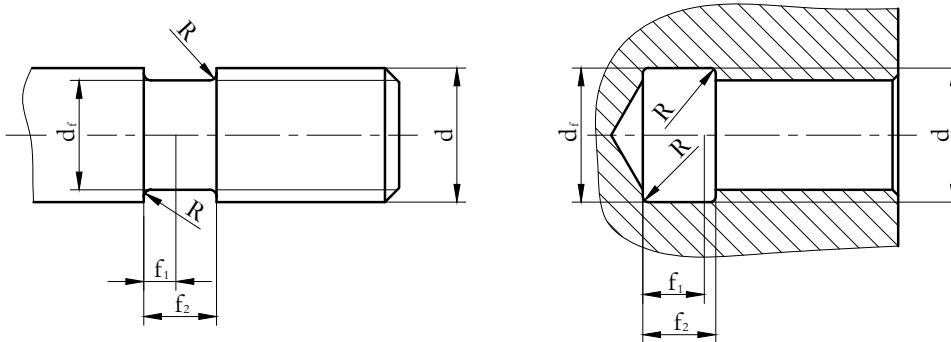


Abbildung 4.12: *Werkzeugausläufe*

Detaillierte Anleitungen für die Gestaltung von Abrundungen, Einstichen und Abstumpfungen bei Wellenbunden sind im Standard MSZ 14452 (ungarischer Standard) enthalten.

Bei den freien und tragenden Wellenbunden werden oft sog. „L“-förmige Einstiche verwendet (Abbildung 4.99):

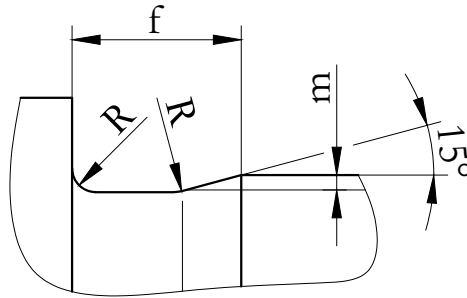


Abbildung 4.13: „L“-förmiger Einstich an einer Welle

### 4.3. Die Werkstoffe von Achsen und Wellen

Wellen und Achsen werden meistens aus Stahl, in Ausnahmefällen, wie z. B. bei komplexen Wellen auch aus hochfestem Sphäroguss hergestellt. Neben den Baustählen werden häufig Vergütungsstähle oder - wenn eine hohe Verschleißfestigkeit gefordert ist - Einsatzstähle verwendet.

Von den Baustählen werden am häufigsten die mit S 275 JR, S 275 J0 und E 295 gekennzeichneten Qualitäten eingesetzt.

Die Verschleißfestigkeit der Oberflächen von Vergütungsstählen kann durch Oberflächenhärtung (Induktions- oder Flammhärtung) erhöht werden.

Von den Einsatzstählen sind besonders die mit C10 und C15 gekennzeichneten, bei erhöhten Qualitätsanforderungen die verschiedenen Chrom-Molibden- und Chrom-Mangan-Stähle verwendbar.

Die Oberflächenhärte von Wellenzapfen kann über die verschiedenen Wärmebehandlungsverfahren hinaus durch Nitrierhärtung, Hartverchromung, Auftragsschweißen oder Metallspritzen deutlich erhöht werden.



## 4.4. Kontrollfragen und Übungen

1. Wählen Sie von den folgenden Kriterien diejenige aus, die sich für die Gruppierung der Achsen und Wellen eignen!
  - Laufrichtung,
  - Funktion,
  - Farbe,
  - Mechanismus,
  - Querschnitt,
  - Beanspruchung,
  - Größe,
  - Werkstoffqualität,
  - Form.
2. Welche Arten von Achsen/Wellen kennen Sie ihrem Mechanismus nach? Wählen Sie sie aus der folgenden Liste aus!
  - feststehende Achsen
  - umlaufende und zugleich drehmomentübertragende Wellen
  - steife Wellen
  - Gelenkwellen
  - umlaufende aber kein Drehmoment übertragende Achsen
  - biegsame Wellen

3. Für welche Gruppe sind die folgenden Merkmale wichtig? Wählen Sie es aus der Liste aus!  
Das Verhältnis zwischen der Welle und des angeschlossenen Bauteils, ihre Bewegung.

Mechanismus

Funktion

Beanspruchung

4. Für welche Bauteile ist es charakteristisch, dass sie ein Drehmoment übertragen? Markieren Sie die entsprechende Antwort!

für Achsen

für Wellen

sowohl für Achsen als auch für Wellen

5. Ordnen Sie die folgenden Benennungen von Achsen/Wellen deren Abbildungen zu!

Kurbelwelle

angesetzte Welle

Kardanwelle

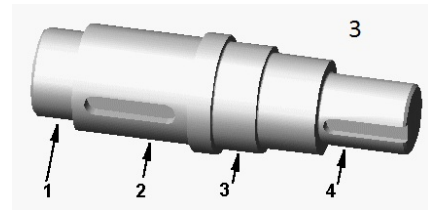
1



2



3



6. Markieren Sie in der folgenden Liste die Werkstoffe, von denen Achsen/Wellen hergestellt werden!

legierter Werkzeugstahl

unlegierter Werkzeugstahl

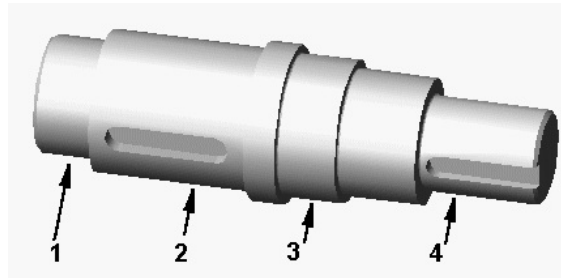
legierter Baustahl

unlegierter Baustahl

Kunststoff

Gusseisen

7. In der Abbildung unten sind die einzelnen Wellenteile nummeriert. Schreiben Sie diese Zahlen jeweils in die richtigen Kästchen!



In der obigen Abbildung ist der Halszapfen mit Pfeil Nr. .... gekennzeichnet.

Das Vermittlungsglied wird mit Pfeil Nr. .... gekennzeichnet.

Der Anschlusszapfen wird mit Pfeil Nr. .... gekennzeichnet.

Der Wellenendzapfen wird mit Pfeil Nr. .... gekennzeichnet.

8. Welche Aufgaben hat der Anschlusszapfen der Welle? Markieren Sie die richtige Antwort!

Er dient zur Lagerung der Welle.

Über diesen wird die Welle angetrieben.

Mit diesem ist das Bauteil verbunden, über das die Welle den Antrieb überträgt.

9. Markieren Sie von den folgenden Aussagen die für biegsame Wellen zutreffenden!

Biegsame Wellen werden aus Stahlband hergestellt.

Jede Lage der Stahldrahtlitzen hat eine entgegengesetzte Schlagrichtung.

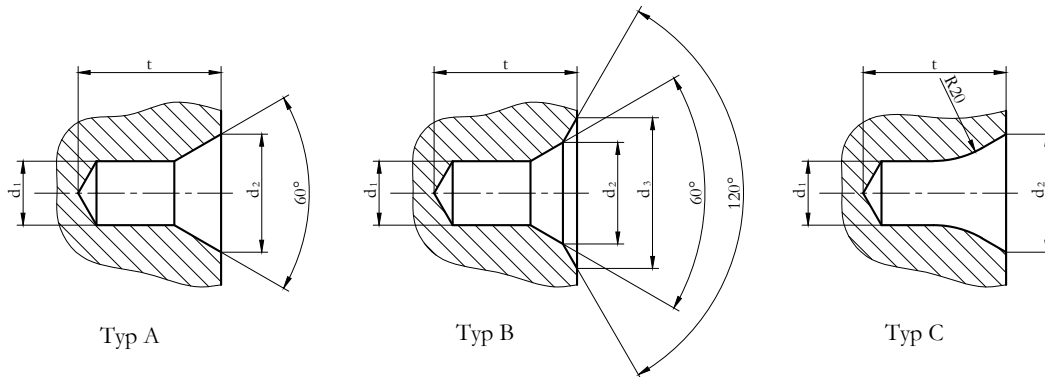
Biegsame Wellen übertragen keine Leistung.

Ihre Laufrichtung kann beliebig sein.

Biegsame Wellen sind in der Regel tragende Wellen.

10. Welcher Teil der Achse/Welle wird in der folgenden Abbildung in verschiedenen Konstruktionen dargestellt?

Markieren Sie die richtige Antwort!



Wellenende  
Stelle des Befestigungsringes  
Körnerloch



# LEKTION 18



## Tätigkeit:

Lesen Sie das Skript bis zum Unterkapitel 4.7. Achten Sie während der Verarbeitung auf die Folgenden:

- Welche Kenntnisse sind zur Bemaßung einer bestimmten Achse/Welle erforderlich?
- Formulieren Sie das Wesentliche der in der Praxis verwendeten Methode zur Bemaßung einer Achse/Welle.
- Lernen Sie die praktischen Zusammenhänge für die zulässigen Spannungen.
- Lernen Sie den Zusammenhang zur Bestimmung der statischen Druck- und Zugspannung!
- Lernen Sie den Zusammenhang zur Bestimmung der bei einer statischen Scherbeanspruchung auftretenden Spannung.
- Lernen Sie den Zusammenhang zur Bestimmung der bei einer statischen Biegebeanspruchung auftretenden Biegespannung.
- Lernen Sie die Berechnung der Querschnittsfaktoren, die zur Bestimmung der Biegespannung bei einem Vollstab und einem Rohr erforderlich sind.
- Lernen Sie den Zusammenhang zur Bestimmung des resultierenden Biegemoments bei einer Beanspruchung aus mehreren Richtungen.
- Lernen Sie den Zusammenhang zur Bestimmung der Torsionsspannung, die infolge der statischen Torsionsbeanspruchung auftritt.
- Lernen Sie die Berechnung der polaren Querschnittsfaktoren, die zur Bestimmung der Torsionsspannung bei einem Vollstab und einem Rohr erforderlich sind.
- Lernen Sie die Zusammenhänge zur Bestimmung der reduzierten Spannung, die zur Bemaßung der gleichzeitig auf Biegung und Torsion beanspruchten Wellen erforderlich ist.
- Zählen Sie die Schritte der Bemaßung von Achsen/Wellen auf.
- Interpretieren Sie den Begriff des zu bemaßenden Querschnittes bei einer Welle.

## Anforderungen:

Sie haben das Lernmaterial erfolgreich erlernt, wenn Sie:

- die zur Bemaßung von Achsen/Wellen erforderlichen Informationen aus einer Liste auswählen können,
- die in der Praxis verwendete Bemaßungsmethode aus einer Liste von Beschreibungen auswählen können,
- die praktischen Gleichungen zur Bestimmung von zulässigen Spannungen aus einer Liste von Zusammenhängen auswählen können,
- den Zusammenhang zur Bestimmung der statischen Druck- und Zugspannung aus einer Liste auswählen können,
- den Zusammenhang zur Bestimmung der statischen Scherspannung aus einer Liste auswählen können,
- den Zusammenhang zur Bestimmung der statischen Biegespannung aus einer Liste von Zusammenhängen auswählen können,
- die Formel für den Querschnittsfaktor bei einem Vollstab aus einer Liste auswählen können,
- die Formel für den Querschnittsfaktor bei einer Rohrwelle aus einer Liste auswählen können,
- die Formel für das resultierende Biegemoment aus einer Liste auswählen können,
- den Zusammenhang zur Bestimmung der statischen Torsionsspannung aus einer Liste auswählen können,
- die Formel für den polaren Querschnittsfaktor bei einer Vollwelle aus einer Liste auswählen können,
- die Formel für den polaren Querschnittsfaktor bei einer Rohrwelle aus einer Liste auswählen können,
- die Formel für die reduzierte Spannung nach H-M-H und Mohr aus einer Liste auswählen können,
- die Schritte für die Bemaßung bzw. Prüfung von Wellen/Achsen aus einer Liste auswählen können.

Schlüsselwörter: statische Beanspruchung, ständig wiederholte Belastung, reduzierte Spannung, zu bemaßen-der Querschnitt.

## 4.5. Bemaßung von Achsen/Wellen

In den Achsen und Wellen entstehen unter der Wirkung von äußeren Beanspruchungen Spannungen und Verformungen. Die ersteren können zum Bruch und die letzteren zu fehlerhaften Verbindungen mit den angeschlossenen Bauteilen führen. Darüber hinaus, da die Wellen/Achsen und die damit verbundenen Bauteile ein schwingendes System bilden, können während des Betriebs schädliche Vibrationen auftreten. Deshalb wird in der Regel eine Bemaßung auf Grund der Spannungen und der Verformung, sowie eine Prüfung auf Grund von Vibrationen durchgeführt.

Achsen und Wellen sind neben dem nicht signifikanten Zug und Druck meistens Beanspruchungen wie z. B. Scherung, statischer oder wechselnder Biegung, statischer oder pulsierender Torsion, sowie sich ständig wiederholenden, zusammengesetzten Beanspruchungen ausgesetzt. Bei statischen Beanspruchungen ist die Bemaßung von Achsen und Wellen kein Problem, aber die Abmessungen von Achsen/Wellen unter sich ständig wiederholender, zusammengesetzter Beanspruchung können im Voraus nur annähernd festgestellt und die endgültigen Abmessungen nur auf Grund von Kontrollberechnungen bestimmt werden.

Zur Bemaßung von Achsen und Wellen muss man den räumlichen und zeitlichen Ablauf der auf sie einwirkenden Kräfte kennen. Die zeitliche Veränderung der Belastung kann deterministisch sein, wenn die Last-Zeit-Funktion mit einer eindeutigen mathematischen Formel angegeben werden kann, und stochastisch, wenn eine Belastung aus der Vergangenheit den aktuellen Wert nicht determiniert, sondern höchstens nur dessen Wahrscheinlichkeitsverteilung beeinflusst.

Seltene Spitzenbelastungen, die die Ermüdungsgrenze noch nicht wesentlich reduzieren, werden in der Praxis als zeitlich konstante Belastungen angesehen und auf Grund von statischen Werkstoffmerkmalen bemessen. Die zeitliche Veränderung der Belastung, bzw. deren Ermüdungsauswirkungen werden unter Anwendung von sog. Betriebsfaktoren berücksichtigt.

Die Hauptabmessungen von Achsen und Wellen können auf Grund ihres Eigengewichtes, der Belastung und der Qualität des verwendeten Werkstoffes bestimmt werden. Zulässige Spannungen für Werkstoffe mit einer in der Praxis akzeptablen Näherung:

$$\sigma_{zul} = (0,25 - 0,4)R_{eH} \quad \text{und} \quad (4.1)$$

$$\tau_{zul} = \frac{\sigma_{zul}}{2} \quad (4.2)$$

Wie bereits erwähnt, können die möglichen Beanspruchungen Zug, Druck, Scherung, Biegung, Torsion oder deren Kombinationen sein. Die auftretende Spannung kann auf Grund der Zusammenhänge der elementaren Festigkeitslehre ermittelt werden. Bei zusammengesetzten Beanspruchungen kann die reduzierte Spannung nach den Theorien von Mohr oder H-M-H (Huber-Mises-Hencky) berechnet werden.

In der technischen Praxis werden oft Rohrwellen eingesetzt, so wird bei deren Bemaßung das Durchmesser Verhältnis eingeführt:

$$a = \frac{d}{D} \quad (4.3)$$

wobei:

- D: der Außendurchmesser der Rohrwellen,
- d: der Innendurchmesser der Rohrwellen ist.

Die grundlegenden Zusammenhänge und Schritte für die verschiedenen Belastungsfälle sind die folgenden:

1) Statische Zug- oder Druckbeanspruchung:

$$\sigma = \frac{F}{A} \leq \sigma_{zul} \quad (4.4)$$

Bestimmung des Durchmessers:

bei Vollwellen:

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot F}{\sigma_{zul} \cdot \pi}} \quad (4.5)$$

bei Rohrwellen:

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot F}{\sigma_{zul} \cdot \pi \cdot (1 - a^2)}} \quad (4.6)$$

2) Statische Scherbeanspruchung:

$$\tau = \frac{F}{A} \leq \tau_{zul} \quad (4.7)$$

Bestimmung des Durchmessers:

bei Vollwellen:

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot F}{\tau_{zul} \cdot \pi}} \quad (4.8)$$

bei Rohrwellen:

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot F}{\tau_{zul} \cdot \pi \cdot (1 - a^2)}} \quad (4.9)$$

3) Statische Biegebeanspruchung:

a) die Navier-Formel:

$$\sigma = \frac{M_h}{K} \leq \sigma_{zul} \quad (4.10)$$

b) der Querschnittsfaktor:

$$K_{Stab} = \frac{d^3 \cdot \pi}{32} \quad (4.11)$$

$$K_{Rohr} = \frac{(d^4 - d_b^4) \cdot \pi}{32 \cdot d} \quad (4.12)$$

c) das resultierende Biegemoment:

$$M_h = \sqrt{M_{hI}^2 + M_{hII}^2} \quad (4.13)$$

d) Bestimmung des Durchmessers:

bei Vollwellen:

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_h}{\sigma_{zul} \cdot \pi}} \quad (4.14)$$

bei Rohrwellen:

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_h}{\sigma_{zul} \cdot \pi \cdot (1 - a^4)}} \quad (4.15)$$

#### 4) Statische Torsionsbeanspruchung:

a) Bestimmung der auftretenden Spannung:

$$\tau = \frac{M_T}{K_p} \leq \tau_{zul} \quad \text{wobei:} \quad M_T = \frac{P}{\omega} \quad (4.16)$$

b) der polare Querschnittsfaktor:

$$K_p \text{ Stab} = \frac{d^3 \cdot \pi}{16} \quad (4.17)$$

$$K_p \text{ Rohr} = \frac{\pi \cdot (D^4 - d^4)}{16 \cdot D} \quad (4.18)$$

c) Bestimmung des Durchmessers:

bei Vollwellen:

$$d = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot P}{\pi \cdot \omega \cdot \tau_{zul}}} \cong \sqrt[3]{\frac{5 \cdot P}{\omega \cdot \tau_{zul}}} \quad (4.19)$$

bei Rohrwellen:

$$d = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot P}{\tau_{zul} \cdot \pi \cdot \omega \cdot (1 - a^4)}} \quad (4.20)$$

## 5) Bemaßung auf zusammengesetzte Beanspruchungen:

Die Bemaßung von Wellen mit gleichzeitiger Biege- und Torsionsbelastung wird unter Verwendung der oben bekannt gegebenen Grundsätze, auf Grund der Bestimmung der reduzierten Spannung durchgeführt.

Reduzierte Spannung nach der Theorie von H-M-H:

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma^2 + 3 \cdot \tau^2} \leq \sigma_{zul} \quad (4.21)$$

Reduzierte Spannung nach der Theorie von Mohr:

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma^2 + 4 \cdot \tau^2} \leq \sigma_{zul} \quad (4.22)$$

Auf Grund der bekannten Zusammenhänge kann ein vorläufiger Entwurf erstellt und die wichtigsten Abmessungen definiert werden. Nach der detaillierten Konstruktion der Welle kann die endgültige Festigkeitsprüfung durchgeführt werden, die eine Prüfung auf Ermüdung bedeutet.

Der Grundsatz der Prüfung auf Ermüdung besteht darin, dass die in der Welle auftretende, sich wiederholende Spannung die von der Art der Beanspruchung, der Form, der Größe und der Oberflächenbehandlung der Welle sowie den Betriebsbedingungen abhängige Ermüdungsgrenze nicht erreichen darf.

Die Art der Beanspruchung wird berücksichtigt, indem man das für die bestimmte Beanspruchung und den Werkstoff aufgenommene Smith-Diagramm verwendet.

Die Oberflächen von Wellen werden durch Nuten, Einstichen und Querschnittsänderungen verschiedener Form unterbrochen. An diesen Stellen kann sogar das Mehrfache der Nennspannung auftreten, deshalb besteht hier die größte Gefahr eines Ermüdungsbruchs.

Über die Berücksichtigung der Spitzenspannungen hinaus ist es auch sehr wichtig zu wissen, dass extreme Betriebsbedingungen, z.B. hohe Temperaturen oder korrosive Wirkungen die Ermüdungsgrenze weiter reduzieren. Die Ermüdungsgrenze wird auch durch die Fertigungstechnologie der Welle wesentlich beeinflusst. Die Kaltverformung, das Schmieden und die Wärmebehandlung werden nämlich durch spezifische Gefügeänderungen begleitet, die auch die Festigkeitseigenschaften beeinflussen.

Bei der Bemaßung oder Prüfung von Wellen auf Ermüdungsgrenzspannung sind also zahlreiche Faktoren und Wirkungen zu berücksichtigen.

Zusammengefasst sind die notwendigen Prüfungsschritte die folgenden:

- Für die auf Grund der Daten des vorläufigen Entwurfs konstruierten Achsen/Wellen werden Beanspruchungszeichnungen erstellt und die Stellen gekennzeichnet, für die eine Prüfung durchgeführt werden muss (die Bereiche der maximalen Beanspruchung und der Querschnittsänderungen).
- Im gekennzeichneten Querschnitt werden der Form- oder der Nutfaktor, sowie der Größen- und der Oberflächenfaktor festgelegt.
- In den geprüften Querschnitten werden die Mittelspannung und die Spannungsamplitude berechnet.
- Bestimmung der Ermüdungsgrenzspannung aus dem Smith-Diagramm ( $\sigma_m$ ).



- Der Gesamtwert der Mittelspannung und der hinzugerechneten Spannungsamplitude muss innerhalb des Smith-Sicherheitsbereiches bleiben.
- Die sich aus dem Diagramm ergebende Grenzspannung ( $\sigma_f$ ) wird um den Größen- bzw. den Oberflächenqualitätsfaktor reduziert, und die maximal auftretende Spannung ( $\sigma_{max}$ ) um den Nutfaktor erhöht.
- Der Quotient der modifizierten Grenzspannung und der maximal auftretenden Spannung ist der Sicherheitsfaktor  $n$ , dessen empfohlener Wert im Bereich 1,5 ... 2,0 liegt.

Bei der Festlegung des Sicherheitsfaktors für genutete Wellenzapfen wird anstelle der tatsächlichen Größe mit dem um die Tiefe der Nut reduzierten Wellendurchmesser kalkuliert (Abbildung 4.100).

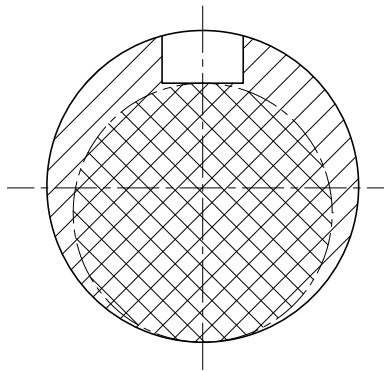


Abbildung 4.14: Der zu bemessende Wellenquerschnitt

## 4.6. Übungsaufgaben

**Aufgabe 4.1** Eine Rohrwelle überträgt eine Leistung von 47 kW bei einer Drehzahl von 10 1/s. Die zulässigen Spannungen für den Werkstoff der Welle sind  $\tau_{zul} = 17,5 \frac{N}{mm^2}$ ,  $\sigma_{zul} = 50 \frac{N}{mm^2}$ . Das Durchmesser Verhältnis beträgt:  $d/D = 0,75$

- Bestimmen Sie die Wellendurchmesser!
- Prüfen Sie die Welle, wenn sie zusätzlich durch ein Biegemoment von  $M_h = 700 \text{ Nm}$  belastet wird!

Lösung:

$$\tau = \frac{M_t}{K_p} \leq \tau_{zul}$$

$$M_t = \frac{P}{\omega} = \frac{P}{2 \cdot \pi \cdot n} = \frac{47 \cdot 10^3}{2 \cdot \pi \cdot 10} = 748,4 \text{ Nm}$$

$$K_p = \frac{M_t}{\tau_{zul}} = \frac{748,4 \cdot 10^3}{17,5} = 42766,15 \text{ mm}^3$$

$$K_p = \frac{D^3 \cdot \pi}{16} \cdot \left[ 1 - \left( \frac{d}{D} \right)^4 \right]$$

$$D = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot K_p}{\pi \cdot \left[ 1 - \left( \frac{d}{D} \right)^4 \right]}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 42766,15}{\pi \cdot [1 - (0,75)^4]}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 42766,15}{\pi \cdot [1 - 0,3164]}} = \sqrt[3]{\frac{684258,4}{2,1465}} = \sqrt[3]{318778,06} = 68,338 \text{ mm}$$

$$d = D \cdot \frac{d}{D} = 68,338 \cdot 0,75 = 51,254 \text{ mm}$$

Prüfung auf zusammengesetzte Beanspruchung (auch Biegung):

$$\sigma_{Bieg} = \frac{M_h}{K}$$

$$K = \frac{D^3 \cdot \pi}{32} \cdot \left[ 1 - \left( \frac{d}{D} \right)^4 \right]$$

$$K = 21392,1 \text{ mm}^3$$

$$\sigma_{Bieg} = \frac{M_h}{K} = \frac{700 \cdot 10^3}{21393,1} = 32,74 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma^2 + 3 \cdot \tau^2} = \sqrt{32,74^2 + 3 \cdot 17,5^2} = \sqrt{1071,91 + 918,75} = \sqrt{1990,66} = 44,62 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

oder:

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma^2 + 4 \cdot \tau^2} = \sqrt{32,74^2 + 4 \cdot 17,5^2} = \sqrt{1071,91 + 1225} = \sqrt{2296,91} = 47,93 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\sigma_{red} \leq \sigma_{zul} = 50 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Die Welle ist also auch für eine zusammengesetzte Beanspruchung geeignet.

**Aufgabe 4.2** Prüfen Sie eine sich drehende Rohrachse auf Festigkeit, wenn folgende Daten gegeben sind!

- $P=100 \text{ kW}$
- $D=80 \text{ mm}$
- $v=10 \text{ mm}$  (Wandstärke)
- $n=12 \text{ 1/sec}$
- $\tau_{zul}=27 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$

Lösung:

$$d = D - 2 \cdot v = 80 - 2 \cdot 10 = 60 \text{ mm}$$

$$\frac{d}{D} = \frac{60}{80} = 0,75$$

$$M_t = \frac{P}{\omega} = \frac{P}{2 \cdot \pi \cdot n} = \frac{100 \cdot 10^3}{2 \cdot \pi \cdot 12} = 1326,96 \text{ Nm}$$

$$K_p = \frac{D^3 \cdot \pi}{16} \cdot \left[ 1 - \left( \frac{d}{D} \right)^4 \right] = \frac{80^3 \cdot \pi}{16} \cdot [1 - 0,75^4] = 6,869 \cdot 10^4 \text{ mm}^3$$

$$\tau = \frac{M_t}{K_p} = \frac{1326,96 \cdot 10^3}{6,869 \cdot 10^4} = 19,32 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\tau = 19,32 \text{ MPa} \leq \tau_{zul} = 27 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Somit ist die gegebene Welle geeignet!

Wie groß sollte der Durchmesser einer Vollwelle sein, mit dem die gegebene Rohrwelle bei gleicher Beanspruchung ersetzt werden könnte?

Bestimmung der Abmessungen der Vollwelle:

$$d = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_t}{\tau_{entst} \cdot \pi}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 1326,96 \cdot 10^3}{19,32 \cdot \pi}} = \sqrt[3]{349978,2} = 70,47 \text{ mm}$$



## 4.7. Kontrollfragen und Aufgaben

1. Wählen Sie aus der folgenden Liste die für die Bemaßung von Wellen zutreffende Aussage aus!

Zur Bemaßung von Wellen müssen die augenblicklichen Belastungen bekannt sein.

Zur Bemaßung von Wellen müssen die Belastungsgrößen aus der Vergangenheit bekannt sein.

Zur Bemaßung von Wellen muss der räumliche und zeitliche Verlauf der auf sie wirkenden Kräfte bekannt sein.

2. Entscheiden Sie, ob die folgenden Aussagen über die Bemaßung von Wellen richtig oder falsch sind!

Heute werden die Bemaßungen in der Praxis auf Grund der deterministischen Belastungen durchgeführt.

Ja    Nein

Heute werden die Bemaßungen in der Praxis auf Grund von statischen Werkstoffeigenschaften durchgeführt, indem man die die Ermüdungsgrenze noch nicht signifikant reduzierenden, seltenen Spitzenbelastungen als zeitlich konstante Belastungen berücksichtigt.

Ja    Nein

Heute werden die Bemaßungen in der Praxis auf Grund von statischen Werkstoffeigenschaften durchgeführt, indem man die die Ermüdungsgrenze reduzierenden Spitzenbelastungen nicht berücksichtigt.

Ja    Nein

Heute wird die Bemaßung von Wellen in der Praxis auf Grund von stochastischen Beanspruchungen durchgeführt.

Ja    Nein

Die zeitliche Veränderung der Belastung bzw. deren Ermüdungsauswirkungen werden durch die Anwendung von sog. Betriebsfaktoren berücksichtigt.

Ja    Nein

3. Welche der folgenden Zusammenhänge ist zur Bestimmung der zulässigen Spannungen mit einer in der Praxis akzeptierten Näherung geeignet?

Markieren Sie die richtige Antwort!

$$\sigma_{zul} = (0,25 - 0,4) \cdot R_{EH}$$

$$\sigma_{zul} = (0,25 - 0,4) \cdot R_m$$

Markieren Sie die richtige Antwort!

$$\tau_{zul} = \sigma_{zul}/3$$

$$\tau_{zul} = \sigma_{zul}/2$$

4. Mit den folgenden Zusammenhängen können Spannungen bestimmt werden, die durch verschiedene Beanspruchungen verursacht werden. Ordnen Sie die einzelnen Beanspruchungen den Zusammenhängen zur Bestimmung der durch sie auftretenden Spannungen zu!

$$1. \sigma = \frac{F}{A} \leq \sigma_{zul} \quad 2. \tau = \frac{F}{A} \leq \tau_{zul} \quad 3. \sigma = \frac{M_b}{K} \leq \sigma_{zul} \quad 4. \tau = \frac{M_T}{K_p} \leq \tau_{zul}$$

$$5. \sigma_{red} = \sqrt{\sigma^2 + 3 \cdot \tau^2} \leq \sigma_{zul} \quad 6. \sigma_{red} = \sqrt{\sigma^2 + 4 \cdot \tau^2} \leq \sigma_{zul}$$

Reduzierte Spannung nach Mohr

Torsionsspannung

Zug- oder Druckspannung

Reduzierte Spannung nach H-M-H

Biegespannung

Scherspannung

5. Welche der folgenden Zusammenhänge ist zur Bestimmung des Querschnittsfaktors geeignet?

Markieren Sie die richtige Antwort!

$$K_{Stab} = \frac{d^3 \cdot \pi}{32}$$

$$K_{Stab} = \frac{d^4 \cdot \pi}{32}$$

Markieren Sie die richtige Antwort!

$$K_{Rohr} = \frac{(D^4 - d^4) \cdot \pi}{16 \cdot d}$$

$$K_{Rohr} = \frac{(D^4 - d^4) \cdot \pi}{32 \cdot d}$$

6. Entscheiden Sie, ob die folgende Formel richtig ist. Markieren Sie die richtige Antwort!

Bei einer Biegebeanspruchung aus mehreren Richtungen kann das resultierende Biegemoment auf Grund des folgenden Zusammenhangs festgelegt werden:  $M_h = \sqrt{M_{hI}^2 + M_{hII}^2}$

Richtig

Falsch



7. Die Bestimmung des polaren Querschnittsfaktors erfolgt auf unterschiedlicher Weise je nach dem, ob die Welle eine Voll- oder Rohrwelle ist. Ordnen Sie die folgenden Zusammenhänge den entsprechenden Ausführungen der Welle zu!

1.  $K_p = \frac{d^3 \cdot \pi}{16}$       2.  $K_p = \frac{(D^4 - d^4) \cdot \pi}{16 \cdot d}$

Der Zusammenhang für den polaren Querschnittsfaktor bei Vollwellen

Der Zusammenhang für den polaren Querschnittsfaktor bei Rohrwellen

8. Hier können Sie die Schritte für die Bemaßung von Wellen lesen. Bestimmen Sie die Reihenfolge der einzelnen Schritte!
1. Bestimmung des Sicherheitsfaktors.
  2. Konstruierung der Welle auf Grund des vorläufigen Entwurfs.
  3. Festlegung der Spannungsamplitude der Ermüdungsgrenzspannung aus dem Smith-Diagramm.
  4. Erstellung der Beanspruchungszeichnungen und Markierung der zu prüfenden Stellen.
  5. Berechnung der Mittelspannung und der Spannungsamplitude für die zu prüfenden Stellen.
  6. Bestimmung der Grenzspannung sowie der die maximal auftretende Spannung beeinflussenden Faktoren für die zu überprüfenden Stellen.

Erster Schritt

Zweiter Schritt

Dritter Schritt

Vierter Schritt

Fünfter Schritt

Sechster Schritt

9. Ergänzen Sie die folgende Aussage mit einem der nachfolgend aufgezählten Begriffe so, dass Sie eine richtige Aussage erhalten!

- 1) Streckgrenze
- 2) Zugfestigkeit
- 3) Elastizitätsgrenze

Die Welle ist (hinsichtlich der Festigkeit) geeignet, wenn die Verformung innerhalb des/der..... bleibt.

10. Entscheiden Sie, ob die folgende Aussage richtig oder falsch ist? Markieren Sie die richtige Antwort!

Das polare Trägheitsmoment des Vollstabs kann auf Grund des folgenden Zusammenhangs bestimmt werden:

$$I_{pStab} = \frac{d^4 \cdot \pi}{32}$$

Richtig

Falsch

# LEKTION 19

## Tätigkeit:

Lesen Sie das Skript bis zum Unterkapitel 4.10. Achten Sie beim Lernen auf die Folgenden:

- Interpretieren Sie die Erfüllung der Anforderungen an die Festigkeit im Falle einer bestimmten Welle.
- Lernen Sie den Zusammenhang zur Bestimmung der Torsion eines geraden Stabes mit kreisförmigem oder ringförmigem Querschnitt.
- Lernen Sie die Formel für das polare Trägheitsmoment im Falle eines Vollstabes und einer Rohrwelle.
- Formulieren Sie die Merkmale der richtigen Konstruierung von Wellen.

## Anforderungen:

Sie haben das Lernmaterial erfolgreich erlernt, wenn Sie:

- die Erfüllung der Anforderungen an die Festigkeit im Falle einer bestimmten Welle interpretieren können,
- den Zusammenhang zur Bestimmung der Torsion eines Stabes mit kreis- oder ringförmigen Querschnitt aus einer Liste auswählen können,
- die Formel für das polare Trägheitsmoment im Falle eines Vollstabs und einer Rohrwelle aus einer Liste auswählen können,
- die richtige und falsche Wellenkonstruktion anhand von Abbildungen auswählen können.

Schlüsselwörter: Verdrillungswinkel des geraden Stabes, Wellendurchbiegung, Spannungsverteilung, spannungskonzentrierende Wirkung, Ermüdungsbruch.

## 4.8. Prüfung auf Verformung

Wellen verformen sich unter der Wirkung von Belastungen. Biegemomente verursachen Durchbiegungen, Torsionsmomente Torsionen. Eine Welle ist geeignet, wenn die Verformung innerhalb der Elastizitätsgrenze bleibt.

Die Torsion eines geraden Stabes mit kreis- oder ringförmigem Querschnitt kann mit dem folgenden Zusammenhang bestimmt werden:

$$\varphi = \frac{M_t \cdot l}{I_p \cdot G} \quad (4.23)$$

wobei:

- G: der Gleitmodul, für Stahl ( $8 \dots 8,1 \cdot 10^4 \text{ N/mm}^2$ ),
- l: die Länge der Wellenabschnitte,
- $I_p$ : das polare Trägheitsmoment der Wellenabschnitte ist.

Das polare Trägheitsmoment:

$$I_{pStab} = \frac{d^4 \cdot \pi}{32} \quad (4.24)$$

$$I_{pRohr} = \frac{\pi \cdot (D^4 - d^4)}{32} \quad (4.25)$$

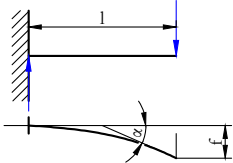
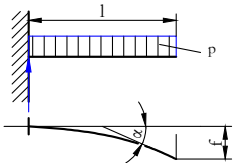
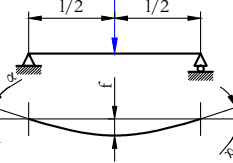
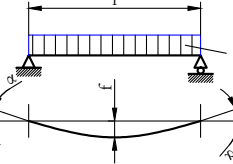
Der erforderliche Durchmesser der Vollwelle mit kreisförmigen Querschnitt wird auf Grund der oben genannten Zusammenhänge wie folgt berechnet:

$$d = \sqrt[4]{\frac{32 \cdot M_t \cdot l}{\varphi_{zul} \cdot \pi \cdot G}} = \sqrt[4]{\frac{32 \cdot P \cdot l}{\varphi_{zul} \cdot \pi \cdot G \cdot \omega}} \quad (4.26)$$

Die zulässige Torsion ( $\varphi$ ) beträgt in der Regel  $0,00435 \text{ rad/m}$ .

Die Wellendurchbiegung kann aus der Differentialgleichung der Faser berechnet werden. Die Winkel zwischen der Berührenden der Faser ( $\alpha$ ) und der Horizontalen, sowie die Durchbiegungen(f) für Wellen mit konstantem Querschnitt und typischen bzw. häufig auftretenden einfachen Belastungen sind in Tabelle 13 enthalten.

Tabelle 13: Winkelverschiebung und Durchbiegungen von Wellen mit konstantem Querschnitt

Tartó	$\alpha$	f
	$\frac{F l^2}{2 I E}$	$\frac{F l^3}{3 I E}$
	$\frac{p l^3}{6 I E}$	$\frac{p l^4}{8 I E}$
	$\frac{F l^2}{16 I E}$	$\frac{F l^3}{48 I E}$
	$\frac{p l^3}{24 I E}$	$\frac{5 p l^4}{384 I E}$

Die Durchbiegung ist vor allem an Stellen zu prüfen, wo die Funktion der auf der Welle montierten Maschinenbauteile über einer bestimmten Grenze durch die Verformungen beeinträchtigt werden kann (z.B. bei Zahnradantrieben).

In der Literatur beträgt  $f_{zul}=0,00033$  l (mm),  $\alpha_{zul}=0,001$  rad.

Wie aus unserem Physikstudium bekannt ist, wird die Amplitude der Schwingungen eines schwingenden Masse-Feder-Systems unter der Wirkung einer periodischen äußeren Kraft - wenn die Frequenz der Zwangskraft mit der Frequenz der freien Schwingung übereinstimmt - unendlich. Dieses Phänomen nennt man Resonanz.

Die Resonanz kann auch bei schnell laufenden Wellen aus elastischem Werkstoff auftreten, wenn diese sich wiederholenden, äußeren Impulsen ausgesetzt sind, die mit ihrer eigenen Frequenz übereinstimmen. Die Übereinstimmung der beiden Frequenzen kann in der Praxis zu Lager- oder Wellenbrüchen führen.

Die Schwingungen können sowohl durch Biege- als auch durch Torsionsmomente verursacht werden. In beiden Fällen kann eine Resonanz auftreten, daher müssen Hochgeschwindigkeitswellen auch in dieser Hinsicht geprüft werden. Dies gehen jedoch über den Rahmen dieses Scripts hinaus.

#### 4.9. Ermüdung von Wellenwerkstoffen

Wellen sind im Allgemeinen keine Halter mit einheitlichem Querschnitt, sondern sind den auf ihnen befestigten Bauteilen entsprechend gegliedert. Bei Durchmesseränderungen treten Spannungsänderungen auf. Wie bereits bei der Beschreibung der Bemaßungsgrundsätze erwähnt, hat die Größe und die Form der Spannungskonzentrationsbereiche großen Einfluss auf die Ermüdungsgrenze der Welle. Deshalb sind bei der Planung nicht nur genaue Berechnungen durchzuführen, sondern man muss sich auch bemühen, die Größe der Spannungsspitzen durch eine entsprechende Konstruktion auf ein mögliches Minimum zu beschränken.

Die spannungskonzentrierende Wirkung ist umso größer, je schärfer der Richtungsbruch bei den Übergängen der Welle ist. Die Anwendung von glatten Übergängen und Abrundungen ist generell vorteilhafter. Einige Beispiele dafür sind in Abbildung 4.101 zu sehen. Die Bauteile werden auf der Welle meistens mit Wellenbunden unterstützt. In solchen Fällen ist der scharfe Übergang durch Anwendung eines Stützrings (Abbildung

4.101 b)) vermeidbar. Bei Wellen, auf denen mehrere Bauteile montiert werden, kann die Anzahl der Absätze durch Unterstützung mit Distanzringen reduziert werden.

Zu erwähnen sind noch die Nuten und Bohrungen, die in den Wellen zur Herstellung von Verbindungen gebildet werden. Diese reduzieren nicht nur den belastbaren Querschnitt bzw. den Querschnittsfaktor, sondern - als Stellen der Spannungskonzentration - auch die Ermüdungsgrenze. Die meisten Probleme werden durch Durchgangsbohrungen verursacht. Die spannungskonzentrierende Wirkung dieser Bohrungen hängt vom Verhältnis  $d/D$  ab. Mit der Erhöhung des Bohrungsdurchmessers „ $d$ “ erhöht sich der Wert der Spannungsspitze.

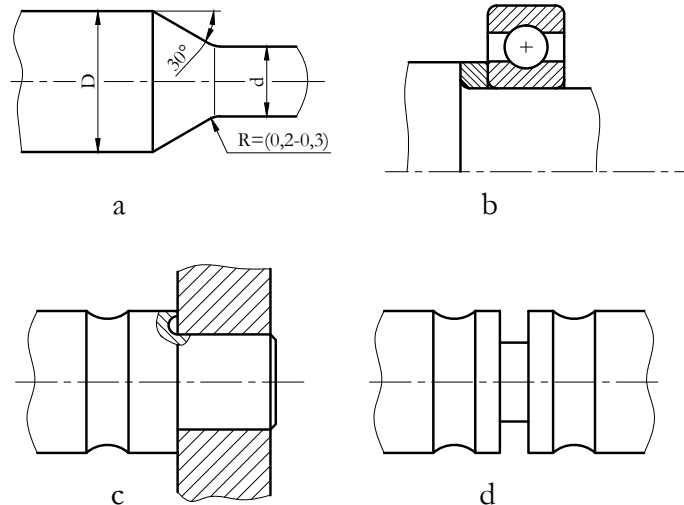


Abbildung 4.15: Reduzierung der Spannungsspitzen durch entsprechende Übergänge und Einstiche

Ähnlich ist die Situation bei Keil- und Passfedernuten (Abbildung 4.102), bei denen die die Ermüdungsgrenze reduzierenden Wirkungen ebenfalls durch verschiedene Abschirmungslösungen reduziert werden können.



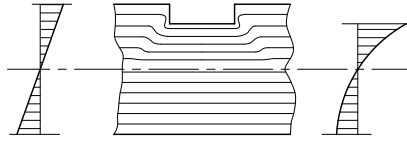


Abbildung 4.16: Wirkung der in die Welle gefrästen Nut auf die Spannung

Bei den dargestellten Bemaßungsmethoden werden die Werkstoffe im Hinblick auf die Spannungsverteilung als homogen betrachtet. Die Bemaßung wird auf die sich aus der allgemeinen Spannungsverteilung resultierende maximale Spannung durchgeführt.

Bei den Wellen - insbesondere bei schwingenden oder pulsierenden Beanspruchungen - bedeuten die in den Spannungskonzentrationsbereichen auftretenden, lokalen Maxima die größte Gefahr. Diese verursachen die Ermüdung von Werkstoffen, den sog. Ermüdungsbruch. Bei der Entstehung eines Ermüdungsbruchs geht zunächst von der Oberfläche ein kleiner, mit Augen unsichtbarer Riss in Richtung des Inneren der Welle aus. Dieser Riss breitet sich dann allmählich Richtung Welleninnere aus, was zu einer signifikanten Schwächung des Querschnittes und schließlich zum plötzlichen Bruch führt. Der Ermüdungsbruch ist eine sehr charakteristische Erscheinung. Beim Riss beginnen die voneinander getrennten Werkstoffteile zu reiben und durch die Verbreitung des Risses entstehen neue aneinander reibende Abschnitte. Die Stelle des endgültigen Bruches wird - da sich dieser Teil nicht mehr reibt und der Bruch an dieser Oberfläche plötzlich eintritt - rauh (Abbildung 4.103).



Abbildung 4.17: Ermüdungsbruch



Um die Größe und die Anzahl der Spannungsspitzen in einer gegebenen Welle zu reduzieren, können folgende Maßnahmen getroffen werden:

- Es ist zweckmäßig, die Übergänge der Welle möglichst mit einem großen Radius abzurunden. Gute Ergebnisse können auch durch Übergänge mit doppeltem Radius erreicht werden.
- Feste Passungen haben ebenfalls eine spannungskonzentrierende Wirkung, deshalb sollte bei einer Nabe, die sich an einen Wellenbund anschließt, die in Abbildung 4.101 c) dargestellte Lösung angewendet werden.



## 4.10. Kontrollfragen und Übungen

1. Ergänzen Sie die folgende Aussage mit einem der aufgezählten Begriffe so, dass Sie eine richtige Aussage erhalten!
  - 1) Streckgrenze
  - 2) Zugfestigkeit
  - 3) Elastizitätsgrenze

Eine Welle ist (hinsichtlich Festigkeit) geeignet, wenn die Verformung innerhalb der/des ..... bleibt.

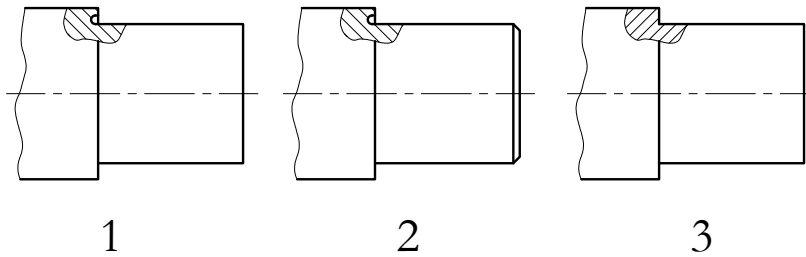
2. Wählen Sie aus der folgenden Liste die Formel zur Bestimmung der Torsion eines Stabes mit rundförmigem Querschnitt aus!

$$\varphi = \frac{M_T \cdot l}{I \cdot G}$$

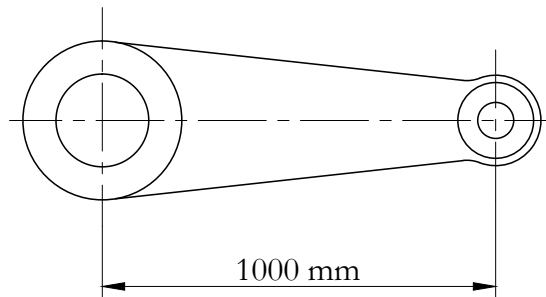
$$\varphi = \frac{M_T \cdot l}{I_p \cdot G}$$

$$\varphi = \frac{M_T \cdot l}{I_p \cdot E}$$

3. Um Ermüdungsbrüche zu vermeiden, sind die Größe und die Anzahl der Spannungsspitzen bereits bei der Konstruktion zu reduzieren. Wellen mit festen Passungen haben ebenfalls eine spannungskonzentrierende Wirkung, die durch Konstruktionslösungen verringert werden können.  
Betrachten Sie die folgenden Abbildungen und markieren Sie die Welle, die hinsichtlich Spannungsreduzierung richtig konstruiert ist!



4. Am Ende eines Bremsbetätigungshebels einer Länge von 1000 mm wird eine Kraft von 150 N mit der Hand ausgeübt. Die zulässige Schubspannung für den Werkstoff der mit dem Hebel verbundenen Welle beträgt  $\tau_{zul} = 50 \text{ N/mm}^2$ .



- a) Bestimmen Sie den Durchmesser der Welle!  
 b) Wie groß ist die Winkelverschiebung der Welle, wenn diese 3,5 m lang ist und der Elastizitätsmodul  $8 \times 10^4 \text{ N/mm}^2$  beträgt.

Wellendurchmesser [mm]

Winkelverschiebung der Welle [°]



# LEKTION 20

## 4.11. Modulabschluss

1. Entscheiden Sie, ob die folgende Aussage richtig ist? Markieren Sie die richtige Antwort!

Tragwellen übertragen kein Drehmoment, deshalb müssen die an ihnen montierten Bauteile gelagert werden.

Richtig

Falsch

2. Formulieren Sie eine richtige Definition, indem Sie die Nummern der nachfolgend aufgezählten Begriffe in die Kästchen eintragen!

1) Herstellungs-

2) Montage-

3) Beanspruchung

4) Belastung

Die Form und die Abmessungen von Wellen werden durch die Form und Größe der getragenen Maschinenbauteile, die Art der .....

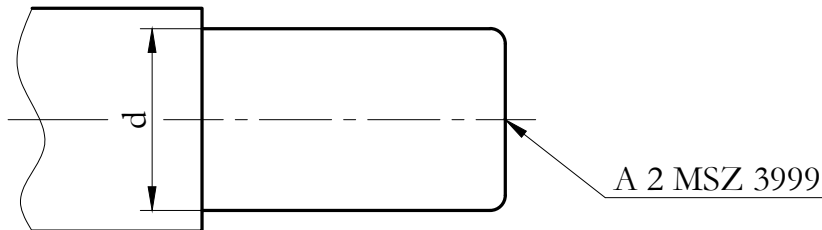
, sowie durch die technologischen und ..... bedingungen bestimmt.

3. Was für eine Welle/Achse wird in der folgenden Abbildung dargestellt? Wählen Sie die entsprechende Antwort aus der Liste!



Kardanwelle  
biegsame Welle  
Kurbelwelle

4. Welche Basisfläche (Orientierungsfläche) wird durch das folgende Standardkennzeichen dargestellt?  
Markieren Sie die richtige Antwort!



Halszapfen  
Gewindebohrung  
Körnerloch



5. Entscheiden Sie, ob die folgende Aussage richtig oder falsch ist!  
Drehmomentübertragende Wellen werden als Lagerkonstruktionen ausgeführt, deshalb können die auf ihnen montierten rotierenden Bauteile fest montiert werden. Daher können diese Wellen auf Biegung mit Torsion bzw. Druck belastet werden.

Richtig

Falsch

6. Welche Anforderungen muss eine bestimmte Welle selbst bei maximaler Belastung erfüllen? Markieren Sie die richtigen Antworten!

sie darf sich nicht aufwärmen,

sie darf nicht brechen,

sie darf sich nicht verformen,

ihre Verformung muss relativ gering sein,

beim Drehen darf keine Resonanz auftreten,

ihre Herstellung muss günstig sein.

7. Die folgende Zusammenhänge sind zur Bestimmung verschiedener auftretender Spannungen geeignet. Welche sind diese Beanspruchungen?

$$1. \sigma = \frac{F}{A} \leq \sigma_{zul} \quad 2. \sigma = \frac{M_b}{K} \leq \sigma_{zul} \quad 3. \tau = \frac{M_T}{K_p} \leq \sigma_{zul}, \quad \text{wobei:} \quad M_T = \frac{P}{\omega}$$

Torsion

Zug

Biegung

Druck

8. Nachfolgend sehen Sie die Schritte der Bemaßung von Wellen. Bestimmen Sie die Reihenfolge der einzelnen Schritte!
1. Bestimmung des Sicherheitsfaktors.
  2. Konstruktion der Welle auf Grund des Vorentwurfs.
  3. Festlegung der Spannungsamplitude der Ermüdungsgrenzspannung aus dem Smith-Diagramm.
  4. Erstellung der Beanspruchungszeichnungen und Markierung der zu prüfenden Stellen.
  5. Berechnung der Mittelspannung und der Spannungsamplitude für die zu prüfenden Stellen.
  6. Bestimmung der Grenzspannung und der die maximal auftretende Spannung beeinflussenden Faktoren für die zu überprüfenden Stellen.

Erster Schritt

Zweiter Schritt

Dritter Schritt

Vierter Schritt

Fünfter Schritt

Sechster Schritt

9. Wellen verformen sich unter Belastungen. Biegemomente verursachen Durchbiegungen, Torsionsmomente Torsionen. Der folgende Zusammenhang bezieht sich auf eine dieser Definitionen. Ordnen Sie die Benennung der Verformung dem gegebenen Zusammenhang zu!

$$\dots\dots\dots = \frac{M_T \cdot l}{I_p \cdot G}$$

f – Durchbiegung

$\varphi$  – Winkelverschiebung

10. Wellen sind den auf ihnen befestigten Bauteilen entsprechend gegliedert. Bei den Übergängen treten Spannungserhöhungen auf. Beeinflusst das die Bemaßung der Wellen?

Markieren Sie die richtige Antwort!

Es hat keinen Einfluss.

Ja, es erhöht die Ermüdungsgrenze der Welle.

Ja, es reduziert die Ermüdungsgrenze der Welle.



# MODUL V

## Kupplungen



# LEKTION 21

## 5. Aufgabe, Klassifizierung und allgemeiner Bemaßungsgrundsatz von Kupplungen

### Tätigkeiten:

Lesen Sie das Skript bis zum Unterkapitel 5.3. Achten Sie während der Verarbeitung auf die Folgenden:

- Die Aufgabe von Kupplungen.
- Welche Typen von Kupplungen sind bekannt?
- Auf Grund welcher Kriterien werden Kupplungen ausgewählt, bzw. bemaßt?
- Was charakterisiert die starren Kupplungen und welche Typen gibt es?
- Was charakterisiert Hülsenkupplungen und in welchen Fällen werden sie verwendet?
- Wie werden Hülsenkupplungen bemaßt?
- Wie werden Schalenkupplungen bemaßt?
- Wie werden Scheibenkupplungen bemaßt?

### Anforderungen:

Sie haben das Lernmaterial erfolgreich erlernt, wenn Sie:

- aus einer Liste die Aufgabe von Kupplungen auswählen können,
- den Typ einer bestimmten Kupplung feststellen, sowie ihr deren Funktionsprinzip zuordnen können,
- das maßgebende Drehmoment bei bestimmten Betriebsverhältnissen errechnen können,
- von Beschreibungen die Definitionen von starren Kupplungen auswählen können,
- aus einer Liste die drei Haupttypen von Kupplungen auswählen können.
- auf Grund einer Abbildung die Teile von starren Kupplungen benennen können.

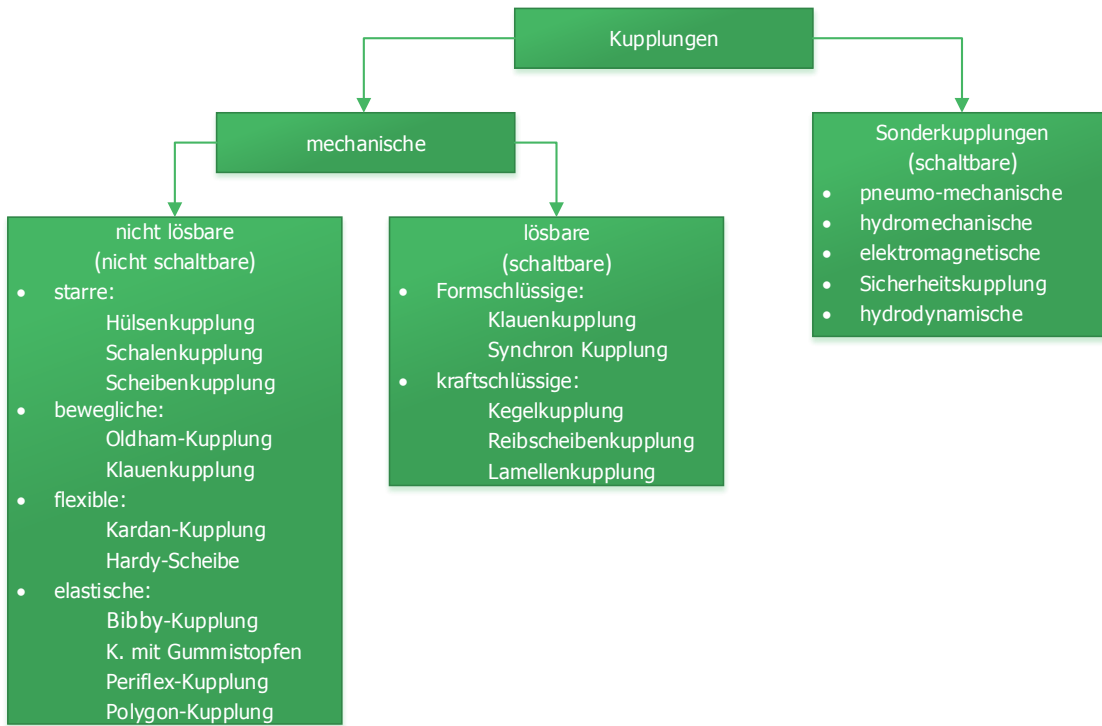
- starre Kupplungen zeichnerisch richtig darstellen können.
- die Größe des übertragbaren Drehmomentes bei Hülsenkupplungen errechnen können.
- die Umfangskraft, die die Schalen zusammenpressende Kraft und die auf eine Schraube fallende Belastungskraft bei Schalenkupplungen errechnen können.
- von entscheiden können, ob die Aussagen über die kraftschlüssigen, bzw. formschlüssigen Kupplungen richtig oder falsch sind,
- die Umfangskraft, die die Scheiben zusammenpressende Kraft (bzw. Umfangskraft) und die auf eine Schraube fallende Belastungskraft bei formschlüssigen und kraftschlüssigen starren Kupplungen errechnen können,
- die erforderlichen Schraubendurchmesser bei starren kraftschlüssigen und formschlüssigen Kupplungen bestimmen können,
- aus einer Liste die in der Zusammenfassung aufgeführten, richtigen Berechnungszusammenhänge auswählen können.

**Schlüsselwörter:** Kupplung, maßgebendes Drehmoment, starre Kupplung, Hülsenkupplung, Schalenkupplung, formschlüssige Scheibenkupplung, kraftschlüssige Scheibenkupplung.

Die wichtigste Aufgabe von Kupplungen ist, ein Drehmoment zwischen zwei Wellen unverändert zu übertragen. Bei der Verbindung von Wellen sind unterschiedliche Anforderungen zu erfüllen, wie z. B.: die Dämpfung von Drehschwingungen, der Ausgleich von Koaxialitätsabweichungen, Sanftanlauf, die periodische Entkopplung der Wellen usw.

Kupplungen sind wichtige Elemente der Antriebstechnik, und sie entwickeln und spezialisieren sich auch heutzutage fortlaufend.

Hinsichtlich Konstruktion sind viele Kupplungen bekannt. Für die Klassifizierung existiert kein allgemein akzeptiertes System, die folgende Aufteilung scheint jedoch sinnvoll zu sein:



Starre Kupplungen verbinden die zwei Wellen auf starrer Weise, als wären sie aus einem Stück gefertigt worden. Von den Ausgleichkupplungen dienen bewegliche Kupplungen zum Ausgleich von radialen bzw. axialen Versetzungen, flexible zum Ausgleich von Winkelversätzen und elastische zum Ausgleich von Wellenfehlern. Die Letzteren ermöglichen darüber hinaus sogar das relative Verdrehen der Wellen.

Die herausragenden und hohlen Teile von formschlüssigen, schaltbaren Kupplungen greifen bei der Verkopplung ineinander und übertragen so das Drehmoment.



Kraftschlüssige, schaltbare Kupplungen übertragen das Drehmoment durch Reibungskraft.

Die nicht mechanischen Kupplungen haben wir den Sonderkupplungen zugeordnet. Diese Gruppe kann nicht einheitlich charakterisiert werden.

Die meisten Kupplungen sind im Handel erhältliche Konstruktionen. Einige Typen sind genormt, ihre Angaben sind in Tabellen zusammengefasst. Wenn wir eine von diesen Typen verwenden möchten, dann haben wir keine Bemaßung vorzunehmen, wir müssen nur die entsprechende auswählen.

Die Bemaßung bzw. Auswahl erfolgt auf Grund des maßgebenden Drehmomentes  $T_m$ . Dieses Drehmoment wird durch die Multiplikation des Nenndrehmomentes mit dem dynamischen Faktor  $c_d$  errechnet. Der dynamische Faktor  $c_d$  bedeutet, dass während des Betriebs auch höhere Drehmomente (und deshalb größere Beanspruchungen) auftreten als der Nennwert (Durchschnittswert), und hinsichtlich Bemaßung sind die Höchstwerte dieser maßgebend:

$$T_{max} = c_d \cdot T_n = c_d \cdot \frac{P}{\omega} \quad [Nm], \quad (5.1)$$

wobei:

- $c_d$  - der dynamischer Faktor (abhängig vom Typ der An- und der Abtriebsmaschine: 1,5 - 4),
- $T_n$  - das Nenndrehmoment,
- $P$  - die Leistung,
- $\omega$  - die Winkelgeschwindigkeit ist.

## 5.1. Starre Kupplungen

Gemeinsames Merkmal dieser Kupplungen ist, dass sie keine Wellenfehler ausgleichen können. Deshalb kann der Winkelversatz, die Exzentrizität oder der Koaxialitätsfehler der Wellenenden die neben der Kupplung montierten Lager einspannen, wodurch eine hohe zusätzliche Beanspruchung und somit eine Überheizung verur-

sacht, sowie das Geräusch der Wälzlager erheblich erhöht wird. Ferner tritt auch in den Wellen eine hohe zusätzliche Beanspruchung auf.

Die bekanntesten Varianten von starren Kupplungen sind Hülsen-, Schalen- und Scheibenkupplungen.

### 5.1.1. Hülsenkupplungen

Hülsenkupplungen sind im Wesentlichen dickwandige Rohre in die die zwei Wellenenden mittels einer lösbaren Verbindung - Keil-, Passfeder- oder Kegelstiftverbindung - befestigt werden. Die Hülse kann zweiteilig, gekerbt oder einteilig sein. In Abbildung 5.1 ist eine Hülsenkupplung mit Passfederverbindung dargestellt, wo die Hülse gegen den axialen Versatz durch Madenschraube gesichert ist.

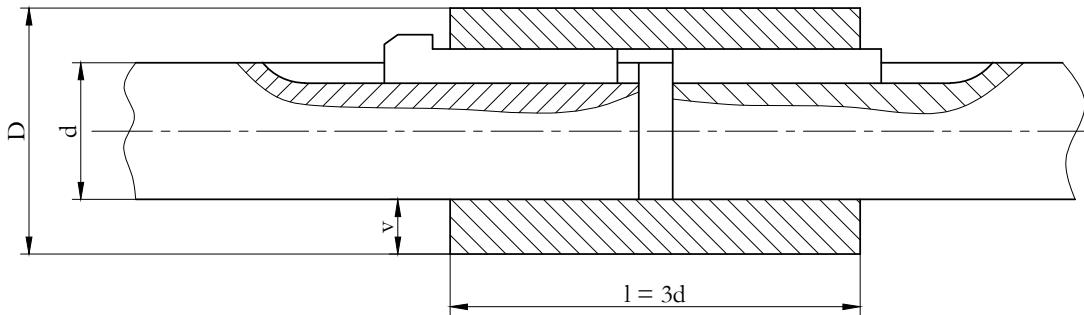


Abbildung 5.1: *Hülsenkupplung*

Die Bemaßung der Kupplung beruht auf dem Prinzip der gleichmäßigen Festigkeit, d. h. die Hülse muss das gleiche Drehmoment übertragen, als die Wellen:

$$T_{Rohr} = T_{Welle}$$

Wenn wir beide Seiten einsetzen, erhalten wir die folgende Gleichung:

$$T = \frac{(D^4 - d_t^4) \cdot \pi}{16 \cdot D} \cdot \tau_{cs} \varrho = \frac{d^3 \cdot \pi}{16} \cdot \tau_t, \quad (5.2)$$

wobei:  $\tau_{Rohr}$  für das Rohr,  $\tau_t$  für das Material des Rohres zulässige Schubspannung ist.

Nach Ordnung und Vereinfachung beträgt die nötige theoretische Wanddicke der Hülse:

$$v = \frac{D - d}{2} = 0,27 \cdot d_t, \quad (5.3)$$

$$D = 1,54 \cdot d_t. \quad (5.4)$$

Unter Berücksichtigung der abschwächenden Wirkungen betragen die üblichen Wanddicken und die Längen der Naben verschiedener Materialien:

- für Gusseisen:  $v_{\ddot{O}V} = (0,3 \dots 0,35) \cdot d_t$       $l = (2,5 \dots 3) \cdot d_t$
- für Stahl:  $v_{ac} = (0,25 \dots 0,3) \cdot d_t$       $l = (1,2 \dots 2) \cdot d_t$

### 5.1.2. Schalenkupplungen

Diese Kupplungen werden in der Regel zur Verbindung von langen Wellen, und zur Übertragung von kleineren Drehmomenten verwendet. Sie bestehen aus zwei Gusseisenteilen, die mit Schrauben aufeinander gespannt werden. Die Gussstücke werden wegen dem Unfallgefahr mit zylindermantelförmigen Blech verkleidet (Abbildung 5.2).

Zwischen den Schalenhälften befindet sich ein Spalt von 2-3 mm, wodurch sich die Schalenhälften beim Zusammenschrauben auf die Wellenenden spannen und durch die entstehende Reibkraft ein Drehmoment übertragen können.



Abbildung 5.2: *Schalenkupplung*

Beim Auftreten von stoßartigen Belastungen gewähren die an den Wellenenden positionierten Passfedern eine entsprechende Sicherheit zur Verhinderung der relativen Verschiebung der verbundenen Elemente. Die Klemmschrauben sind für eine Zugbeanspruchung bemessen, die die Schalenhälften dermaßen zusammenpresst, dass eine zur Drehmomentübertragung genügende Reibkraft entsteht.

Die Ausgangsgleichung der Bemessung ist die folgende:

$$T_m = T_{\text{Reib}}$$

Die zur Drehmomentübertragung nötige, durch die Klemmkraft  $F_n$  und den gleichmäßig verteilten Leibungsdruck  $p$  erzeugte, durch die Reibung generierte Umfangskraft ist:

$$F = \frac{2 \cdot T}{d_t} = \mu \cdot p \cdot d_t \cdot \pi \cdot l = F_n \cdot \mu \cdot \pi \quad [N], \quad (5.5)$$

wobei:

- $\mu$  – der Reibungskoeffizient,
- $l$  - die Länge der Kupplung ist.

Davon die Schraubenverbindung belastende Kraft:

$$F_n = \frac{2 \cdot T}{\mu \cdot \pi \cdot d_t} \quad [N] \quad (5.6)$$

Die eine Schraube belastende Kraftwirkung:

$$F_{Sch} = \frac{F_n}{i} = \frac{2 \cdot T}{\mu \cdot d_t \cdot \pi \cdot i} \quad [N] \quad (5.7)$$

Bei trockenen reibenden Flächen kann der Reibungskoeffizient mit dem Wert  $\mu = 0,15 \dots 0,25$  berücksichtigt werden.

### 5.1.3. Scheibenkupplungen

Scheibenkupplungen sind weit verbreitete, zur Übertragung von großen Drehmomenten geeignete, genormte Konstruktionen. In Abbildung 5.3 sind sechs verschiedene Scheibenkupplungen zu sehen. Scheibenkupplungen können von der Konstruktion her Ausführungen mit oder ohne Flansch, verschiedener Zentrierung und nicht gleich radial und axial befestigt sein.

Scheibenkupplungen werden sowohl in kraftschlüssiger, als auch in formschlüssiger Ausführung gefertigt. Bei der kraftschlüssigen Ausführung (Abbildungen 5.4, 5.5) muss das Drehmoment durch die zwischen den Stirnflächen der Scheiben entstehende Reibungskraft übertragen werden, was durch das entsprechende Anziehen von Schrauben (keine Passschrauben) erreicht werden kann. Die Schrauben werden in diesem Fall mit Zug belastet.

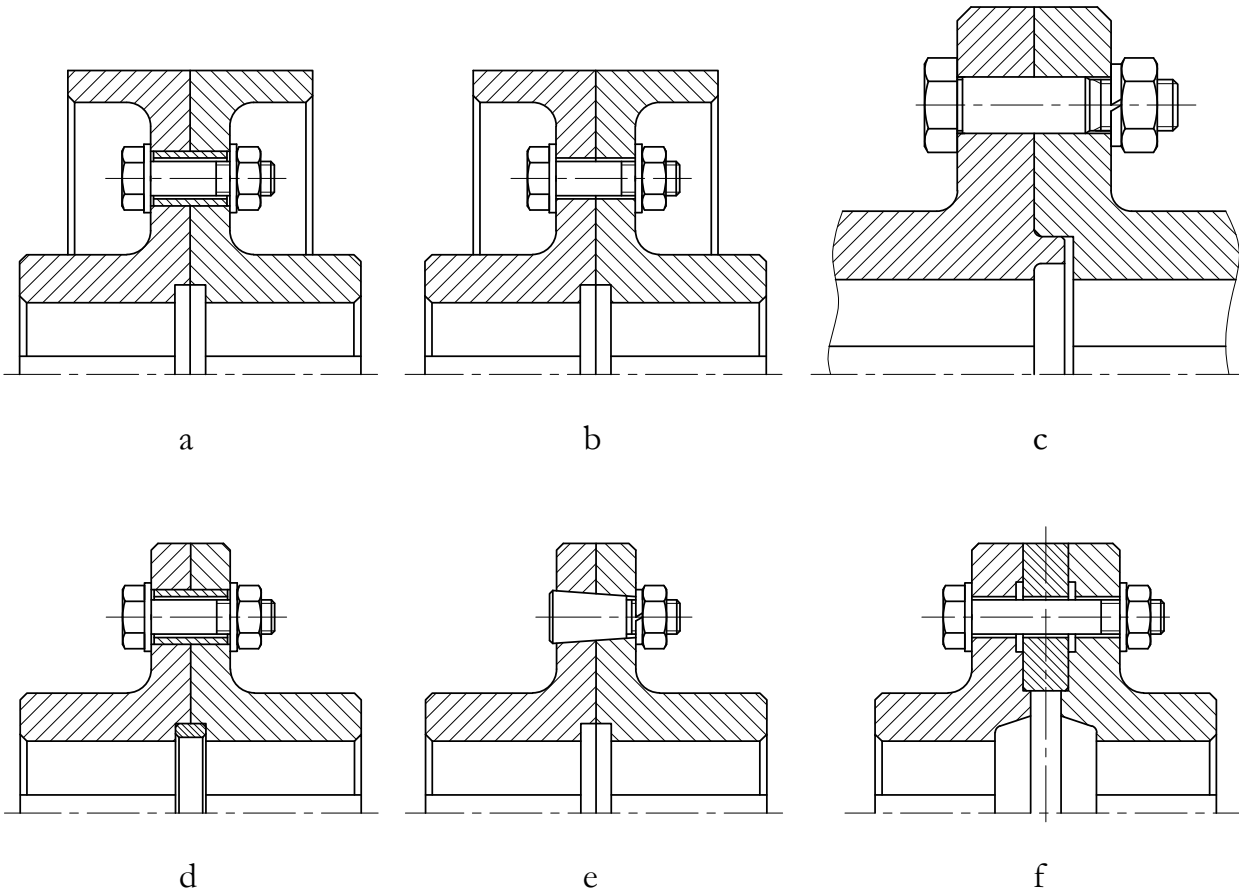


Abbildung 5.3: Konstruktionen von Scheibenkupplungen

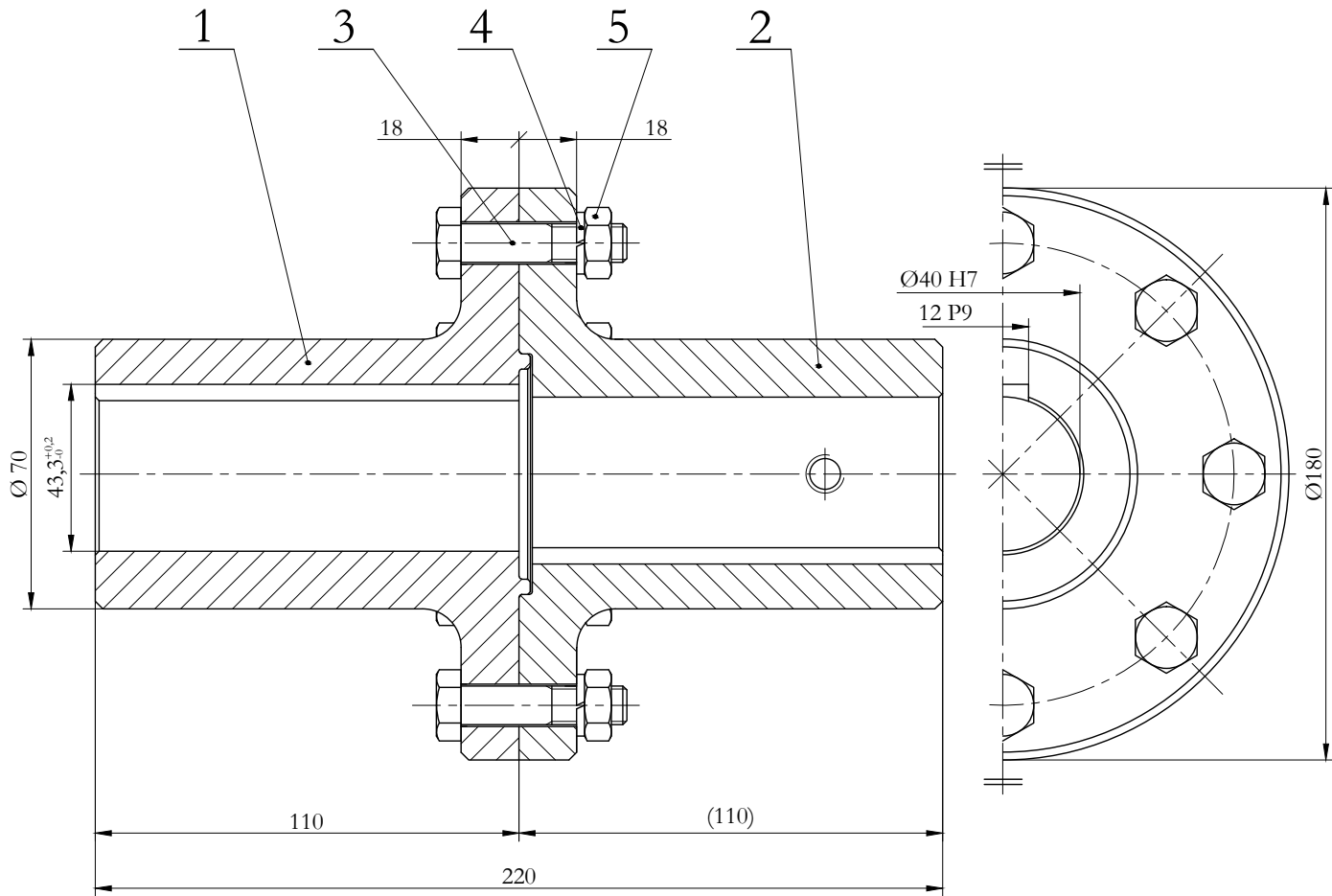


Abbildung 5.4: Kraftschlüssige Scheibenkupplung

Die Grundgleichung der Bemaßung:

$$T_m = T_{\text{Reib}}$$

Nach Einsetzung:

$$T_m = \frac{d_k}{2} \cdot \mu \cdot F_a = \frac{d_k}{2} \cdot \mu \cdot z \cdot \frac{d_3^2 \cdot \pi}{4} \cdot \sigma_{zul}; \quad F_{a1} = \frac{d_3^2 \cdot \pi}{4} \cdot \sigma_{zul}, \quad (5.8)$$

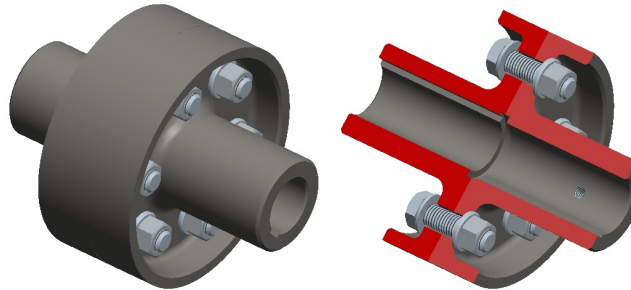


Abbildung 5.5: Dreidimensionale Abbildung einer kraftschlüssigen Kupplung

wobei:

- $F_a$  – alle axialen Kräfte,
- $d_k$  – der Mitteldurchmesser der gemeinsamen Anlagefläche der Scheibe,
- $d_3$  – der Kerndurchmesser der Schraube,



- $F_{a1}$  – die Zugbelastung einer Schraube ist.

Bei der in den Abbildungen 5.6 und 5.7 dargestellten formschlüssigen Ausführung werden die Passschrauben auf Scherung beansprucht. In diesem Fall sind die Schrauben auf Grund der bei den Schrauben entstehenden Umfangskraft  $F_U$  auf Scherung zu prüfen:

$$T_m = F_U \cdot r, \quad (5.9)$$

Für eine Schraube:

$$F_1 = \frac{T_m}{z \cdot r}, \quad (5.10)$$

wobei:

- $F_1$  – die Scherkraft für eine Schraube,
- $T_m$  – das zu übertragende Drehmoment,
- $z$  – die Anzahl der Schrauben,
- $r$  – der Radius des Lochkreises der Schraube ist.

$$\tau_{Sch} = \frac{F_1}{\frac{d^2 \cdot \pi}{4}} = \frac{4 \cdot T_m}{z \cdot r \cdot d^2 \cdot \pi}. \quad (5.11)$$

Passdurchmesser des Bolzens:

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot T_m}{z \cdot r \cdot \tau_{zul} \cdot \pi}} \quad (5.12)$$

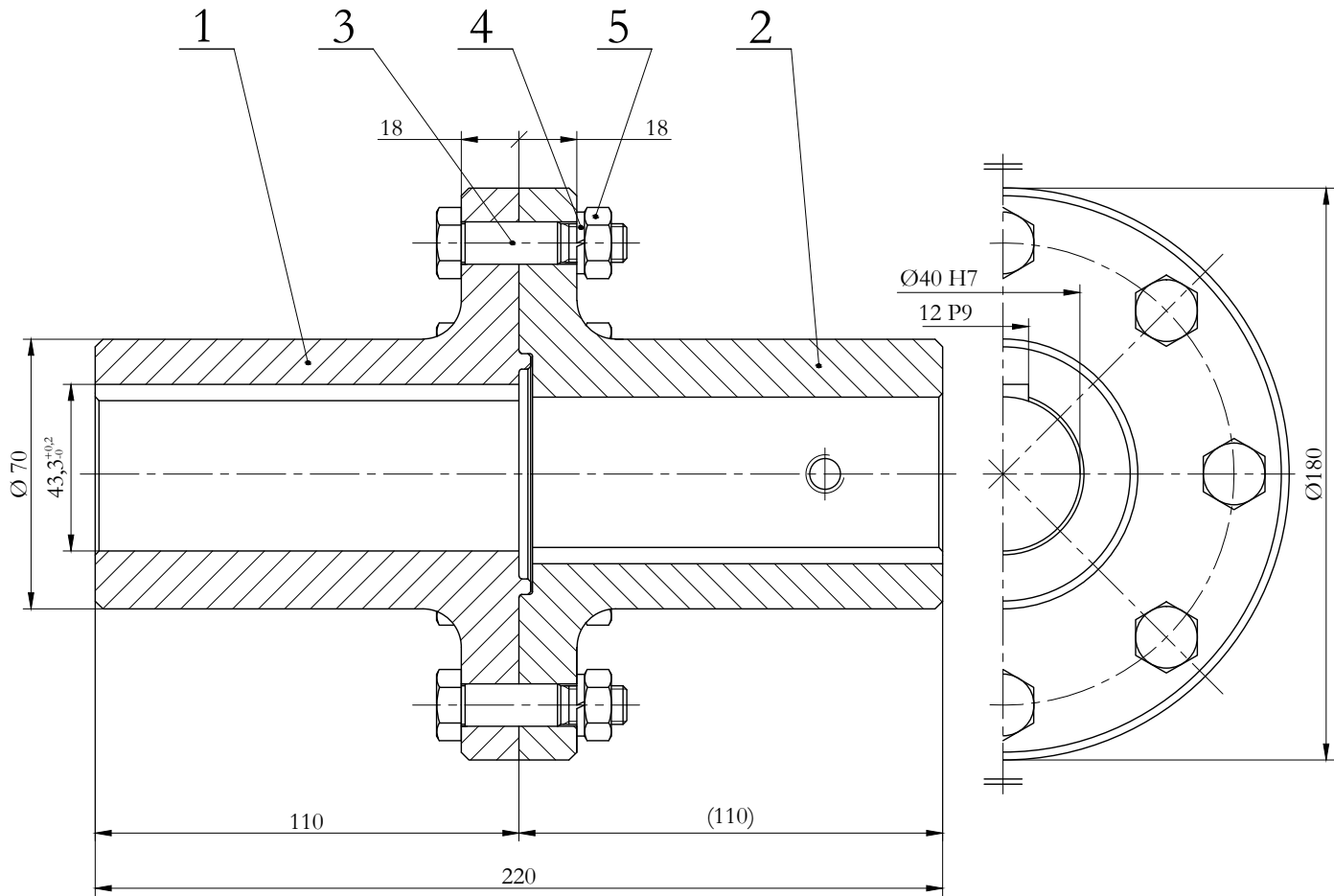


Abbildung 5.6: Formschlüssige Scheibenkupplung

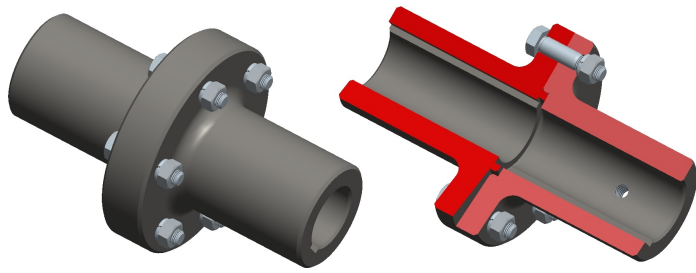


Abbildung 5.7: *Dreidimensionale Abbildung einer formschlüssigen Kupplung*



## 5.2. Übungsaufgaben

**Aufgabe 5.1** Zwei Wellen werden mit einer Hülsenkupplung verbunden. Die Wellen sind aus Stahl gefertigt, für die  $\tau_t = 380 \text{ N/mm}^2$ , die Hülse ist aus Gusseisen, für das die zulässige Torsionsspannung  $\tau_{Rohr} = 120 \text{ N/mm}^2$  beträgt. Der Durchmesser der Wellen ist  $d_t = 25 \text{ mm}$ . Berechnen Sie das übertragbare Drehmoment und die geometrischen Abmessungen der Hülse.

Lösung:

Das übertragbare Drehmoment ist:

$$T = M_p \cdot \tau_t = \frac{d_t^3 \cdot \pi}{16} \cdot \tau_t = \frac{25^3 \cdot \pi}{16} \cdot 380 = 1165234 \text{ Nm} \cong 1165 \text{ Nm}.$$

Die Wanddicke der aus Gusseisen gefertigten Nabe beträgt unter Berücksichtigung der Schwächungen:

$$v = 0,35 \cdot d_t = 8,75 \text{ mm}.$$

Der Außendurchmesser der Hülse (des Rohres):

$$D = d_t + 2 \cdot v = 25 + 2 \cdot 8,75 = 42,5 \text{ mm},$$

$$D = 44 \text{ mm}$$

Die Hüslenlänge:

$$l = 3 \cdot d_t = 3 \cdot 25 = 75 \text{ mm}.$$

**Aufgabe 5.2** Ermitteln Sie das durch eine Hülsenkupplung übertragbare Drehmoment, die theoretische Wanddicke, den Außendurchmesser und die Länge der Stahlhülse, wenn der Durchmesser der Wellen 30 mm, und der für deren Material zulässige Schubspannungswert:  $\tau_{zul} = 320 \text{ N/mm}^2$  ist!

**Aufgabe 5.3** Wie groß ist das maßgebende Drehmoment einer Hülsenkupplung, die Wellen mit einem Durchmesser von 35 mm verbindet, und die zulässige Torsionsspannung des Wellenmaterials  $380 \text{ N/mm}^2$  beträgt?

Berechnen Sie auch die minimalen geometrischen Abmessungen der Gusseisenhülse!

**Aufgabe 5.4** Ermitteln Sie die Belastung der Klemmschrauben einer Schalenkupplung, wenn die Anzahl der Schrauben  $i = 4$  Stk., der Wellendurchmesser  $d_t = 50 \text{ mm}$ , das maßgebende Drehmoment  $T_m = 320 \text{ Nm}$  beträgt, und der Reibungskoeffizient zwischen  $\mu = 0,15 \dots 0,25$  wählbar ist.

Lösung:

Die Umfangskraft:

$$F = \frac{2 \cdot T_m}{d_t} = \frac{2 \cdot 320000}{50} = 12800 \text{ N}.$$

Die die Schalen zusammenpressende Kraft:

$$F_N = \frac{F}{\mu \cdot \pi} = \frac{12800}{0,2 \cdot \pi} = 20382 \text{ N}$$

Die eine Schraube belastende Kraft:

$$F_{Schr} = \frac{F_N}{i} = \frac{20382}{4} \cong 5096 \text{ N}.$$

**Aufgabe 5.5** Das maßgebende Drehmoment einer Schalenkupplung ist 500 Nm. Der Durchmesser der verbundenen Wellen ist 50 mm, und der Reibungskoeffizient 0,24. Die aus Gusseisen gefertigten Schalenhälften sind durch eine gerade Anzahl von Schrauben aneinander befestigt.

Berechnen Sie die Belastung und die Anzahl der Befestigungsschrauben, wenn eine Schraube mit einer Kraft von maximal 6 kN belastet werden kann!

**Aufgabe 5.6** Eine Kreiselpumpe und ein Elektromotor mit einer Leistung von  $P = 15 \text{ kW}$  und einer Drehzahl von  $n = 24 \text{ 1/s}$  werden durch eine starre Scheibenkupplung verbunden. Die Anzahl der die Scheiben befestigenden Schrauben ist:  $z = 4 \text{ Stk.}$  Der Mitteldurchmesser der sich aneinander reibenden Flächen ist mit dem Durchmesser des Lochkreises der Schrauben identisch:  $d_{mit} = d_{Loch} = 85 \text{ mm.}$

Bemaßen, bzw. überprüfen Sie die Abmessungen der Befestigungsschrauben, wenn das Drehmoment zwischen den zwei Scheiben durch:

- a) die durch das entsprechende Anziehen der Schrauben entstehende Reibungskraft (kraftschlüssige Verbindung)
- b) Passschrauben (formschlüssige Verbindung) übertragen wird.

a) Bei der Drehmomentübertragung mittels Reibung, wenn das Drehmoment durch die an der Stirnfläche der Scheiben entstehende Reibung übertragen wird, werden die Schrauben auf Zug bemaßt.

Ermitteln wir zuerst das maßgebende Drehmoment, und dann die Zugbelastung der Schrauben, wenn  $c_d = 1,2!$

$$T'_m = \frac{P}{2 \cdot \pi \cdot n} \cdot c_d = \frac{15000}{2 \cdot \pi \cdot 24} \cdot 1,2 = 119,36 \text{ Nm.}$$

Das maßgebende Drehmoment aus der Tabelle:  $T_m = 125 \text{ Nm.}$

Die die Scheibenhälften zusammenpressende Kraft bei  $\mu = 0,15$ :

$$F_a = \frac{2 \cdot T_m}{\mu \cdot d_{mit}} = \frac{2 \cdot 125}{0,15 \cdot 0,085} = 19607,8 N.$$

Die Zugbelastung für eine Schraube:

$$F_{a1} = \frac{F_a}{z} = \frac{19607,8}{4} = 4901,9 N$$

Bestimmen Sie die Größe der Schraube bei einer fest angezogenen Schraubverbindung:

Das Schraubenmaterial:

$$5.6 \Rightarrow \sigma_{zul} = \frac{R_{eH}}{2} = \frac{300}{2} = 150 \frac{N}{mm^2},$$

$$d_{03} = \sqrt{\frac{4 \cdot F_{a1}}{\varphi \cdot \pi \cdot \sigma_{zul}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 4901,9}{1 \cdot \pi \cdot 150}} = 6,45 mm$$

$$d_3 = \frac{d_{03} + 6}{1,1} = \frac{6,45 + 6}{1,1} = 11,31 mm \Rightarrow$$

das Standardgewinde M14x2 ( $d_3 = 11,54 mm$ ) .

**b)** Überprüfen Sie die M10 Passschraube bei formschlüssiger Drehmomentübertragung, wenn ihr Materialqualität 5.6 ist.

Der Passdurchmesser der Schraube ist:  $D = 11 mm$ .

Die Umfangskraft:

$$F_t = \frac{2 \cdot T_m}{d_{Loch}} = \frac{2 \cdot 125}{0,085} = 2941,1N.$$

Die Belastung für eine Schraube:

$$F_{t1} = \frac{F_t}{z} = \frac{2941,1}{4} = 735,3N.$$

Die entstehende Scherspannung:

$$\tau = \frac{4 \cdot 4 \cdot F_{t1}}{3 \cdot D^2 \cdot \pi} = \frac{4 \cdot 4 \cdot 735,3}{3 \cdot 11^2 \cdot \pi} = 10,31 \frac{N}{mm^2} < \tau_{zul} = 100 \frac{N}{mm^2}.$$

**Aufgabe 5.7** Ermitteln Sie das maßgebende Drehmoment, die Zugbelastung für eine Schraube und die in der Schraube entstehende Spannung für eine starre, kraftschlüssige Scheibenkupplung, wenn:

- $P = 15 \text{ kW}$ ,
- $z = 4 \text{ Stk.}$ ,
- $d_3 = 6,47 \text{ mm (M8)}$ ,
- $\sigma_{zul} = 150 \text{ N/mm}^2$ ,
- $n = 24 \text{ 1/s}$ ,
- $d_{mit} = d_{Loch} = 100 \text{ mm}$ ,
- $\mu = 0,2$ ,
- $c_d = 1,2$ .



**Aufgabe 5.8** Errechnen Sie bei einer formschlüssigen Scheibenkupplung die Belastung für eine Schraube und die in der Schraube entstehende Scherspannung auf Grund der Angaben der vorigen Aufgabe.

$$(D = 9 \text{ mm}, \tau_{zul} = 100 \text{ N/mm}^2)$$

**Aufgabe 5.9** Ermitteln Sie das maßgebende Drehmoment, und den erforderlichen Kerndurchmesser der vorgespannten, fest angezogenen Schrauben einer starren (formschlüssigen) Scheibenkupplung, wenn:

- $P = 20 \text{ kW}$ ,
- $n = 24 \text{ 1/s}$ ,
- $z = 4 \text{ Stk.}$ ,
- $d_k = d_{ly} = 80 \text{ mm}$ ,
- $\mu = 0,15$ ,
- $\sigma_{zul} = 180 \text{ N/mm}^2$ .

## 5.3. Kontrollfragen und Übungen

1. Wählen Sie von den folgenden die Aussagen aus, die die Aufgaben von Kupplungen beschreiben!

Die wichtigste Aufgabe von Kupplungen ist, ein Drehmoment mit Modifizierung zwischen zwei Wellen zu übertragen.

Die Aufgabe von Kupplungen ist, die Wellen nach dem Starten zu entkoppeln.

Die wichtigste Aufgabe von Kupplungen ist, ein Drehmoment zwischen zwei Wellen ohne Modifizierung zu übertragen. Ihre zusätzlichen Aufgaben sind die Dämpfung von Torsionsschwingungen, der Ausgleich von Koaxialitätsabweichungen und die periodische Entkopplung der Wellen.

2. Markieren Sie die Kupplungen, die zwischen zwei Wellen eine nicht schaltbare, nicht lösbare Verbindung herstellen!

starr, flexibel, elastisch

Synchron-, Kegelkupplung

flexible Kupplung, Sonderkupplung

Sicherheits-, Klauenkupplung

elastische, elektromagnetische, Sicherheitskupplung

3. Was wird unter einer starren Kupplung verstanden? Wählen Sie die richtige Definition aus!

Kupplungen, die Wellenfehler ausgleichen, und auch die relative Torsion von zwei Wellen ermöglichen, werden starre Kupplungen genannt.

Kupplungen, bei denen kein Wellenfehler (Winkelversatz, Exzentrizität, Koaxialitätsfehler) zulässig ist, und die zwei Kupplungshälften als eine Einheit funktionieren, werden starre Kupplungen genannt.

Kupplungen, die das Drehmoment durch Reibung übertragen können und aus starren Lamellen bestehen, werden starre Kupplungen genannt.

4. Wählen Sie aus der folgenden Liste die starren Kupplung aus!

Periflex-, Oldham-, Hülsenkupplung

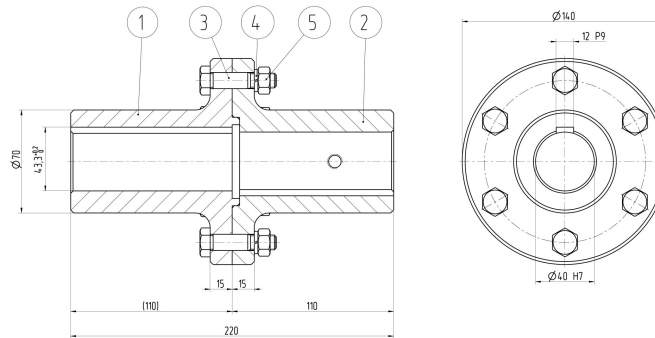
Scheiben-, Kegel-, Bibby-Kupplung

Schalen-, Scheiben-, Hülsenkupplung

Kegel-, Klauen-, Synchronkupplung

Sicherheits-, Scheibenkupplung, Hardy-Scheibe

5. Ordnen Sie die Nummern der einzelnen Teile der in der Abbildung dargestellten Kupplung den Bezeichnungen zu. Falls der bezeichnete Teil in der Abbildung nicht dargestellt ist, tragen Sie eine Null ein!



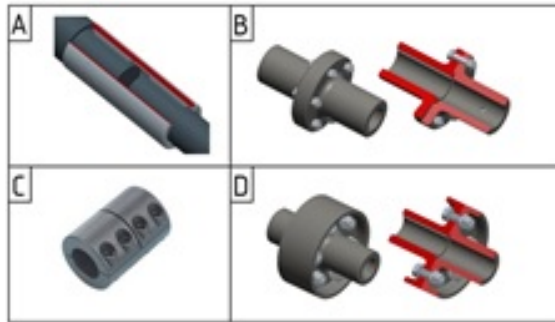
Sechskantige Passscharube:

Sechskantige Vollgewindeschraube:

Nabe mit Zentrierbohrung:

Nabe mit Zentrierflansch:

6. Ordnen Sie die Buchstaben der abgebildeten Kupplungen deren Bezeichnungen zu!



Schalenkupplung:

Hülsenkupplung:

formschlüssige Kupplung:

7. Berechnen Sie das maßgebende Drehmoment der Hülsenkupplung, die Wellen mit einem Durchmesser von 40 mm verbindet, und die zulässige Torsionsspannung des Wellenmaterials 410 N/mm<sup>2</sup> ist.

$T_m = \dots$  Nm

8. Wählen Sie von den folgenden Zusammenhängen den aus, der zur Bestimmung der Zugbelastung einer Schraube bei einer Scheibenkupplung am besten geeignet ist!

$$\sigma_{zul} = \frac{F_{a1}}{A_3} \Rightarrow F_{a1} = \sigma_{zul} \cdot \frac{d_3^2 \cdot \pi}{4}$$

$$F_{a1} = z \cdot F$$

$$F_N = p \cdot d_t \cdot l$$



9. Die Zugbelastung einer Befestigungsschraube von einer starren, kraftschlüssigen Scheibenkupplung beträgt 6000 N, die zulässige Zugspannung ist  $200 \text{ N/mm}^2$ , der Gütefaktor  $\varphi = 0,8$ .

Wählen Sie von den folgenden Schraubengewinden das auf Grund der Bemaßung am geeignetsten aus!

M10 x 1,5 ( $d_3 = 8,16 \text{ mm}$ )

M14 x 2 ( $d_3 = 11,546 \text{ mm}$ )

M16 x 2 ( $d_3 = 13,546 \text{ mm}$ )

M18 x 2,5 ( $d_3 = 14,933 \text{ mm}$ )

M8 x 1,25 ( $d_3 = 6,466 \text{ mm}$ )



# LEKTION 22

## Tätigkeiten:

Lesen Sie das Skript bis zum Unterkapitel 5.8. Achten Sie während der Verarbeitung auf die Folgenden:

- Vergleichen Sie die beweglichen, flexiblen und elastischen Kupplungen hinsichtlich des Ausgleichs von verschiedenen Wellenfehlern.
- Benennen Sie die zur Eliminierung der dynamischen Wirkungen geeigneten Kupplungen!
- Zählen Sie die zur Eliminierung der dynamischen Wirkungen geeigneten Kupplungen auf!
- Machen Sie sich auf Grund von Abbildungen mit den Konstruktionselementen und den Funktionsprinzipien der Oldham- und der Klauenkupplungen, der Kardangelenkwellen, der Hardy-Scheiben, der Bibby-, der Gummi-, der Periflex- und der Polygon-Kupplungen vertraut!
- Beantworten Sie die Frage, wie sich die Winkelgeschwindigkeit der Antriebswelle beim Kardangelenk in Abhängigkeit vom durch die Wellen eingeschlossenen Winkel ändert!
- Merken Sie sich bei den elastischen Kupplungen mit Gummistopfen den Zusammenhang zwischen der Umfangskraft, die die Stopfen belastet, und dem Leibungsdruck, der auf die äußere Fläche des Stopfens wirkt.

## Anforderungen:

Sie haben das Lernmaterial erfolgreich erlernt, wenn Sie:

- den Bezeichnungen der einzelnen Kupplungen die Wellenfehler zuordnen können, zur deren Ausgleichung sie geeignet sind,
- aus einer Liste die dynamischen Wirkungen eliminierenden Kupplungen auswählen können,
- von einer bestimmten Kupplung entscheiden können, ob sie zur Gruppe der beweglichen, flexiblen oder elastischen Kupplungen gehört,

- auf Grund von Abbildungen die einzelnen Teile der verschiedenen Kupplungen benennen können,
- von Aussagen über Kupplungen entscheiden können, ob sie richtig oder falsch sind.
- die die Stopfen belastende Umfangskraft und den auf die Außenfläche der Stopfen wirkende Leibungsdruck bei Kupplungen mit Gummistopfen ermitteln können.

Schlüsselwörter: bewegliche Kupplung, Koaxialitätsabweichung, Wärmeausdehnungskupplung, Oldham-Kupplung, Winkelversatz, flexible Kupplung, Hardy-Scheibe, Kardangelenk, elastische Kupplung, elastische Kupplung mit Gummistopfen, Periflex-, Forst- und Bibby-Kupplung.

## 5.4. Bewegliche Kupplungen

Für die bisher behandelten Kupplungen ist es charakteristisch, dass bei ihnen weder Koaxialitätsabweichungen, noch andere Abweichungen zulässig sind. Es kommen jedoch Stellen vor, wo während des funktionellen Betriebs z.B. mit einer durch die hohen Temperaturen verursachten Verlängerung gerechnet werden muss. Deshalb sind auch solche Kupplungstypen nötig, bei denen die Verlängerung der Welle während des Betriebs zulässig ist, bzw. die die Koaxialitätsabweichungen ausgleichen können.

Für die erste Aufgabe sind Wärmeausdehnungskupplungen (Abbildung 5.8) geeignet, bei denen die auf die Wellenenden befestigten Scheiben nicht zusammengeschrubt, sondern mit Klauen versehen sind. Die zwei Scheiben werden durch den an der inneren Fläche der Klauen angebrachten Ring zentriert. Es handelt sich dabei um eine formschlüssige Verbindung, die Klauen müssen auf Biegung geprüft werden.

Zum Ausgleich von radialen Wellenversätzen (Koaxialitätsabweichungen) werden Oldham-Kupplungen verwendet. Das Wesentliche von Oldham-Kupplungen besteht darin, dass zwischen den auf die Wellenenden befestigten



Scheiben eine dritte Scheibe (Zwischenscheibe) angebracht wird, auf deren beiden Stirnflächen zwei, mit  $90^{\text{circ}}$  versetzte Verbindungsleisten oder Nuten sind (Abbildung 5.9).

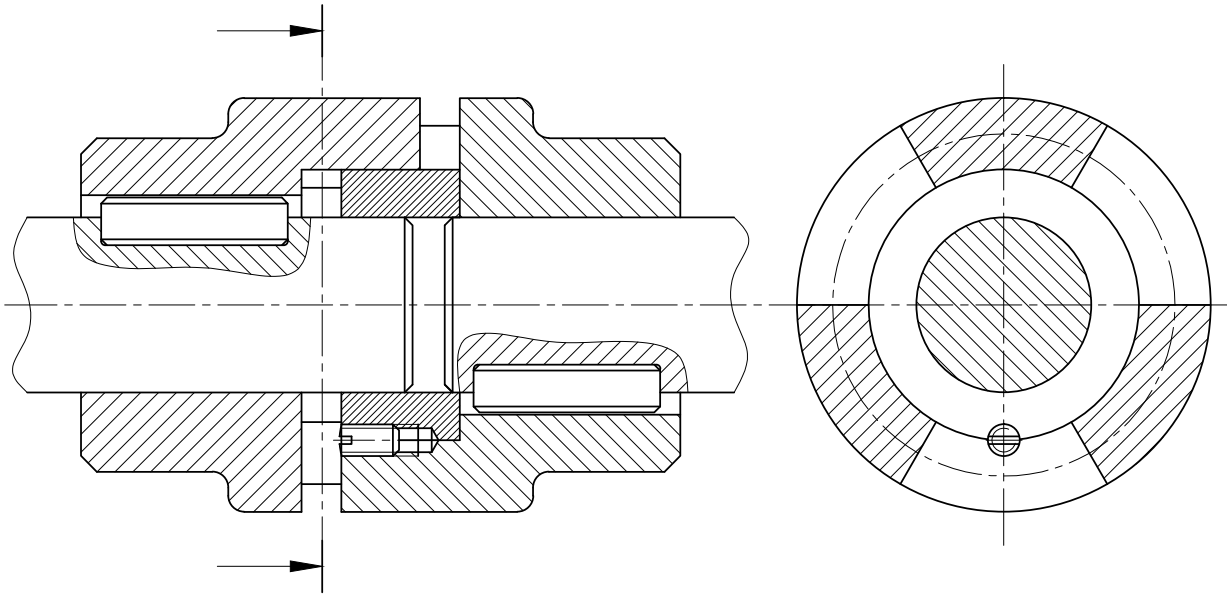


Abbildung 5.8: Wärmeausdehnungskupplung

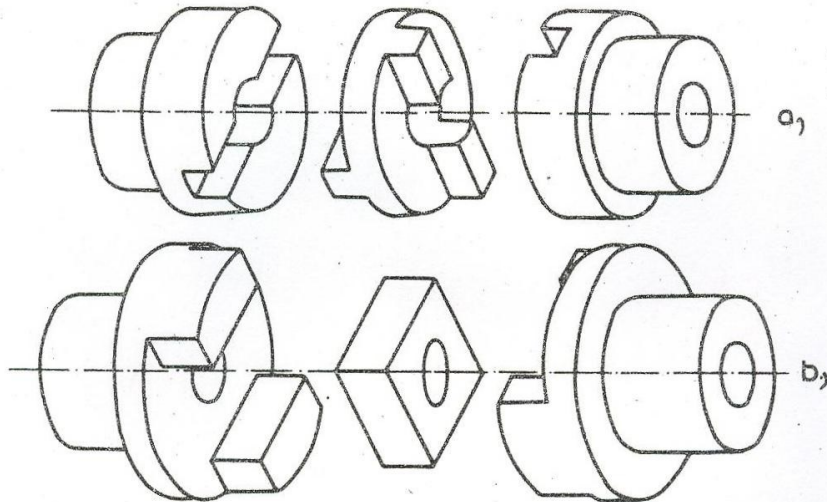


Abbildung 5.9: Die Komponenten der Oldham-Kupplung

Da sich die Zwischenscheibe in Verhältnis zu den Wellenenden in die Richtung der entsprechenden Nut bewegen kann, kann sie während ihrer Planetenbewegung eine geringe Exzentrizität der Wellen ausgleichen. Wegen der Planetenbewegung entsteht bei einer hohen Drehzahl eine große Zentrifugalkraft, und der Schlupf verursacht eine erhebliche Wärmeentwicklung. Deshalb werden diese Konstruktionen nur an Stellen mit niedrigen Drehzahlen verwendet.



Abbildung 5.10: Oldham-Kupplungen

## 5.5. Flexible Kupplungen

Flexible Kupplungen gewährleisten die konstante Verbindung von Wellen, die einen Winkel miteinander einschließen. Bei kleineren Wellenwinkeln ( $1-3^\circ$ ) werden Hardy-Scheiben (Abbildung 5.11) verwendet, die aus zwei Scheiben und einem zwischen den Scheiben montierten elastischen Element aus gewebeverstärktem Gummi besteht. Die Zwischenscheibe ist mit Schrauben zu den Kupplungshälften befestigt. Die Schrauben sind in einer Teilung von  $120^\circ$  angebracht.

Bei größeren Wellenwinkeln ( $5-8^\circ$ ) und höheren Drehmomenten werden zur Verbindung der Wellen Kardangelenke verwendet. Abbildung 5.12 veranschaulicht die schematische Darstellung der Kardankupplung.

Das Wesentliche von Kardangelenkwellen liegt in einem starren Kreuzgelenk, dessen Enden in den auf die Wellenenden befestigten Gabeln drehbar gelagert werden. Da die Mittellinien der Gabeln senkrecht zueinander sind, kann sich die Welle auf der rechten Seite im Vergleich zur anderen gleichzeitig um zwei, zueinander

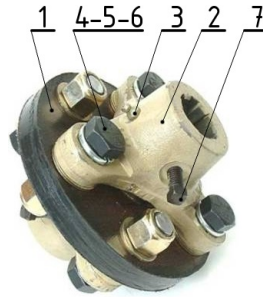


Abbildung 5.11: *Hardy-Kupplung*

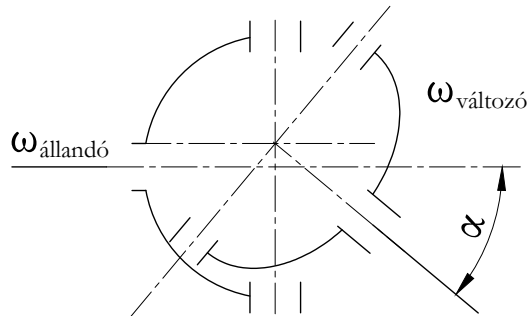


Abbildung 5.12: *Die schematische Darstellung der Kardangelenkswelle*

senkrechten Achsen verdrehen. Sie kann sich also in einer beliebigen Richtung einstellen, während die Drehmomentübertragung ungestört ist.

Der große Nachteil dieser Konstruktion ist, dass die Winkelgeschwindigkeit der zwei Wellen nur in dem Fall gleich ist, wenn ihre Mittellinien identisch sind. Im Gegenfall, wenn die Winkelgeschwindigkeit der



Abbildung 5.13: Kardangelnwellen

Antriebswelle konstant ist, schwankt (pulsiert) die Winkelgeschwindigkeit der angetriebenen Welle abhängig von der Größe des Winkels  $\alpha$  periodisch. Je größer der Winkelversatz, desto größer die Schwankung der Winkelgeschwindigkeit. Die Schwankung der Winkelgeschwindigkeit kann durch den Einbau von zwei Kardangeln vermieden werden (Abbildung 5.14).

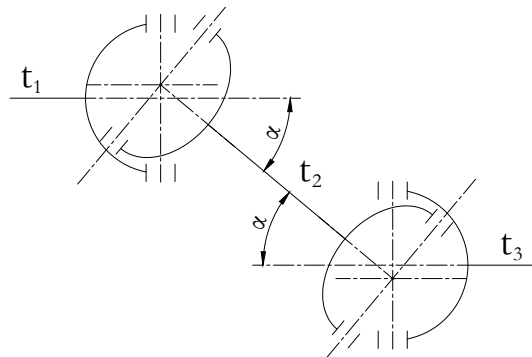


Abbildung 5.14: Vermeidung der Schwankung der Winkelgeschwindigkeit

In diesem Fall ist die Winkelgeschwindigkeit der Welle  $t_3$  schon konstant, die zwei Kardangeln gleichen ihre

Fehler gegenseitig aus. Die Voraussetzung dafür ist, dass die zwei Wellen  $t_1$  und  $t_3$  parallel sind, und die Gabeln der Welle 2 in einer Ebene liegen.

Die im Maschinenbau allgemein verbreitete, und bei den Kraftfahrzeugen eine bedeutende Rolle spielende Kardangelenkswelle wird bei Kraftfahrzeugen zum Antrieb der federlosen Hinterachse vom gefederten Untergestell verwendet.



Abbildung 5.15: Zerlegte Kardangelenkswelle

## 5.6. Elastische Kupplungen

Die bisher behandelten Kupplungen werden dadurch gekennzeichnet, dass sie auch die während des Betriebs auftretenden stoßartigen Belastungen ohne Dämpfung übertragen. Diese nachteilige Eigenschaft kann vermieden werden, wenn die Drehmomentübertragung über ein federndes Element erfolgt, d.h. die zwei Kupplungsteile werden durch dieses verbunden. So konstruierte Kupplungen sind auch zum Ausgleich von kleineren Winkelversätzen geeignet.

Die elastischen Elemente deformieren sich bei der Änderung der Umfangskraft, und so verschieben sich die zwei Kupplungsteile tangential zueinander. Die elastischen Elemente können Stopfen, Bänder oder Federstifte

sein.

Eine der meistverwendeten elastischen Kupplungen ist die Ausführung mit Gummistopfen (Abbildung 5.16). Diese Kupplung ist eine modifizierte Variante der Scheibenkupplung, wobei die - geringe - Elastizität durch einen, um die Befestigungsschrauben angebrachte, auf ein Stahlrohr vulkanisierte Gummistopfen gewährleistet wird. Die Verbindungsschraube ist in dem einen Kupplungsteil gepasst, der Gummistopfen befindet sich in einer Bohrung größeren Durchmessers in der anderen Scheibe. Diese Kupplung ist genormt. Sie wird auch mit Lederstopfen hergestellt. Diese Variante ist weniger elastisch, kann jedoch höher belastet werden.

Die Bemaßung von Kupplungen mit Leder- und Gummistopfen wird auf Leibungsdruck durchgeführt. Die die Stopfen belastende Umfangskraft beträgt mit den Zeichen aus Abbildung 5.16:

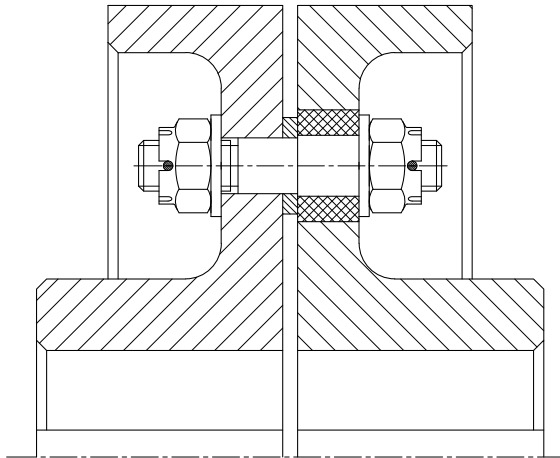


Abbildung 5.16: *Kupplung mit Gummistopfen*

$$F_k = \frac{2 \cdot T_m}{D \cdot z} \quad [N], \quad (5.13)$$

wobei:

- $z$  - die Anzahl der Verbindungsschrauben (Stopfen),
- $T_m$  - das maßgebende Drehmoment,
- $D$  - der Lochkreisdurchmesser der Schrauben (Stopfen) ist.

Auf die Außenfläche des Stopfens wirkender Leibungsdruck:

$$p = \frac{F_k}{d \cdot a} \quad [N/mm^2], \quad (5.14)$$

wobei:

- $d$  – der Außendurchmesser der Feder (bei auf Stahlrohr vulkanisierter Feder),
- $a$  – die Federlänge ist.

Die zulässige Flächenpressung ( $p_{zul}$ ) beträgt bei Gummi 0,8-1 N/mm<sup>2</sup>, bei Lederstopfen 1,5-2 N/mm<sup>2</sup>.

Eine andere Gruppe der elastischen Kupplungen sind die Gummi-Wellen-Reifen-Kupplungen, deren häufigster Typ die Periflex-Kupplungen sind. Das elastische Element dieser Kupplungen ist ein, dem Reifenmantel von Kraftfahrzeugen ähnliches, gewebeverstärktes Wellenreifen, die zur Ermöglichung der Zerlegung an einer Stelle mit einer Trennfuge versehen ist. Der Reifen wird durch mit Schrauben abgepressten Ringen zu den Kupplungsscheiben befestigt (Abbildung 5.17).



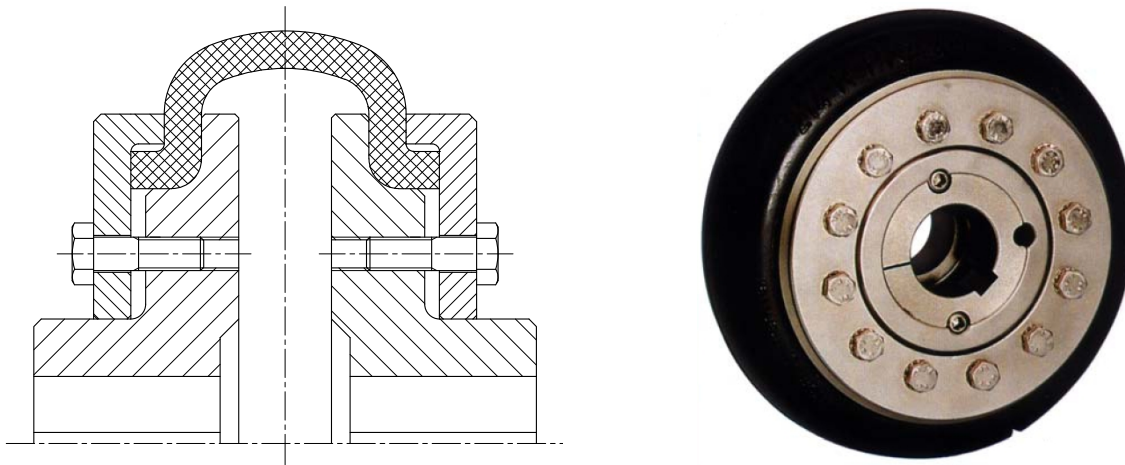


Abbildung 5.17: *Periflex-Kupplung*

Die Konstruktion ist, außer der Elastizität, durch eine hohe Ausgleichsfähigkeit gekennzeichnet, besonders in axialer Richtung ( $\pm 6\text{mm}$ ).

Die nächste Abbildung stellt eine Federstift- (Forst-) Kupplung dar. Bei dieser Ausführung sorgen aus Stahl gefertigte Federstifte für die Drehmomentübergabe, die sich in den Bohrungen der an den Wellenenden angebrachten Scheiben befinden. Damit sich die Stifte deformieren können, müssen die Bohrungen trichterförmig ausgeführt werden (Abbildung 5.18).

Von den Stahlfederkupplungen ist die Schlangenfederkonstruktion von Bibby eine der häufigsten verwendeten. Die Feder dieser Kupplungen sind in Segmente aufgeteilt und liegen in der nutförmigen Außenverzahnung der Kupplungsteile (Abbildung 5.19).

Zur Übertragung von größeren Drehmomenten werden diese Federn übereinander positioniert. Die Grundvoraussetzung für die richtige Funktion der Kupplung ist die entsprechende Gestaltung der Außenverzahnung. Die Zähne werden so konstruiert, dass der Greifabstand ( $l$ ) so groß, wie möglich ist. Das elastische Verhalten

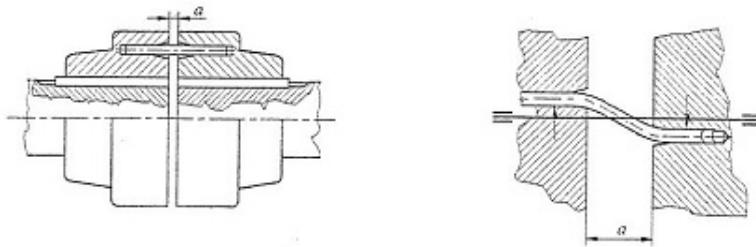


Abbildung 5.18: *Federstift-Kupplung*

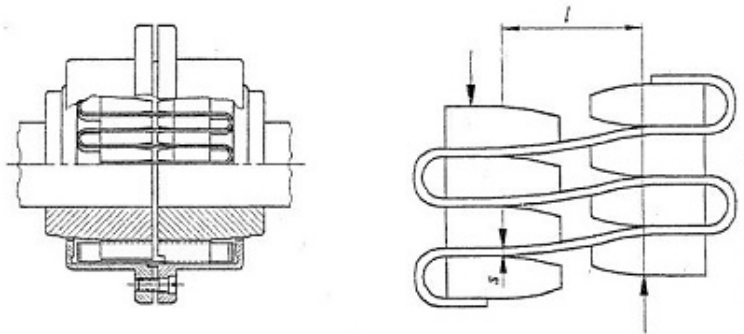


Abbildung 5.19: *Stahlfederkupplung*

der Feder unter Auflast wird in [Abbildung 5.19](#) dargestellt.

Die in den Federn entstehende Verformung wird in [Abbildung 5.20](#) dargestellt.

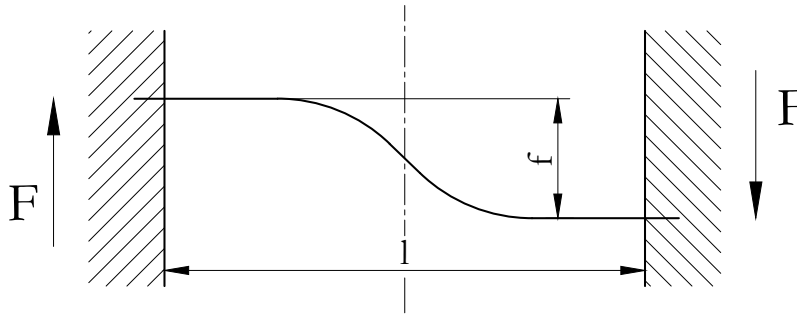


Abbildung 5.20: Verformung von Federn

Die Belastung (Umfangskraft) für eine Feder beträgt:

$$F = \frac{T_m}{r_k \cdot z} \quad [N], \quad (5.15)$$

wobei:

- $T_m$  – das maßgebende Drehmoment,
- $r_k$  – der Positionsradius (Einbauradius) der Federn,
- $z$  – die Federanzahl ist.

Die Durchbiegung der Feder ist:

$$f = \frac{F \cdot l^3}{12 \cdot I \cdot E} \quad [mm], \quad (5.16)$$

wobei:

- $F$  – die Belastungskraft,
- $l$  – die Federlänge,
- $I$  – das sekundäre Drehmoment der Feder,
- $E$  – der Elastizitätsmodul des Materials ist.

Das sekundäre Drehmoment ist:

$$I = \frac{a^3 \cdot b}{12} \quad [mm^4], \quad (5.17)$$

wobei:

- $b$  – die längere Seite des Federquerschnittes,
- $a$  – die Federbreite ist.

Die in den Federn entstehende Spannung beträgt:

$$\sigma_{bieg} = \frac{M}{K} = \frac{F \cdot l}{2} \cdot \frac{6}{a^2 \cdot b} \quad [N/mm^2] \quad (5.18)$$

Bibby-Kupplungen werden auf Grund derselben Grundprinzipien in mehreren Konstruktionen gefertigt. Die größten sind zur Übertragung von Drehmomenten von sogar mehreren Hundert Nm geeignet. Das Herunterfallen der Federn wird auch hier durch ein Gehäuse verhindert, der auch den Schmierstoff aufnimmt.

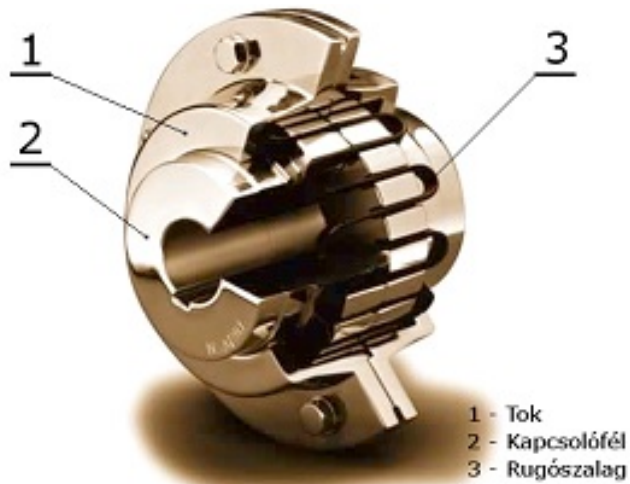


Abbildung 5.21: *Bibby-Kupplung*

## 5.7. Übungsaufgaben

**Aufgabe 5.10** Durch stoßartige Beanspruchungen belastete Wellen werden mit einem Bibby-Kupplung verbunden. Das maßgebende, zu übertragende Drehmoment der Kupplung beträgt  $T = 3200 \text{ Nm}$ . In der Vorrichtung sind in zwei Reihen, je 4 Stk. Federbänder untergebracht. Die Kupplung verfügt über insgesamt 16 Federsegmente. Die Querschnittsmaße des Federblattes:  $a = 2 \text{ mm}$ ,  $b = 10 \text{ mm}$ . Der Mitteldurchmesser des Federeinbaus ist  $d_k = 300 \text{ mm}$ ,  $l = 30 \text{ mm}$ . Die zulässige Biegespannung im Feder:  $\sigma_{zul} = 500 \text{ N/mm}^2$ .

Bestimmen wir die Biegespannung und die Verformung der Feder!

a) Bestimmung der Biegespannung:

Die Umfangskraft für eine Feder beträgt:

$$F_1 = \frac{2 \cdot T}{d_k \cdot z} = \frac{2 \cdot 3200 \cdot 10^3}{300 \cdot 2 \cdot 4 \cdot 16} = 166,6 \approx 167 \text{ N},$$

wobei  $z$  die Anzahl der Zähne ist.

Die Biegespannung in der Feder beträgt:

$$\sigma_{bieg} = \frac{M}{K} = \frac{F_1 \cdot l}{2} \cdot \frac{6}{a^2 \cdot b} = \frac{167 \cdot 30 \cdot 6}{2 \cdot 2^2 \cdot 10} = 375,75 \approx 376 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} < \sigma_{zul},$$

die Feder kann also der Biegung standhalten.

Die Durchbiegung der Federn:

$$f = \frac{F \cdot l^3}{12 \cdot I \cdot E}$$

$$E = 2,1 \cdot 10^5 \frac{N}{mm^2}$$

$$f = \frac{F \cdot l^3}{12 \cdot \frac{a^3 \cdot b}{12} \cdot E} = \frac{F \cdot l^3}{a^3 \cdot b \cdot E} = \frac{167 \cdot 30^3}{2^3 \cdot 10 \cdot 2,1 \cdot 10^5} = 0,268 mm.$$

**Aufgabe 5.11** Bestimmen wir das übertragbare, maßgebende Drehmoment und die Verformung (Durchbiegung) der Federn bei einer Bibby-Kupplung! In der Konstruktion befinden sich je 4 Stk. gebogene Flachfederbänder in 2 Reihen (Segment). Die Anzahl der Segmente ist 18 Stk. Der Querschnitt der Blattfeder ist  $a \times b = 4 \times 9,5$ . Der Durchmesser des Federeinbaus ist  $d_k = 370$  mm. Die zulässige Biegespannung in der Feder beträgt  $\sigma_{zul} = 500$  N/mm<sup>2</sup>. Der Belastungsabstand der Feder ist  $l = 44$  mm.

Die Berechnung der auf ein Federsegment wirkenden Umfangskraft:

$$\sigma_{zul} = \frac{T_1}{K},$$

wobei:

$$T_1 = \frac{F_1 \cdot l}{2}, \quad K = \frac{a^2 \cdot b}{6},$$

$$\sigma_{zul} = \frac{F_1 \cdot l}{2} \cdot \frac{6}{a^2 \cdot b},$$

$$F_1 = \frac{2}{6} \cdot \sigma_{zul} \cdot \frac{a^2 \cdot b}{l} = \frac{2}{6} \cdot 500 \cdot \frac{4^2 \cdot 9,5}{44} \cong 576 N$$

Bestimmung des übertragbaren Drehmomentes:

$$T = F_1 \cdot \frac{d_k}{2} \cdot z,$$

wobei:

$$z = 2 \cdot 4 \cdot 18 = 144db,$$

$$T = 576 \cdot \frac{370}{2} \cdot 144 = 15344640 Nmm \approx 15345 Nmm.$$

Das maßgebende Drehmoment (aus der Tabelle):

$$T_m = 16000 Nm$$

Die Durchbiegung der Federn:

$$f = \frac{F_1 \cdot l^3}{12 \cdot I \cdot E},$$

wobei:

$$E = 2,1 \cdot 10^5 N/mm^2, \text{ und } I = \frac{a^3 \cdot b}{12},$$

$$f = \frac{F_1 \cdot l^3}{12 \cdot \frac{a^3 \cdot b}{12} \cdot E} = \frac{576 \cdot 44^3}{4^3 \cdot 9,5 \cdot 2,1 \cdot 10^5} = \frac{576 \cdot 85184}{1276,8 \cdot 10^5} = \frac{4,9065984 \cdot 10^7}{1,2768 \cdot 10^8} = \frac{4,9065984}{12,768} = 0,384 mm$$

**Aufgabe 5.12** Eine Zerkleinerungsmaschine wird mit einem Elektromotor, durch einer zwischenschalteten Kupplung mit Gummistopfen angetrieben. Die erwartete Leistung der Maschine ist  $P = 10 \text{ kW} = 10000 \text{ W}$ , und die Drehzahl  $n = 24 \text{ 1/s}$ .

Die geometrischen Angaben des Gummistopfens sind die folgenden:



- Außendurchmesser:  $d = 40 \text{ mm}$ ,
- Länge:  $a = (l) = 25 \text{ mm}$ ,
- Teilkreisdurchmesser:  $D = 160 \text{ mm}$ ,
- Anzahl der Stopfen:  $z = 4 \text{ Stk.}$

Der dynamischer Faktor aus der Betriebswirkung ist  $c_d = 1,8$ .

Bestimmen wir das zu übertragende Drehmoment, die die Stopfen belastende Umfangskraft und den auf die Stopfen wirkenden Leibungsdruck!

Das zu übertragende Drehmoment:

$$T = c_d \cdot \frac{P}{\omega} = c_d \cdot \frac{P}{2 \cdot \pi \cdot n} \quad [Nm,]$$

$$T = 1,8 \cdot \frac{10000}{2 \cdot \pi \cdot 24} = 119,43 Nm.$$

Das maßgebende Standarddrehmoment aus der Tabelle:

$$T_m = 125 Nm.$$

Die einen Stopfen belastende Umfangskraft:

$$F_k = \frac{2 \cdot T_m}{D \cdot z} \quad [N],$$

$$F_k = \frac{2 \cdot 125000}{160 \cdot 4} = 390,6 \text{ N.}$$

Auf die Außenfläche des Stopfens wirkender Leibungsdruck ist:

$$p = \frac{F_k}{d \cdot a} = \frac{390,6}{40 \cdot 25} = 0,39 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} < p_{meg},$$

also geeignet,

$p_{zul} = 0,8 \dots 1,0 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$  für Gummistopfen,

$p_{zul} = 1,5 \dots 2,0 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$  für Lederstopfen.

**Aufgabe 5.13** Eine Spritzgussmaschine wird mit einem Elektromotor mit einer Leistung von  $P = 7,5 \text{ kW}$  und einer Drehzahl von  $n = 24 \text{ 1/s}$ , mittels einer zwischenschalteten Kupplung mit Gummistopfen angetrieben. Während des Betriebes ist ein dynamischer Faktor von  $c_d = 1,75$  zu berücksichtigen. Die Anzahl der Anläufe pro Stunde beträgt voraussichtlich 80, somit ist  $c_k = 0,36$ . Wegen der Betriebstemperatur von  $t = 313 \text{ °K}$  ( $40 \text{ °C}$ ) ist  $c_t = 0,4$ .

a) Wie groß ist die auf den Stopfen wirkende Flächenpressung?

b) Ist der Stopfen geeignet, wenn auf Grund der Zeichen von Abbildung 5.16:  $D = 140 \text{ mm}$ ,  $d = 42 \text{ mm}$ ,  $a = 25 \text{ mm}$ ,  $z = 4 \text{ Stk.}$ ,  $p_{meg} = 1 \text{ MPa}$ .

a) Bestimmung des zu übertragenden Drehmomentes:

$$T = \frac{P}{\omega} \cdot (c_d + c_k + c_t),$$

wobei:

$$\omega = 2 \cdot \pi \cdot n,$$

$$T = \frac{7,5 \cdot 10^3}{2 \cdot \pi \cdot 24} \cdot (1,75 + 0,36 + 0,4) = 124,9 Nm.$$

Das maßgebende Drehmoment aus der Tabelle:

$$T_m = 125 Nm.$$

Die einen Stopfen belastende Umfangskraft:

$$F_k = \frac{2 \cdot T}{D \cdot z} = \frac{2 \cdot 125000}{140 \cdot 4} = 446,43 N.$$

Der auf die Außenfläche des Stopfens wirkende Leibungsdruck:

$$p = \frac{F_k}{d \cdot a} = \frac{446,43}{42 \cdot 25} = 0,425 \frac{N}{mm^2}.$$

b)  $p < p_{zul}$ , die Stopfen sind also für diesen Leibungsdruck geeignet.

**Aufgabe 5.14** Wie viele Lederstopfen müssen in eine Kupplung mindestens eingebaut werden, wenn  $T_m = 320 Nm$ ,  $p_{zul} = 1,5 N/mm^2$ ,  $d = 40 mm$ ,  $a = 20 mm$ ,  $D = 140 mm$ .

**Aufgabe 5.15** Aus was für ein Material soll der Stopfen in der Kupplung sein, wenn  $T_m = 250 Nm$ ,  $D = 140 mm$ ,  $d = 40 mm$ ,  $a = 20 mm$ ,  $z = 4$  Stk.,  $p_{zul} = 0,8 - 1 N/mm^2$  für Gummistopfen,  $p_{zul} = 1,5 - 2 N/mm^2$  für Lederstopfen ist.

## 5.8. Kontrollfragen und Aufgaben

1. Markieren Sie die zur Ausgleichung von radialen Wellenversätzen geeignete Kupplungen!

Oldham-Kupplung

Klauenkupplung

Periflex-Kupplung

Kardangelenkvelle

Bibby-Kupplung

2. In der folgenden Liste sehen Sie Kupplungstypen und verschiedene Anwendungsbereiche. Ordnen Sie die Kupplungen den möglichen Anwendungsbereichen zu!

A) Wärmeausdehnungskupplung

B) Hardy-Scheibe

C) Periflex-Kupplung

D) Kardangelenkvelle

e) beweglich

f) flexibel

g) elastisch

h) elastisch und ausgleichend in einem

A

B

C

D

3. Welche von den folgenden Kupplungen ist zur Aufnahme von stoßartigen Belastungen, zum Ausgleich von dynamischen Wirkungen geeignet? Markieren Sie Ihre Antworten!

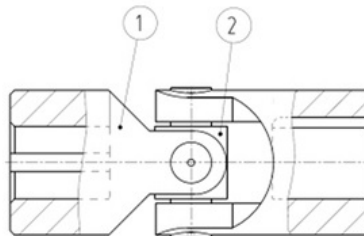
Hardy-Scheibe

Polygon-Kupplung

Kupplung mit Gummistopfen

Klauenkupplung

4. Wählen Sie aus der folgenden Liste die Bezeichnungen der markierten Teile der abgebildeten Kupplung! Wenn der bezeichnete Teil nicht abgebildet ist, schreiben Sie daneben eine Null!



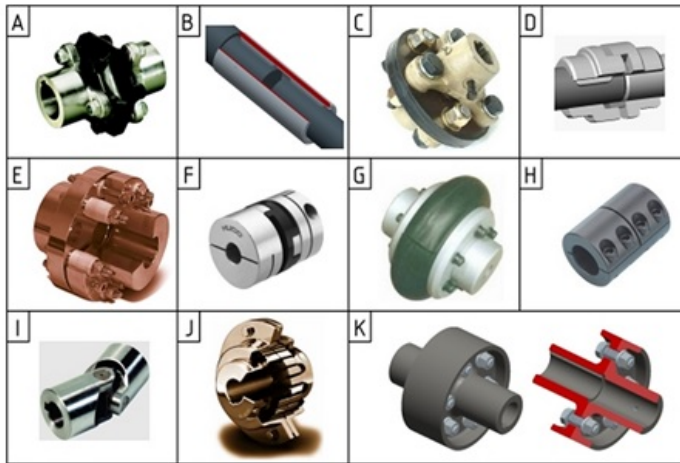
Kupplungsmuffe:

elastisches Ausgleichselement:

Kreuzgelenk:

Hülse:

5. Sie sehen in der folgenden Abbildung verschiedene Kupplungen. Wählen Sie die in der folgenden Liste angegebenen aus!



Kupplung mit Gummistopfen

Oldham-Kupplung

Periflex-Kupplung

Hardy-Scheibe

Bibby-Kupplung

6. Markieren Sie den zur Bestimmung der Verformung der Feder geeigneten Zusammenhang im Falle einer Bibby-Kupplung!

$$f = \frac{F \cdot l}{12 \cdot I \cdot E}$$

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

$$f = \frac{F \cdot l^3}{12 \cdot I \cdot E}$$

7. Aus welchem Material sollen die Stopfen in der Kupplung gefertigt sein, wenn  $T = 265 \text{ Nm}$ ,  $D = 125 \text{ mm}$ ,  $d = 35 \text{ mm}$ ,  $a = 20 \text{ mm}$ ,  $z = 5 \text{ Stk.}$ ,  $p_{zul} = 0,8 - 1 \text{ N/mm}^2$  für Gummistopfen,  $p_{zul} = 1,5 - 2 \text{ N/mm}^2$  für Lederstopfen.

Ergebnis:  $p = \dots \text{ N/mm}^2$

Typ:

Gummistopfen

Lederstopfen



# LEKTION 23



## 5.9. Lösbare Kupplungen

### Tätigkeiten:

Lesen Sie das Skript bis zum Unterkapitel 5.12. Achten Sie während der Verarbeitung auf die Folgenden:

- Welche Kupplungen gehören zu den lösbaren formschlüssigen, den lösbaren kraftschlüssigen und zu den Sonderkupplungen?
- Nach welchem Prinzip funktionieren lösbare formschlüssige, lösbare kraftschlüssige und Sonderkupplungen?
- Machen Sie sich mit den Konstruktionselementen und das Funktionsprinzip der lösbaren Klauen-, Synchron-, Kegel-, Reibscheiben-, Lamellen-, Sicherheits- und hydrodynamischen Kupplungen bekannt!
- Lernen Sie bei der Kegelkupplung die Zusammenhänge der zur Drehmomentübertragung nötigen Umfangskraft, der Normalkraft und der zum Anpressen nötigen Axialkraft.
- Merken Sie sich bei Reibscheiben- und Lamellenkupplungen die Zusammenhänge der axialen Anpresskraft, sowie des übertragbaren Drehmomentes!
- Was verstehen wir bei hydrodynamischen Kupplungen unter Schlupf, Wirkungsgrad und durch die Kupplung übertragbares Drehmoment?

### Anforderungen:

Sie haben das Lernmaterial erfolgreich erlernt, wenn Sie:

- auf Grund einer Liste über eine bestimmte Kupplung entscheiden können, ob sie zur Gruppe der lösbaren formschlüssigen, der lösbaren kraftschlüssigen oder der Sonderkupplungen gehört,
- über Aussagen über das Funktionsmechanismus, bzw. die einzelnen Typen der lösbaren formschlüssigen, sowie kraftschlüssigen und der Sonderkupplungen entscheiden können, ob sie richtig oder falsch sind,

- auf Grund von Abbildungen die verschiedenen Kupplungen identifizieren können,
- auf Grund von Abbildungen die wichtigsten Teile der lösbaren Klauen-, Synchron-, Kegel-, Reibscheiben-, Lamellen-, Sicherheits- und hydrodynamischen Kupplungen benennen können,
- von Abbildungen die lösbaren und Sonderkupplungen auswählen können,
- bei lösbaren Klauenkupplungen die auf die Klauen wirkende Umfangskraft, die auf die Passfeder wirkende Kraft und die axiale Ausschaltkraft errechnen können,
- bei Kegelkupplungen die erforderliche Umfangskraft, die Normalkraft und die zum Anpressen nötige Axialkraft bestimmen können,
- bei Reibscheiben- und Lamellenkupplungen die axiale Anpresskraft und das durch die Kupplung übertragbares Drehmoment errechnen können,
- aus einer Liste die zur Lösung einer bestimmten Aufgabe nötige Zusammenhänge auswählen können.

Schlüsselwörter: lösbare formschlüssige Kupplung, lösbare kraftschlüssige Kupplung, lösbare Klauenkupplung, Synchronkupplung, Kegelreibkupplung, Reibscheibenkupplung, Lamellenreibkupplung, Sicherheitskupplung, hydrodynamische Kupplung.

### 5.9.1. Lösbare formschlüssige Kupplungen

Lösbare formschlüssige Kupplungen werden dadurch charakterisiert, dass die verbundenen Wellen während des Betriebes getrennt werden können. Das Einschalten kann jedoch nur in Stillstand erfolgen. Für solche Aufgaben sind Klauenkupplungen geeignet (Abbildung 5.22).

Die scheibenförmigen, gegenüberliegenden Stirnseiten der zwei Kupplungshälften sind mit Verzahnung (Klauen) versehen. Die eine Hälfte ist fest auf der Welle befestigt, die andere ist auf einer gleitenden Feder axial verschiebbar. Zum Aus- und Einschalten ist eine äußere Kraft erforderlich, zum Betrieb ist jedoch keine äußere Kraft mehr nötig. Zwischen den Scheiben tritt kein Schlupf auf.

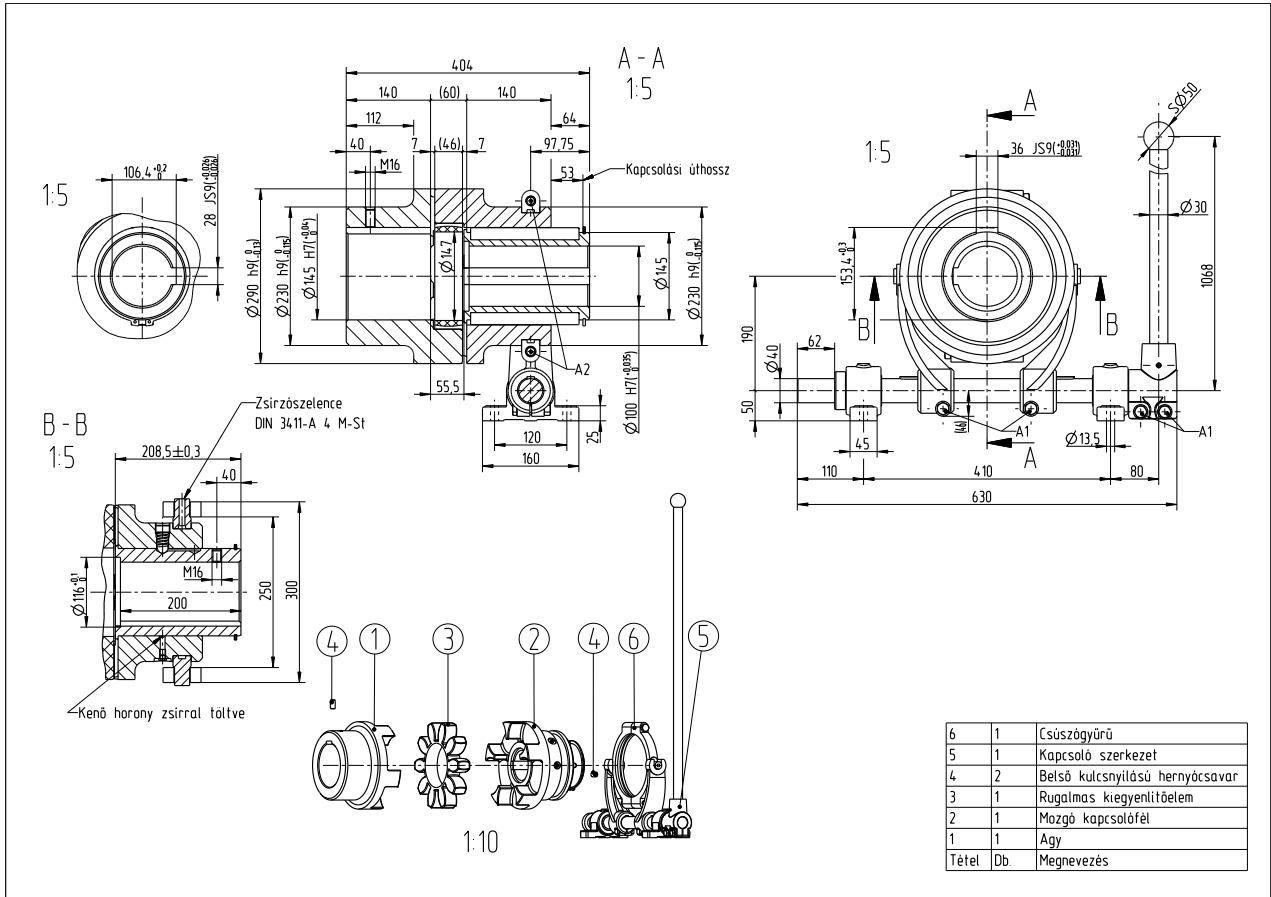


Abbildung 5.22: Montagezeichnung einer lösbaren Klauenkupplung

Die zum Ausschalten nötige Axialkraft kann mit den Zeichen der Abbildung 5.23 wie folgt bestimmt werden:

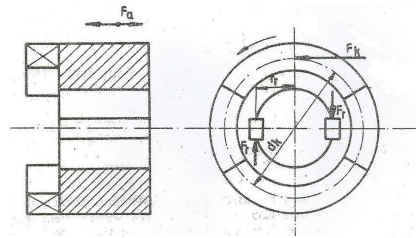


Abbildung 5.23: Kraftwirkungen bei Klauenkupplungen

Auf die Klaue wirkende Umfangskraft:

$$F_k = \frac{2 \cdot T}{d_k} \quad [N] \quad (5.19)$$

Auf die Passfeder wirkende Kraft:

$$F_r = \frac{T}{r_r} \quad [N] \quad (5.20)$$

Axiale Ausschaltkraft:

$$F_{ax} = \mu \cdot (F_k + F_r) \quad [N] \quad (5.21)$$

Die Festigkeitsprüfung der Klauen besteht aus der Bestimmung der aus der Umfangskraft resultierenden Flächenpressung, und der im Klauengrund entstehenden Biegespannung.

Die während des Betriebes aus- und einschaltbare Kupplung ist die auch im Getriebe von Kraftfahrzeugen verwendete Synchronkupplung (Abbildung 5.24):

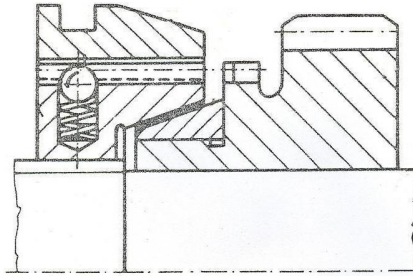


Abbildung 5.24: *Synchronkupplung*

Die Außenverzahnung des Zahnkranzes vom auf die Abtriebswelle der Kupplung locker montierten Zahnrad ist identisch mit der Kupplungsmuffe. Die Schiebemuffe ist innenverzahnt. Die Kupplungsmuffe dreht sich - mit Ritzelwellenverbindung - zusammen mit der Welle, kann jedoch auf der Welle axial verschoben werden. Die Kupplungs- und die Schiebemuffe sind mit einem Passfeder mit Kugel verbunden (Abbildung 5.25).

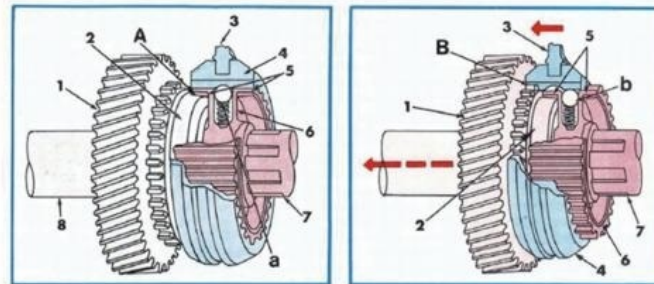


Abbildung 5.25: *Dreidimensionales Modell einer Synchronkupplung*

In der ersten Phase der Schaltung bewegt sich die Kupplungsmuffe mit der drauf montierten Schiebemuffe infolge der Wirkung der Passfeder mit Kugel. Dabei entwickelt sich auf den Kegelflächen eine Reibverbindung,

und das beschleunigt das locker montierte Rad auf eine mit der der Welle gleichen Drehzahl, d.h. auf Synchron-  
drehzahl.

In der zweiten Phase der Schaltung, bei Weiterbewegung des Hebels, wird der Widerstand der Passfeder mit  
Kugel durch die Axialkraft bewältigt, und die innenverzahnte Muffe tritt mit den Zähnen des locker montierten  
Zahnrades in Kontakt, und somit entsteht die Schaltung.

Das Ausschalten erfolgt auf ähnlicher Weise, sinngemäß in entgegengesetzter Richtung.

### 5.9.2. Lösbare kraftschlüssige Kupplungen

Die lösbaren, kraftschlüssigen Kupplungen können während des Betriebs beliebig oft aus- und eingeschaltet  
werden.

Zum Kraftschluss muss die Schaltkraft fortlaufend gewährleistet werden. Das Drehmoment wird durch die  
allmählich steigerbare Reibkraft übertragen.

Für diese Kupplungen sind eine ruhige Anlaufphase und bei Überlastung Durchrutschen charakteristisch. Wegen  
dem beim Einschalten auftretenden Schlupf kommt es zu Wärmeentwicklung, die einen Energieverlust verur-  
sacht.

Die Reibflächen der Kupplung können als kegelförmige, Scheiben-, Lamellen- oder zylindrische Reibflächen  
ausgelegt werden. Von diesen sind Lamellenkupplungen zum größten Teil ölgeschmiert, die anderen funktion-  
ieren trocken.

In Abbildung 5.26 wird die Kegelpkupplung dargestellt. Die Kupplungshälfte auf der Antriebswelle ist fest, und  
die auf der Abtriebswelle überträgt das Drehmoment durch eine gleitende Feder, sie ist also axial bewegbar.

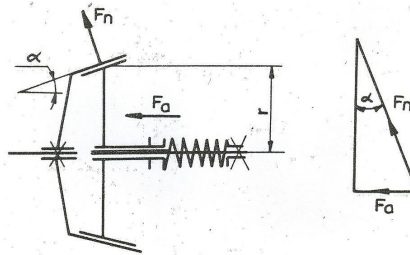


Abbildung 5.26: Kraftwirkungen bei Kegeltreibkupplungen

Das Anpressen der Kegeltreibflächen wird durch die auf die verschiebbare Scheibe ausgeübte Kraft  $F_a$  ausgelöst. Die zur Drehmomentübertragung notwendige Umfangs-(Reib-)kraft ist:

$$F_k = \frac{T_m}{r} \quad [N] \quad (5.22)$$

Die zur Erzeugung der Reibkraft nötige Normalkraft auf der Kegelfläche beträgt:

$$F_n = \frac{F_k}{\mu} \quad [N] \quad (5.23)$$

Die zum Anpressen erforderliche Axialkraft ist:

$$F_{ax} = F_n \cdot \sin\alpha = T_m \cdot \frac{\sin\alpha}{r \cdot \mu} \quad [N] \quad (5.24)$$

Die während des Betriebs ständig wirkende Kraft  $F_a$  hat eine nachteilige Wirkung auf die Lagerung. Dieser Nachteil kann mit einer Doppelkegelfläche beseitigt werden, und sogar andere, vorteilhafte Eigenschaften hervorrufen. Z.B.: die Kupplung kann geschlossen sein, ihre Wärmeleitung kann besser sein usw.

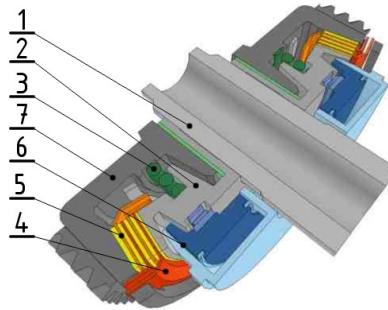


Abbildung 5.27: *Kegelreibkupplung*

Scheibenkupplungen haben sich nach den Kegelkupplungen entwickelt. Sie werden vorwiegend bei Kraftfahrzeugen eingesetzt, wo sie zwischen dem Motor und dem Getriebe eingebaut werden. Das Funktionsprinzip der Kupplung wird in der folgenden Abbildung dargestellt:

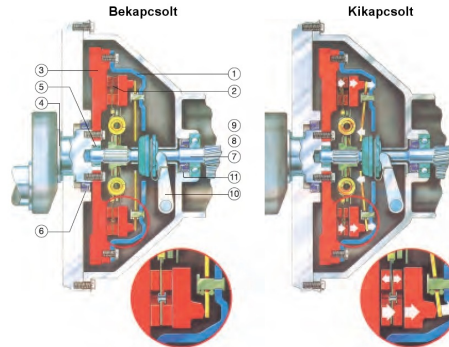


Abbildung 5.28: *Reibscheibenkupplung*



Die mit dem Schwungrad zusammengebaute Kupplung wird durch die eingebauten Druckfedern geschlossen gehalten. Das Lösen kann mit Kupplungsarme, über das Ausrücklager, durch die mit dem Fußpedal ausgeübte Kraft erfolgen. Die Axialkraft belastet die Welle und das Lager, aber nur solange die Kupplung im ausgelösten Zustand gehalten wird.

Eine der Hauptteile der Kupplung ist die sich reibende Scheibe (Reibscheibe). Die in der Reibscheibe befindlichen Feder haben zwei Funktionen: Einerseits die Schwingungsdämpfung, andererseits die Drehmomentübertragung von den Reibflächen auf die Kupplungsnahe. Die Reibeinsätze werden aus Asbest oder neuerdings aus Keramik gefertigt. Sie werden mit versenkten Nieten befestigt.

Das übertragbare Drehmoment wird bei Scheibenkupplungen durch die geometrischen Abmessungen der Reibflächen, deren Material und die Axialkraft beeinflusst.

Infolge der Anpresskraft  $F_a$  beträgt das durch die zwei, sich aneinander reibenden Flächen übertragbare Drehmoment (ohne Darstellung der Ableitung):

$$T_m = 2 \cdot \mu \cdot F_{ax} \cdot r_m \quad [N/mm^2] \quad (5.25)$$

wobei:  $r_m$  der Mittelradius (Abbildung 5.29) ist:

$$r_m = \frac{2 \cdot (r_k^3 - r_b^3)}{3 \cdot (r_k^2 - r_b^2)} \quad (5.26)$$

Bei Scheibenkupplungen ist also bei bestimmten Materialkombinationen unter Berücksichtigung der Konstruktionskriterien der Mittelradius (Durchmesser) zu bestimmen, mit dem die obige Gleichung besteht.

Der Raumbedarf von Reibscheibenkupplungen ist - wegen ihrem relativ großen Durchmesser - ziemlich groß. Die Verminderung des Durchmessers kann nur durch die Erhöhung der Anzahl der Reibflächen gelöst werden. So haben sich als neuere Konstruktionen die Lamellenreibkupplungen entwickelt. Bei diesen ist das durch eine Reibfläche übertragbare Drehmoment  $T'$ , und das maßgebende Drehmoment:

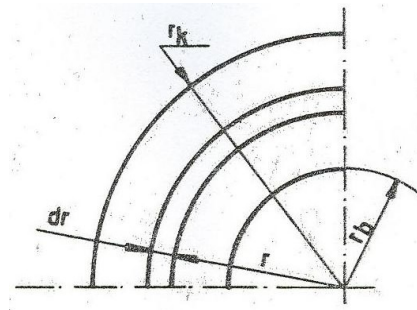


Abbildung 5.29: Die Interpretierung des Mittelradius bei Reibscheibenkupplungen

$$T_m = i \cdot T' \quad [N/mm^2], \quad (5.27)$$

wobei:  $i$  – die Anzahl der nötigen Reibflächen ist.

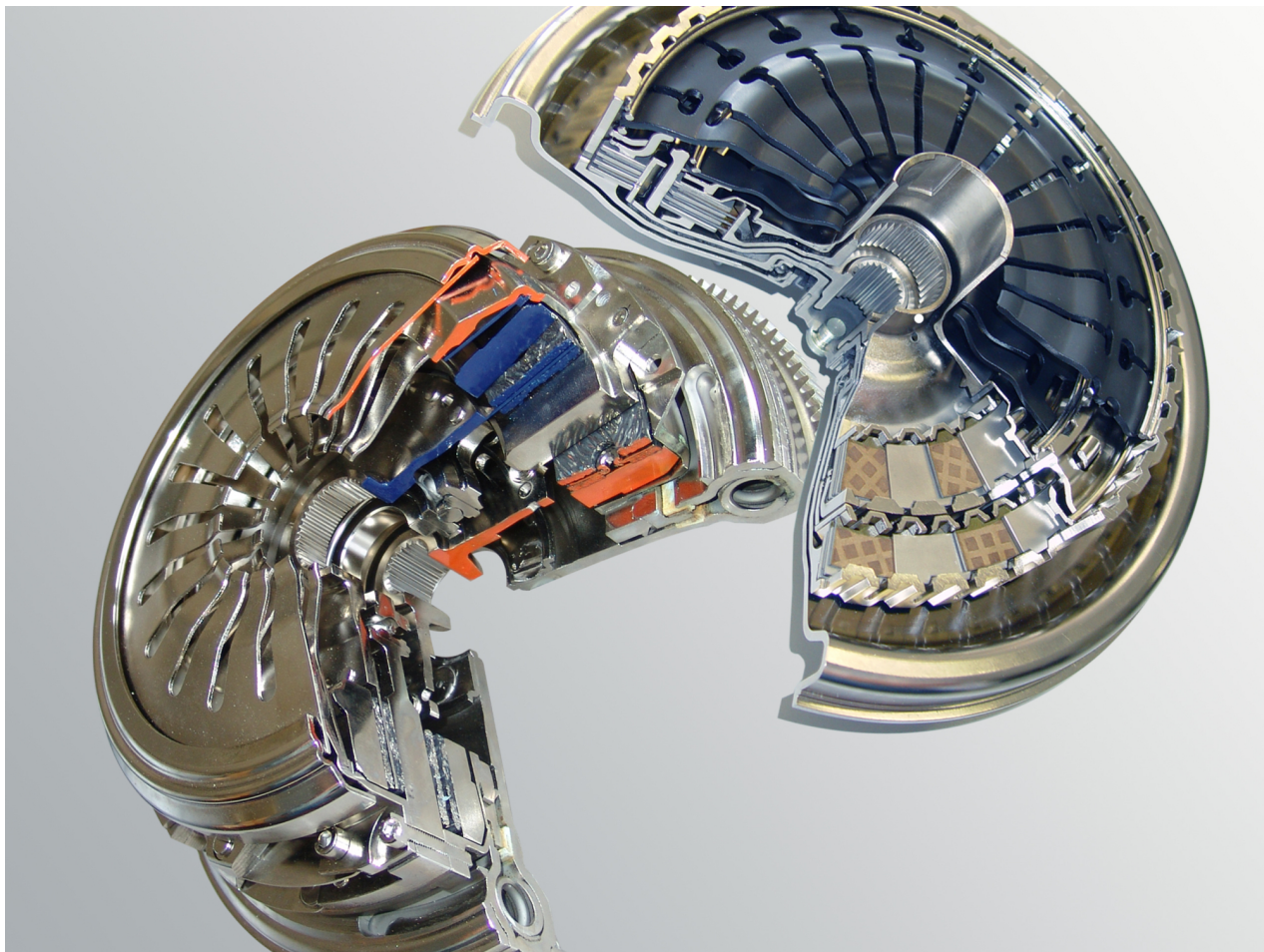


Abbildung 5.30: Reibscheibenkupplungen

Der Konstruktionsaufbau einer üblichen Lamellenreibkupplung ist aus der folgenden Abbildung ersichtlich (Abbildung 5.31).

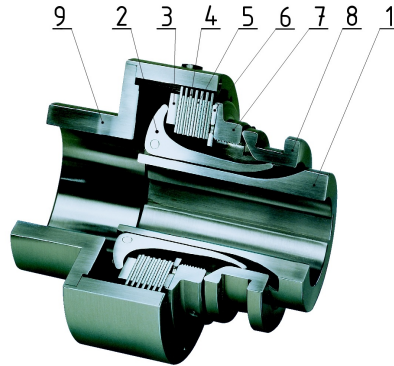


Abbildung 5.31: Lamellenreibkupplung

Die Reiblamellen von Lamellenreibkupplungen werden aus Stahl entsprechender Qualität hergestellt, und ein Teil des Innenraumes der Kupplungen wird mit Öl höherer Viskosität aufgefüllt. Es gibt jedoch auch trocken, ohne Schmierstoff funktionierende Lamellenreibkupplungen, deren Lamellen mit reibenden Einsätzen versehen sind.

## 5.10. Sonderkupplungen

Mechanische Kupplungen sind zur Fernbedienung und zur Verwendung in automatisierten Anlagen weniger geeignet. Dies war in erster Linie der Grund für die Entwicklung der Druckluft-, der hydraulischen und der elektromagnetischen Kupplungen. Diese Konstruktionen sind vorwiegend trockene Lamellenkupplungen, die sich im Wesentlichen nur in der Art der Erzeugung der auf die Reibflächen wirkenden Anpresskraft von den im vorigen Kapitel beschriebenen Lösungen unterscheiden. Auf Grund ihres Funktionsprinzips können sie grundsätzlich

form- oder kraftschlüssig sein.

Von den sich mit den genannten Betätigungs- und Funktionsmethoden entwickelten Konstruktionen behandeln wir hier die Sicherheits-(vor Überbelastung schützende) Kupplungen und die grundsätzlich verschiedenen, hydrodynamischen Kupplungen.

### 5.10.1. Sicherheitskupplung

Diese Kupplungen bieten in erster Linie Schutz vor Überbelastung. Die Reiblamellen werden durch eine Feder zusammengepresst, und der Gleichlauf wird auch hier durch die zwischen den Lamellen entstehende Reibkraft gewährleistet. Mit der Feder kann die Anpresskraft eingestellt werden, über die (also bei Überbelastung) die Lamellen aneinander durchrutschen. Mit der Abnahme der Belastung kommt die Verbindung infolge der Wirkung der Federkraft erneut zustande (Abbildung 5.32):

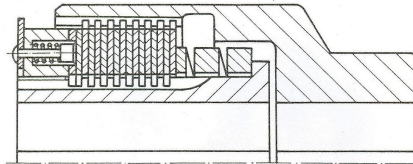


Abbildung 5.32: Sicherheitskupplung mit Reiblamellen

Die Konstruktion wurde für Drehmomente zwischen 500 und 1500Nm erarbeitet.

Sicherheitskupplung kann auch eine Hülsenkupplung sein, wenn z.B. ein zylindrisches oder konisches Niet das Drehmoment überträgt, und das Niet beim kritischen Drehmoment abschert.

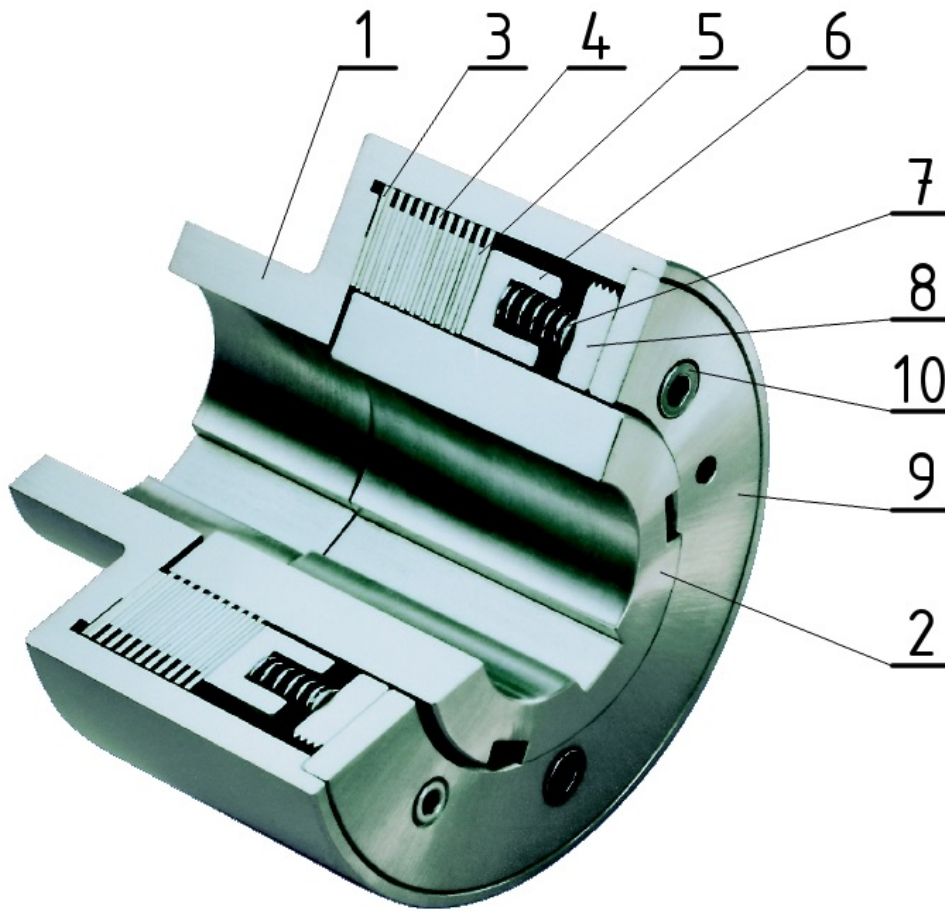


Abbildung 5.33: Dreidimensionales Modell einer Sicherheitskupplung mit Reiblamellen

## 5.10.2. Hydrodynamische Kupplung

Die bei Reibkupplungen an den Berührungsfleichen auftretende Wärmeentwicklung und Verschleiß sind schädlich für die Konstruktion. Um dies zu vermeiden berühren sich die zwei Kupplungshälften bei den hydraulischen Kupplungen nicht. Die Drehmomentübertragung wird durch die strömende Flüssigkeit sichergestellt. Die nächste Abbildung zeigt das Konstruktionsschema des Grundtyps der hydrodynamischen Kupplung:

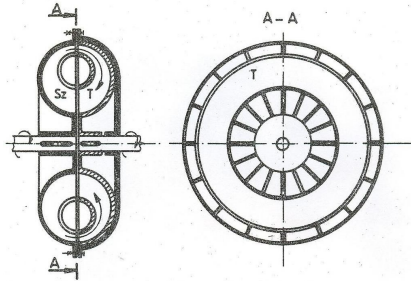


Abbildung 5.34: Konstruktionsschema der hydrodynamischen Kupplung

Am Ende der linken (Antriebs-) und der rechten (Abtriebs-) Welle der Kupplung sind symmetrisch gestaltete Räder angebracht, die zusammen eine größere und in deren Innere eine kleinere Ringfläche bilden. Der Raum zwischen den zwei Ringen wird durch radial angeordnete Lamellen mit ebenen Oberflächen auf Zellen aufgeteilt. Wenn der Raum - zumindest teils - mit Flüssigkeit gefüllt ist, bewegt sich die Flüssigkeit im auf die Antriebswelle montierten Rad zusammen mit der Welle. Dadurch entsteht ein Zentrifugalkraftfeld und die Flüssigkeit strömt nach außen. Zugleich erhöht sich ihre Geschwindigkeit (Energiegehalt), d.h. dieses Rad funktioniert als eine Pumpe, und so strömt die Flüssigkeit in das andere Rad. Wenn der Drehzahl von dieser Hälfte niedriger ist, dann ist auch das entstehende Zentrifugalkraftfeld kleiner, so strömt die Flüssigkeit in dieser Richtung - der kontinuierliche Flüssigkeitskreislauf kommt zustande. (Das Rad auf der rechten Seite funktioniert als eine Turbine).

Die Drehmomentübertragung ist nur bei einer Drehzahldifferenz ( $n_1 > n_2$ ) möglich, und das übertragbare Drehmoment erhöht sich parallel zur Drehzahldifferenz.

Der spezifische Wert der zum Betrieb der Kupplung nötigen Drehzahlverminderung ist der Schlupf:

$$s = \frac{n_1 - n_2}{n_1} = 1 - \frac{n_2}{n_1}. \quad (5.28)$$

Der Wirkungsgrad beträgt wegen der Drehzahldifferenz:

$$\eta = \frac{n_2}{n_1} = 1 - s. \quad (5.29)$$

Das durch die Kupplung übertragbare Drehmoment ist:

$$T = c \cdot n_1^2 \cdot D^5 \quad [Nm], \quad (5.30)$$

wobei:

- $n_1$  – die Drehzahl der Antriebswelle,
- $D$  – der Raddurchmesser,
- $c$  - der Drehmomentfaktor ist.



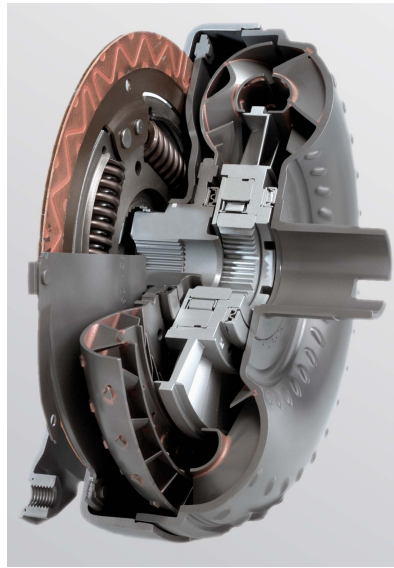


Abbildung 5.35: Foto von einer hydrodynamischen Kupplung

Vorteile der hydraulischen Kupplung:

- ruhige Anlaufphase auch, wenn die Welle der Arbeitsmaschine belastet ist,
- Drehmomentbegrenzung bei Überbelastung,
- Vibrationsdämpfung,
- großes übertragbare Drehmoment im Vergleich zur kleinen Konstruktionsgröße,
- Verminderung von stoßartigen Belastungen,
- leiser Betrieb.

## Nachteile:

- der Antrieb kann während des Betriebs nicht gelöst werden, dazu muss noch eine Kupplung eingeschaltet werden,
- schlechteres Wirkungsgrad in der Anlaufphase,
- höhere Investitionskosten.

Hydrodynamische Kupplungen sind auch in Wasserfahrzeugen, in leistungsstarken Kraftfahrzeugen und in dieselbetriebene Eisenbahnfahrzeugen verbreitet.



## 5.11. Übungsaufgaben

**Aufgabe 5.16** Bestimmen wir die zur Ausschaltung einer lösbaren formschlüssigen Kupplung erforderliche Axialkraft! Für die verbundenen Stahlwellen von  $d_t = 50$  mm wird eine Kupplung aus Gusseisen, mit einem maßgebenden Drehmoment von  $T_m = 1000$  Nm verwendet. Der Mitteldurchmesser der Klauen beträgt:  $d_k = 130$  mm.

Bestimmung der Umfangskraft:

$$F_k = \frac{T_m}{\frac{d_k}{2}} = \frac{2 \cdot T_m}{d_k} \quad [N],$$

$$F_k = \frac{2 \cdot 1000000}{130} \cong 15385N.$$

Die bei den Passfedern wirkende Kraft:

$$F_r = \frac{2 \cdot T_m}{d_t} \quad [N],$$

$$F_r = \frac{2 \cdot 10^6}{50} = 40000N.$$

Zum Lösen muss eine axiale Kraft ausgeübt werden, mit der die an der Passfeder und der Seitenfläche der Klauen entstehende Reibkraft zu bewältigen ist.

Der Reibungskoeffizient ist:  $\mu = 0,05$ , beim verwendeten Materialpaar, in geschmiertem Zustand (aus der Tabelle).

$$F_{ax} = \mu \cdot (F_k + F_r) = 0,05 \cdot (15385 + 40000) = 2769,25 N \approx 2770 N.$$

**Aufgabe 5.17** Wie groß ist die auf die einzelnen Klauen und die Passfeder wirkende Umfangskraft, wenn die Klauenkupplung Wellen von  $d_t = 35 \text{ mm}$  verbindet, ihr maßgebendes Drehmoment  $T_m = 800 \text{ Nm}$  und der Mitteldurchmesser der Klauen  $d_k = 110 \text{ mm}$  ist. (Es handelt sich dabei um eine Drei-Klauen-Kupplung.)

**Aufgabe 5.18** Errechnen Sie die zum Lösen der in der vorigen Aufgabe spezifizierten Kupplung erforderliche Axialkraft bei  $\mu = 0,06$ !

**Aufgabe 5.19** Bestimmen wir bei einer Kegelkupplung die zur Drehmomentübertragung nötige Umfangs- und Axialkraft!

Wobei:

- das maßgebende Drehmoment:  $T_m = 500 \text{ Nm}$ ,
- der Mitteldurchmesser des Reibkegels:  $d_k = 220 \text{ mm}$ ,
- der Reibungskoeffizient der Gusseisen Scheibenteile:  $\mu = 0,22$ ,
- der Halbkegelwinkel:  $\alpha = 15^\circ$  ist.

Prüfung der Selbsthemmung:

- $\alpha > \rho$ , die Konstruktion muss nicht selbsthemmend sein,
- $\rho = \arctg \mu$ , der Halbkegelwinkel der Reibung,
- $\rho = \arctg 0,22 = 12,4^\circ < \alpha$ , der Winkel  $\alpha$  ist also entsprechend.

Die Umfangskraft (Reibkraft):

$$F_k = \frac{T_m}{r} = \frac{2 \cdot T_m}{d_k} \quad [N]$$

$$F_k = \frac{500000}{110} = 4545 N$$

Die auf die Kegelflächen wirkende Anpresskraft:

$$F_n = \frac{F_k}{\mu} = \frac{4545}{0,22} = 20659 N$$

Die zum Anpressen nötige Axialkraft:

$$F_{ax} = F_n \cdot \sin \alpha = 20659 \cdot \sin 15^\circ = 5346,9 \approx 5347 N$$

**Aufgabe 5.20** Die Daten einer Kegelkupplung:  $T_m = 630 \text{ Nm}$ ,  $r = 120 \text{ mm}$ ,  $\mu = 0,2$  (Stahl),  $\alpha = 15^\circ$ . Ermitteln Sie, ob die Kupplung selbsthemmend ist, und die Größe der wirkenden (Reib-) Kraft!

## 5.12. Kontrollfragen und Aufgaben

1. Markieren Sie in der folgenden Liste die formschlüssigen, lösbaren Kupplungen!

Synchron-, Kegelkupplung

Kegel-, Hülsenkupplung

Sicherheits-, Reibscheibenkupplung

lösbare Klauen-, Synchronkupplung

Reibscheiben-, Schalenkupplung

2. Entscheiden Sie, ob die folgenden Aussagen richtig oder falsch sind!

Sonderkupplungen können in Hinsicht des Betriebes Druckluft- (pneumatische), hydromechanische und elektromagnetische (elektromechanische) Kupplungen sein.

Richtig

Falsch

Formschlüssige Kupplungen können im Allgemeinen während des Betriebes nicht gelöst werden. Sie können nur im Stillstand oder bei gleicher Drehzahl der zwei Kupplungshälften gelöst werden.

Richtig

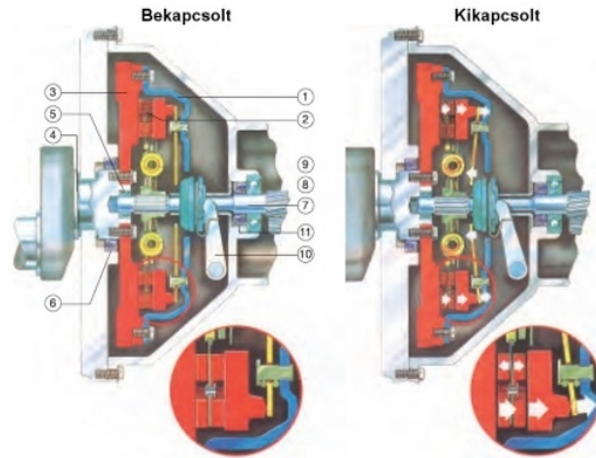
Falsch

Bei lösbaren kraftschlüssigen Kupplungen wird das Drehmoment durch die allmählich steigere Reibkraft übertragen. Diese Kupplungen sind durch Sanftanlauf und Schlupf bei Überbelastung gekennzeichnet.

Richtig

Falsch

3. Wählen Sie aus der Liste die Bezeichnungen der Teile Nr. 2 und 10 der abgebildeten Kupplung aus!



Nr. 2

Reibscheibe

Ausrücklager (?)

Schwungrad

Kupplungsgabel

Nr. 10

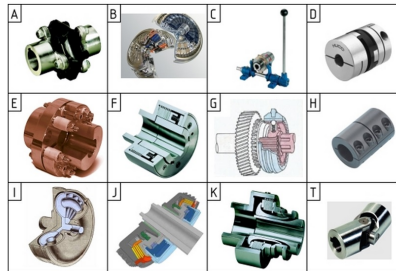
Reibscheibe

Ausrücklager (?)

Schwungrad

Kupplungsgabel

4. Ordnen Sie die Buchstaben der abgebildeten Kupplungen deren Bezeichnungen zu!



Sicherheitskupplung

Synchronkupplung

Reibscheibenkupplung

Kegelreibkupplung

5. Bestimmen Sie bei einer lösbaren, formschlüssigen Klauenkupplung die entstehende Umfangskraft, die auf die Passfeder wirkende Kraft und die zum Ausschalten nötige Axialkraft!

Die verbundenen Wellen sind aus Stahl, ihre Durchmesser betragen 40 mm, das maßgebende Drehmoment der Kupplung ist 500 Nm, und die Scheiben sind aus Gusseisen gefertigt. Der Mitteldurchmesser der Klauen ist:  $d_k = 100$  mm, und der Wert des Reibungskoeffizienten:  $\mu = 0,06$ .

$$F_k = \dots \text{ N}$$

$$F_r = \dots \text{ N}$$

$$F_{ax} = \dots \text{ N}$$

6. Ermitteln Sie die zur Drehmomentübertragung einer Kegelkupplung nötige Umfangskraft, Normalkraft und die zum Anpressen der Flächen nötige Axialkraft, wenn:



- das Bemaßungsdrehmoment:  $T_m = 400 \text{ Nm}$ ,
- der Mitteldurchmesser des Reibkegels:  $d_k = 200 \text{ mm}$ ,
- der Reibungskoeffizient der Gusseisen/Stahl Scheibenhälften:  $\mu = 0,2$ ,
- der Halbkegelwinkel:  $\alpha = 14^\circ$  ist.

$$F_k = \dots \text{ N}$$

$$F_n = \dots \text{ N}$$

$$F_{ax} = \dots \text{ N}$$

### 7. Markieren Sie von den folgenden Aussagen die richtige!

Die Drehmomentübertragung erfolgt bei hydrodynamischen Kupplungen durch die Reiblamellen und die strömende Flüssigkeit.

Der spezifische Wert der zum Betrieb der hydrodynamischen Kupplung nötigen Drehzahlverminderung ist der Schlupf:  $s = \frac{n_1 - n_2}{n_1} = 1 - \frac{n_2}{n_1}$

Die Drehmomentübertragung erfolgt bei hydrodynamischen Kupplungen durch Reiblamellen.

### 8. Wählen Sie die zur Bestimmung der zum Anpressen einer Kegelpupplung nötigen Axialkraft geeigneten Zusammenhang aus!

$$F_{ax} = F_n \cdot \cos\alpha$$

$$F_{ax} = F_n \cdot \sin\alpha$$

$$F_{ax} = F_r \cdot \sin\alpha$$

9. Wählen Sie aus der Liste die Bezeichnung der abgebildeten Kupplung aus!



Sicherheitskupplung

lösbare Klauenkupplung

Lamellenkupplung

hydrodynamische Kupplung



# LEKTION 24



## 5.13. Modulzáró

1. Was ist die Aufgabe von Kupplungen? Markieren Sie die richtige Antwort!

Kupplungen stellen durch die Verwendung der Reibungskraft eine lösbare Verbindung zwischen Wellen her.

Kupplungen übertragen ein Drehmoment von einer Welle auf die andere.

Kupplungen gleichen Koaxialitätsabweichungen, sowie Winkelversätze und Längenänderungen zwischen den Wellen aus.

2. Welche von den folgenden Kupplungen sind zur Dämpfung von während des Betriebs auftretenden, stoßartigen Beanspruchungen geeignet?

starre Kupplungen

elastische Kupplungen

flexible Kupplungen

bewegliche Kupplungen

3. Markieren Sie von den folgenden Kupplungen die, die zum Winkelausgleich nicht geeignet sind!

Kardangelenk

Hardy-Scheibe

Periflex-Kupplung

Poligon-Kupplung

Klauenkupplung

4. Entscheiden Sie, welche von den folgenden Aussagen falsch ist!

Kegelkupplungen übertragen das Reibmoment über die Kegelfläche. Um zu vermeiden, dass sich die Kegelflächen einklemmen, sollte der Halbkegelwinkel  $\alpha$  kleiner, als der Reibungs-Halbkegelwinkel sein. Die Anzahl der Reibflächen ist bei Lamellenreibkupplungen meistens höher, als bei Reibscheibenkupplungen.

Sicherheitskupplungen übertragen das Drehmoment bis zu einer bestimmten Grenze fortlaufend, und schalten bei Überbelastung automatisch aus, so wird die schädliche Belastung nicht übertragen.

5. Wählen Sie von den folgenden den richtigen Bemaßungszusammenhang für das maßgebende Drehmoment aus!

$$T_m = P \cdot \omega \cdot c_d$$

$$T_m = \frac{P}{\omega}$$

$$T_m = \frac{P}{\omega} \cdot c_d$$

6. Eine Kreiselpumpe und ein Elektromotor mit einer Leistung von 11 kW und einer Drehzahl von  $n = 715$  1/Min. werden durch eine starre Scheibenkupplung verbunden. Das Drehmoment wird mittels Passschrauben (formschlüssige Verbindung) übertragen. Die Anzahl der Schrauben ist: 3 Stk. Der Lochkreisdurchmesser der Schrauben beträgt 80 mm, der Wert des dynamischen Faktors ist  $c_d = 1,4$ , und die zulässige Scherspannung  $\tau_{meg} = 80$  N/mm<sup>2</sup>.

Ermitteln Sie das maßgebende Drehmoment ( $T_m$ ), die Umfangskraft ( $F_t$ ) und die Belastung für eine Schraube ( $F_{t1}$ ), sowie den Berechnungsdurchmesser der Passschraube!

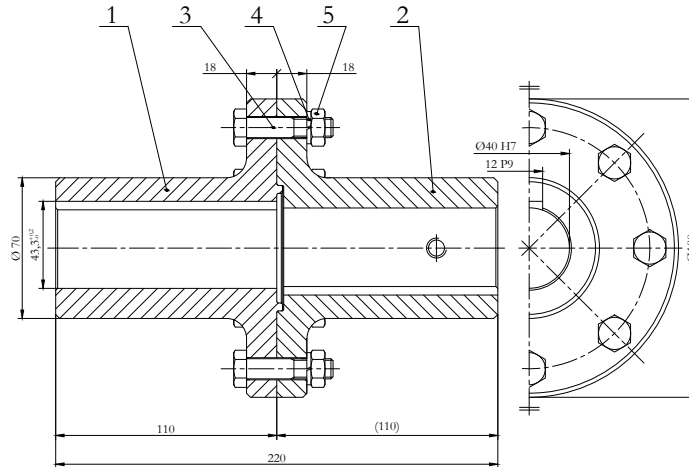
$$T_m = \dots \text{ Nm}$$

$$F_t = \dots \text{ N}$$

$$F_{t1} = \dots \text{ N}$$

$$d = \dots \text{ mm}$$

7. Ordnen Sie die Nummern der einzelnen Teile der abgebildeten Kupplung den Bezeichnungen zu!



Nicht vorhanden = 0

Nabe mit Gewindebohrung:

Passfeder:

Welle:

Sechskantschraube:

Sechskantmutter:

# MODUL VI

## Lagerung



# LEKTION 25



## 6. Lagerung

### Tätigkeiten:

Lesen Sie das Skript bis zum Unterkapitel 6.3. Achten Sie während der Verarbeitung auf die Folgenden:

- die Aufgaben von Lagern,
- in Lagern verwendete Schmierstoffarten,
- die vorteilhaften Eigenschaften, die sich aus der Verwendung von Schmierfettadditiven ergeben,
- die Anforderungen an Schmierstoffe,
- die einzelnen Ölartern sowie deren Eigenschaften und Anwendbarkeit.

### Anforderungen:

Sie haben das Lernmaterial erfolgreich erlernt, wenn Sie:

- die Aufgaben der Lager richtig auswählen können,
- die in Lagern verwendeten Schmierstoffarten richtig auswählen können,
- die Ziele der Verwendung von Schmierfettadditiven richtig auswählen können,
- die Anforderungen an Schmierstoffe kennen,
- die wichtigsten Ölartern kennen,

Schlüsselwörter: Lastübertragung, Radiallager, Axiallager, Öle, Fette, Additive, Viskosität.

### 6.1. Aufgaben und Arten von Lagern

Als Lagerung bezeichnet man Konstruktionseinheiten, die zur Lagerung bzw. zum Führen von Wellen dienen. Das Hauptelement der Lagerung ist das Lager. Das Lager ermöglicht die Lastübertragung von der Welle auf die

Lagerung, sowie eine dauerhafte Aufrechterhaltung der entsprechenden Betriebszustände. Die Welle hat an den Stützpunkten einen kreisförmigem Querschnitt. Diese Stützpunkte werden Zapfen und die Maschinenelemente, in denen die Zapfen liegen, Lager genannt. Lager können je nach der Richtung der Belastungskraft in folgende Gruppen eingeteilt werden:

- Traglager (sie nehmen radiale Belastungen auf),
- Stützlager (sie nehmen axiale Belastungen auf).

Die Belastung wird bei Traglagern an der zylindrischen Fläche des Zapfens, bei Stützlagern an der Stirnfläche übertragen. In der Praxis treten diese beiden Belastungen jedoch zusammen auf. Wenn die Belastungen in beiden Richtungen erheblich sind, müssen beide Lagertypen zusammen verwendet werden (Abbildung 6.1).

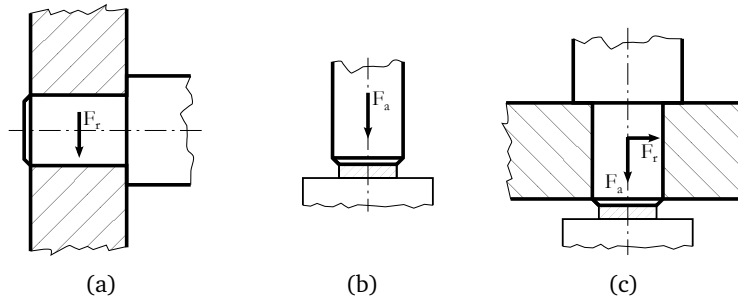


Abbildung 6.1: a: Radiallager; b: Axiallager; c: a gemeinsame Verwendung der beiden Lagerarten

Bei Gleitlagern gleiten die Kontaktflächen des Zapfens und des Lagers während des Drehens aufeinander, wobei zwischen den Bauteilen ein Schmiermittel verwendet wird. Bei Wälzlagern werden zwischen den sich bewegenden Teilen des Zapfens und des Lagers Wälzkörper eingebaut.

## 6.2. Schmierstoffe

Schmierstoffe spielen eine wichtige Rolle bei Maschinenteilen, die sich aufeinander bewegen. Die in Lagern verwendeten Schmierstoffe - Öle oder Fette - können mineralischer, pflanzlicher oder tierischer Ursprungs sein. Die wichtigsten Schmierstoffe hinsichtlich der Schmierung von Lagern sind die Mineralschmieröle. Rohe Schmieröle werden gereinigt, raffiniert und in bestimmten Fällen auch durch Additive verbessert, um sie zu den verschiedensten Aufgaben verwenden zu können.

Die Anforderungen an Schmieröle sind die folgenden:

- entsprechende Viskosität,
- gute Haftung,
- hoher Viskositätsindex (dieser zeigt, wie stark sich die Viskosität einer bestimmten Flüssigkeit infolge der Temperaturänderung ändert),
- niedriger Erstarrungspunkt,
- hohe Reinheit,
- stabile Struktur,
- beständigkeit gegen Oxidation und andere chemische Einflüsse,
- druckbeständigkeit,
- keine Emulsionsbildung,
- geringe Schaumbildung,
- Feuerbeständigkeit,
- keine Beschädigung der Maschinenbauteile,
- Korrosionsschutzwirkung.

Die Grundstoffe von Schmierölen sind überwiegend mineralischen Ursprungs. Die diversen Ölarten unterschiedlicher Qualität werden durch das Raffinieren von Erdöl mit Lösemitteln gewonnen. Die in der Maschinenindustrie, in der Landwirtschaft oder im Verkehr verwendeten Lager bedürfen unterschiedlicher Ölqualitäten. Die Öle lassen sich in folgende Gruppen einteilen:

- Maschinenöle.
- Turbinenöle. Hier hat das Öl nicht nur eine reibungsreduzierende Wirkung, sondern auch eine entsprechende Kühlung zu gewährleisten. Es darf nicht zu schnell altern, was durch antioxidative Additive erreicht wird.
- Kompressoröle. Hier sind die Anforderungen gleich wie bei den Ölen für Verbrennungsmotoren.
- Instrumentenöle. Sehr hohe Reinheit, relativ niedrige Viskosität, Säurefreiheit und keine korrosive Wirkung.
- Motoröle. Niedriger Stockpunkt, höchstmöglicher Viskositätsindex. Die Ablagerungen von rußartigen Feststoffen sowie die Oxidation und die Korrosion werden mit verschiedenen Additiven reduziert.
- Aktivierte Schmieröle. Für hohe Flächenbelastungen und für kritische Schmierfälle werden diese durch spezielle Additive wie Schwefel, Schwefelverbindungen oder Chlorverbindungen verbesserte Öle verwendet. Typische Beispiele dafür sind die Ausgleichsgetriebe von Fahrzeugen oder die Kegelgetriebe mit Bogenverzahnung.
- Silikonöle. Diese werden in speziellen Fällen verwendet, weil sich ihre Viskosität in einem großen Temperaturbereich kaum verändert, d. h. sie haben einen hohen Viskositätsindex mit einem Wert von sogar bis  $160^{\circ}\text{C}$ . Unter dem Einfluss von Wärme zersetzen sie sich bei einer Temperatur von  $250^{\circ}\text{C}$ , bei niedrigen Temperaturen haben sie dagegen eine gute Schmierfähigkeit, so werden sie in Instrumenten und Flugzeugen verwendet.

Viskositätsindex: Eine empirische Zahl, die die Viskositätsänderungen von Ölen infolge von Temperaturänderungen charakterisiert.

Öle, deren Viskosität sich mit der Temperaturänderung relativ wenig verändert, haben einen hohen Viskositätsindex. Für Öle, deren Viskosität sich mit der Temperatur stark verändert, ist dagegen ein niedriger Viskositätsindex charakteristisch.

Mineralöle können zur Verbesserung der Eigenschaften und Reduzierung der Kosten mit synthetischen Ölen gemischt werden. Den Basisölen können folgende Additive beigegeben werden:

- Stockpunktsenkungsmittel,
- Viskositätsmodifizierer,
- Reibungsreduzierer,
- Korrosionsinhibitoren,
- Verschleißschutzmittel,
- Detergent-Dispersanten,
- Oxidationsinhibitoren,
- Demulgiermittel,
- Antischaummittel,
- Hochdruckresistente Additive.

Die Viskosität ist von der Temperatur und dem Druck abhängig (Abbildung 6.2). Der innere Reibungsfaktor " $\eta$ " [ $Pa \cdot s$ ] - auch als dynamische Viskosität bekannt - ist die Kraft, die zur Verschiebung von zwei Flüssigkeitsschichten um einen Geschwindigkeitsgradienten im Verhältnis zueinander pro Flächeneinheit erforderlich ist. Sie wird durch die Temperatur hinsichtlich der Schmierung ungünstig beeinflusst. Öle mit höherer Viskosität sind temperaturempfindlicher.

Die Grundstoffe von Schmierfetten sind verschiedene Mineralöle, denen Metallseifen verschiedener Metalle beigegeben werden. Die Aufgabe von Ölen ist es, die Schmierfähigkeit zu gewährleisten, der Seifeninhalt sorgt

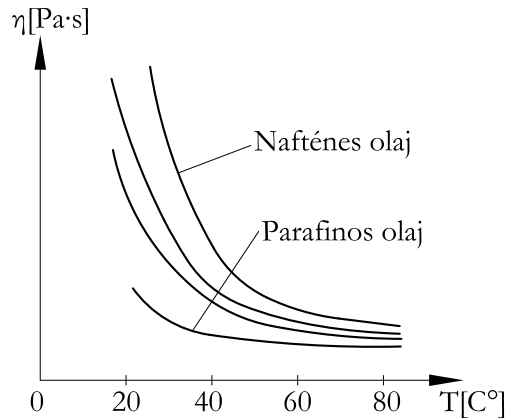


Abbildung 6.2: Änderung der Viskosität in Abhängigkeit von der Temperatur

dagegen für die Konsistenz und die Haftfähigkeit von Fetten. Ihr Hauptmerkmal ist die Konsistenz. Die wichtigsten Arten von Schmierfetten sind:

- Calciumseifenfette haben eine gute mechanische Stabilität und sind in Wasser unlöslich. Sie werden bei niedrigen Temperaturen ( $-50^{\circ}\text{C} — +60^{\circ}\text{C}$ ), niedriger Belastung, bis zu mittleren Drehzahlen verwendet.
- Natriumseifenfette haben eine gute Haft- und Dichtungsfähigkeit, sind aber in Wasser löslich. Sie können bis höheren Temperaturen ( $-50^{\circ}\text{C} — +120^{\circ}\text{C}$ ), jedoch nicht in einer feuchten Umgebung eingesetzt werden.
- Lithiumseifenfette haben eine gute Haftfähigkeit und auch bei hohen Temperaturen eine gute mechanische Stabilität. Ihre Wasserlöslichkeit ist vernachlässigbar. Sie bieten in den meisten Anwendungsbereichen eine effektive Schmierung, bei einem Temperaturbereich von  $-50^{\circ}\text{C} — +150^{\circ}\text{C}$ .
- Als Basisöl für synthetische Fette wird synthetisches Schmieröl verwendet, dem als Verdickungsmittel Metallsilicate, Aluminiumsilikat oder Teflon beigegeben werden. Diese Fetten oxidieren nicht so schnell wie die

Fetten auf Erdölbasis, deshalb können sie in einem größeren Anwendungsbereich eingesetzt werden als die anderen Fette. Sie haben gute Schmierfähigkeit in einem weiten Temperaturbereich ( $-70^{\circ}\text{C}$  —  $+150^{\circ}\text{C}$ ).

Schmierfetten werden auch verschiedene Additive beigemischt, um weitere Eigenschaften zu erreichen:

- durch Korrosionsschutzmittel wird die Metallstruktur geschützt,
- durch die Anwendung von Antioxidationsmitteln werden die Fette auch bei hohen Temperaturen geschützt (sie werden länger haltbar).
- durch Beimischen von Additiven mit hoher Druckfestigkeit erhöht sich die Belastbarkeit des Schmiermittels.

Schmierfette sind zur Erreichung einer reinen Flüssigkeitsreibung nicht geeignet. Sie sind jedoch in den folgenden Fällen vorteilhaft einsetzbar:

- bei einfachen Lagerkonstruktionen, sowie Wälzlagern,
- bei Lagern mit niedrigen Geschwindigkeiten, die Feuchtigkeit und einer Staubbelastung ausgesetzt sind, wo das Fett auch einen Staubschutz bietet,
- wo keine Schmieröle eingesetzt werden können,
- bei kleinen Umfangsgeschwindigkeiten und hohen spezifischen Lagerbelastungen.

Nachteil der Fettschmierung ist, dass die automatische Nachfüllung in der Regel schwierig ist, und das Nachpressen von Schmierfett in die engen Lagerspalten eine bedeutende Kraft erfordert. Ihre Wärmeübertragung ist schlechter als die der Ölschmierung, in manchen Fällen muss das Fett nach einer kurzen Betriebszeit wieder dosiert werden.



## 6.3. Kontrollfragen und Übungen

1. Wählen Sie aus der folgenden Liste die genaueste Definition des Lagers aus!

Lager sind Maschinenelemente, die zur Lagerung von Wellen dienen.

Lager sind Maschinenelemente, die zur Lagerung und Führung von Wellen dienen.

Lager reduzieren die Reibung zwischen den sich aufeinander bewegenden Teilen.

2. Markieren Sie das/die in den Lagern am häufigsten verwendete(n) Schmiermittel!

Luft,

Mineralöle,

Wasser,

Fette.

3. Wählen Sie aus der folgenden Liste die Zwecke der Anwendung von Schmierfettadditiven!

Schutz der Metallstruktur durch Korrosionsschutzmittel,

Beständigkeit gegen Feuchtigkeit und Staub,

hohe spezifische Lagerbelastungen,

durch Beimischen von Additiven mit hoher Druckfestigkeit erhöht sich die Belastbarkeit des Schmiermittels.



# LEKTION 26

## 6.4. Gleitlager

### Tätigkeiten:

Lesen Sie das Skript bis zum Unterkapitel 6.5. Achten Sie bei der Verarbeitung auf die Folgenden:

- Was ist die Aufgabe der Lager?
- Welche sind die Vor- und Nachteile von Gleitlagern?
- Welche Beziehung besteht zwischen dem Druck des Schmierfilms und der Belastungskraft?
- Der Aufbau des Stribeck-Diagramms.
- Feststellungen in Bezug auf die Entstehung der Flüssigkeitsreibung.
- Unter welchen Bedingungen treten hydrodynamische Kräfte auf?
- Welche Eigenschaften sind zu einem dauerhaften, guten Betrieb der gelagerten Welle unentbehrlich?
- Methode zur Berechnung der im Lager pro Zeiteinheit erzeugten Wärmemenge.
- Gleichung für die Wärmebilanz.
- Welche Eigenschaften können aus der Wärmebilanzgleichung berechnet werden?
- Berechnung der an die Umgebung pro Zeiteinheit übertragenen Wärmemenge.
- Bemaßungsmöglichkeiten auf Grund der hydrodynamischen Theorie.
- Die bei der Bemaßung des Gleitlagers verwendeten Begriffe und Zeichen.
- Die Reihenfolge der Bemaßung.
- Die Konstruierung von Geräten zur Dosierung von Schmierfetten.
- Welche Arten von Ölschmierungssystemen gibt es und wie funktionieren diese?
- Wo werden die einzelnen Schmierungsarten verwendet?

- Wie werden die einzelnen Konstruktionen zeichnerisch dargestellt?

### Anforderungen:

Sie haben das Lernmaterial erfolgreich erlernt, wenn Sie:

- die Eigenschaften von Gleitlagern richtig auswählen können,
- die zu einem dauerhaften, guten Betrieb der gelagerten Welle unentbehrlichen Merkmale richtig auswählen können,
- die Beziehung zwischen dem Druck des Schmierfilms und der Belastungskraft richtig bestimmen können,
- die Voraussetzungen für die Entstehung der hydrodynamischen Kräfte kennen,
- bestimmen können, ob bestimmte Aussagen in Bezug auf die Entstehung der Flüssigkeitsreibung richtig oder falsch sind,
- sich die Methode zur Berechnung der im Lager pro Zeiteinheit erzeugten Wärmemenge angeeignet haben,
- entscheiden können, welche Merkmale aus der Wärmebilanzgleichung berechnet werden können,
- die Größe der an die Umgebung pro Zeiteinheit übertragenen Wärmemenge durch Berechnung bestimmen können,
- aus einer Liste die Anzahl der Bemaßungsmöglichkeiten auf Grund der hydrodynamischen Theorie auswählen können.
- aus einer Liste die Gleichung für den Durchmesser des Zapfens eines Radialgleitlagers auswählen können.
- die bei der Bemaßung der Axialgleitlager verwendeten Begriffe und Zeichen kennen.
- die Geräte zur Dosierung von Schmierfetten kennen.
- die Arten und das Funktionieren von Ölschmierungssystemen kennen.
- die Anwendungsbereiche der einzelnen Schmierungsarten kennen.

- die Maschinenzzeichnungen der einzelnen Konstruktionen korrekt erstellen können.

Schlüsselwörter: Gleitlager, Schmierungsarten, Wirkung von Verunreinigungen, Druck des Schmierfilms, Stribeck-Diagramm, Schmierespalt, sich verengender Spalt, Belastungskraft, Flüssigkeitsreibung, Wärmemenge, Reibungsarbeit, Wärmebilanz, Wärmeabgabe, hydrodynamische Theorie, Bemaßung, Passung, Drehzahl, Leibungsdruck, Ölqualität, Druckverteilung, Schmierfettdosierung, Ölschmierungs-system, periodische Schmierung, kontinuierliche Schmierung, Sprühschmierung, Tauchschmierung, Ölnebelschmierung.

### 6.4.1. Eigenschaften von Gleitlagern

Ihr Hauptmerkmal ist, dass zwischen den beiden sich relativ zueinander bewegenden Flächen keine festen Konstruktionselemente gibt. Die Kontaktflächen werden unter günstigen Verhältnissen durch das zwischen ihnen eingesetzte Schmiermittel vollständig getrennt. Dadurch entsteht eine Flüssigkeitsreibung, das um 1-2 Größenordnungen niedriger als die Trockenreibung ist. Die Hauptmerkmale der Gleitlager sind die folgenden:

- das Reibungsverhältnis ist von den Betriebsverhältnissen (Drehzahl, Belastung, Schmierstoff, Drehsinn, usw.) stark abhängig
- sie sind nur wenig standardisiert, sie werden eher individuell konstruiert,
- sie sind empfindlich gegen Schmiermittel und Schmierungsarten,
- die Welle ist wegen des zum Betrieb erforderlichen Lagerspaltes weniger gut geführt, deshalb kann sie gleichzeitig keine hohe radiale und axiale Belastungen aufnehmen,
- sie sind gegen dynamische Effekte weniger empfindlich,
- sie sind bei sehr kleinen und sehr großen Abmessungen vorteilhaft anwendbar,
- sie können in geteilter Ausführung hergestellt werden, deshalb sind sie bei jedem Wellentyp einsetzbar.
- sie sind weniger empfindlich auf feste (feine) Verunreinigungen,
- leiser, vibrationsfreier Betrieb.

## 6.4.2. Reibungs- und Druckverhältnisse

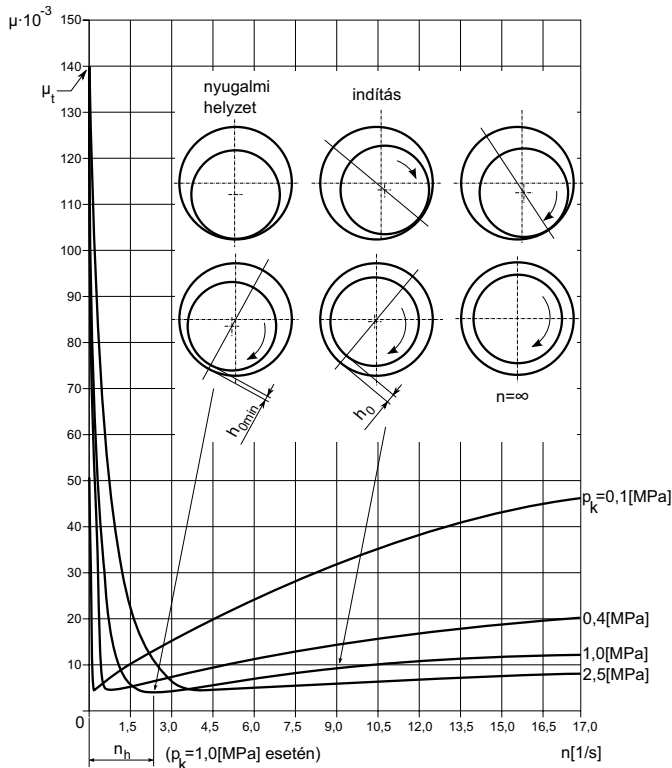


Abbildung 6.3: Veränderung des Reibungskoeffizienten in Abhängigkeit von der Drehzahl (Stribeck-Diagramm)

Lagerspalt, das Spaltmaß  $h_{omin}$  auf. Mit der Erhöhung der Drehzahl verringert sich die Exzentrizität in solchem

Die Voraussetzung für den dauerhaften und richtigen Betrieb einer Welle und ihrer Lagerung ist die angemessene Reduzierung der Reibung zwischen den miteinander verbundenen Elementen. Bei Gleitlagern kann die Reibungsreduzierung durch den Einsatz von Schmiermittel erreicht werden, das zwischen den sich bewegenden Flächen eingebracht wird. Im Schmiermittel entsteht bei entsprechender Gestaltung des Lagers ein hydrodynamischer Druck. Dieser übt auf die Oberfläche des Zapfens einen Auftrieb aus und lässt ihn dadurch schweben.

In stehender Position oder bei sehr niedriger Drehzahl berühren sich der Zapfen und die Buchse mit einer metallischen Reibung, zwischen den Kontaktflächen ist kein Schmieröl vorhanden. Sobald sich der Zapfen zu drehen beginnt, bildet sich allmählich ein gemischter Reibungszustand aus. Durch die weitere Erhöhung der Geschwindigkeit trennen sich die beiden Bauteile und es tritt eine reine Flüssigkeitsreibung auf. In diesem Fall beträgt der Reibungskoeffizient bei Gusseisenbuchsen 0,0035 und bei Lagergehäusen mit Weißmetallfutter 0,0017. Mit der Entstehung der Flüssigkeitsreibung versetzt sich die Welle auf die andere Seite der Buchse und somit befindet sie sich exzentrisch in Drehrichtung. In diesem Fall tritt zwischen der Buchse und dem Stift der kleinste

Maße, dass die Lage des Zapfens in der Buchse theoretisch konzentrisch ist. Die experimentelle Untersuchung dieser Veränderung wird mit dem Namen von Stribeck verbunden (6.3. Abbildung).

Im Laufe der Veränderung des Reibungskoeffizienten können die folgenden Reibungszustände unterschieden werden:

- **Trockenreibung.** Zwischen den Oberflächen ist kein Schmiermittel vorhanden. Dieser Zustand entspricht praktisch dem beim Starten auftretenden Zustand.
- **Mischreibung.** Das durch den rotierenden Zapfen mitgeführte Schmiermittel beginnt die Oberflächen zu trennen, der metallische Kontakt besteht aber zum Teil weiter.
- **Flüssigkeitsreibung.** Die metallischen Oberflächen trennen sich voneinander, zwischen ihnen befindet sich eine Ölschicht.

Das Ziel ist, im Laufe des Betriebes diesen letzteren Zustand zu erreichen. D.h. in dem im Lager befindlichen Schmierstoff muss ein Druck sichergestellt werden, der durch die so auftretende Auftriebskraft den Zapfen mit der Belastungskraft im Gleichgewicht hält (6.4. Abbildung). Die Bedingungen für die Entstehung der hydrodynamischen Kräfte sind die folgenden:

- die Anwesenheit der viskosen Flüssigkeit an den Gleitflächen im Lagerspalt,
- die Anwesenheit der relativen Geschwindigkeit zwischen den Gleitflächen,
- die Entstehung eines sich verengenden Spaltes in Richtung der Verschiebung.

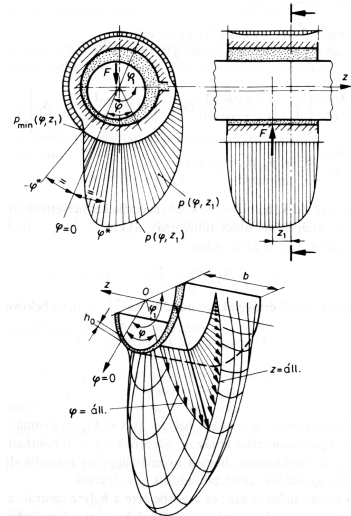


Abbildung 6.4: Darstellung der Druckverteilung im Schmierpalt

### 6.4.3. Betriebstemperatur und Ölbedarf von Gleitlagern

Während des Betriebs wird im Lager durch die Reibung Wärme erzeugt, die zum Teil an die umgebende Luft, zum Teil an das Schmieröl abgegeben wird. Die Wärmeabgabe erhöht sich mit der Erhöhung der Lagertemperatur und kommt bei einer bestimmten Temperatur ins Gleichgewicht mit der Wärmeentwicklung - dann stabilisiert sich die Temperatur. Da sich die Reibungsarbeit völlig in Wärme umwandelt, entspricht die im Lager pro Zeiteinheit entstehende Wärmemenge:

$$Q = \mu \cdot F \cdot v \left[ \frac{J}{s} \right] \quad (6.1)$$

wobei:

- $F$ : die radiale Belastung [ $N$ ],
- $v$ : die Umfangsgeschwindigkeit des Zapfens [ $\frac{m}{s}$ ],
- $\mu$ : der Reibungsfaktor ist.

Die an die Umgebung pro Zeiteinheit abgegebene Wärmemenge beträgt:

$$Q_1 = \alpha \cdot A \cdot (t - t_0) \left[ \frac{J}{s} \right] \quad (6.2)$$

wobei:

- $\alpha$ : der Wärmeübergangskoeffizient [ $\frac{J}{s \cdot m^2 \cdot K}$ ],
- $A$ : die Wärmeabgabefläche des Lagers [ $m^2$ ],
- $t$ : die Lagertemperatur [ $K$ ],
- $t_0$ : die Umgebungstemperatur ist [ $K$ ].

Die entstehende und die an die Umgebung übertragene Wärmemengen sind während des Betriebs gleich, d. h.  $Q = Q_1$ . Diese Erscheinung wird Wärmebilanz genannt. Aus der Gleichung kann die Lagertemperatur errechnet werden. Die Betriebstemperatur eines Lagers mit hoher Belastung oder hoher Drehzahl wäre jedoch unzulässig hoch. In diesem Fall ist für die Kühlung des Lagers zu sorgen. Das wird durch eine Ölströmung durch das Lager gewährleistet. Dem durch das Lager strömende Öl pro Zeiteinheit abgegebene Wärmemenge lässt sich wie folgt berechnen:

$$Q_2 = c \cdot m \cdot (t - t_h) \left[ \frac{J}{s} \right] \quad (6.3)$$

wobei:

- $c$ : die spezifische Wärme des Öls  $\left[ \frac{J}{kg \cdot K} \right]$ ,
- $m$ : das Gewicht des pro Zeiteinheit durchströmenden Öls  $[kg]$ ,
- $t_h$ : die Eintrittstemperatur des Kühllöls  $[K]$ .

In diesem Fall ergibt sich die folgende Wärmebilanz:

$$Q = Q_1 + Q_2 \quad (6.4)$$

Aus der Wärmebilanzgleichung lässt sich ableiten,

- wieviel Kühllöl zur Gewährleistung der vorgeschriebenen Lagertemperatur benötigt wird,
- wie hoch die Betriebstemperatur des Lagers ist, die mit dem Öl einer bestimmten Oberfläche und einer bestimmten Menge erreicht werden kann.



#### 6.4.4. Bemaßung von Gleitlagern

Im Folgenden wird nur der Prozess der Bemaßung beschrieben. Die unbekanntenen Begriffe und Zeichen sind in den Fachbüchern über die Bemaßung von Gleitlagern zu finden. Basierend auf der hydrodynamischen Theorie sind zwei Bemaßungsvarianten üblich. Nach der Aufnahme von bestimmten empirischen Daten wird

- entweder der notwendige Schmieröltyp,
- oder die erforderliche Passung zwischen dem Zapfen und der Buchse festgelegt.

Im ersten Fall ist das Lagerspiel, im zweiten Fall die Art des Schmieröls aufzunehmen. Die radiale Belastung und die Geschwindigkeit des Zapfens sind in der Regel bekannt bzw. können ermittelt werden. Die einzelnen Schritte des ersten Bemaßungsverfahrens sind die folgenden:

1. Auf Grund von empirischen Werten wird der Leibungsdruck des Lagers ( $p$ ) aufgenommen. Daraus lässt sich die Projektion der Mantelfläche berechnen (6.5. Abbildung):

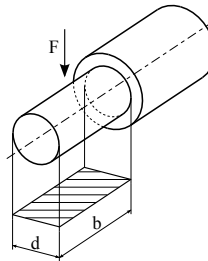


Abbildung 6.5: Projektion der Mantelfläche des Lagers

$$b \cdot d = \frac{F}{p} \quad (6.5)$$

2. Dann wird das Verhältnis  $b/d$  aufgenommen.
3. Berechnung der Länge und des Durchmessers des Zapfens.
4. Auf Grund von Erfahrungswerten wird das relative Spiel aufgenommen.
5. Berechnung des mittleren Spiels.
6. Auswahl des Verarbeitungsverfahrens nach technologischen und wirtschaftlichen Kriterien. Auf Grund dieser Daten wird dann das kleinste Spaltmaß festgelegt.
7. Es wird die relative Exzentrizität berechnet. So kann die Lagerkennziffer und die Reibungsnummer aufgenommen werden (Zsári, Á.: Gépelemek II. (Maschinenelemente II), Abbildungen 35 – 43). Auf der Grundlage dieser Angaben kann anschließend der Reibungskoeffizient bestimmt werden.
8. Es wird die pro Zeiteinheit entstehende Reibungswärmemenge berechnet.
9. Aus der Wärmebilanzgleichung lässt sich entweder die Lagertemperatur oder die Menge des erforderlichen Kühllöls bestimmen.
10. Berechnung der bei der Betriebstemperatur erforderlichen Ölviskosität.
11. Auswahl der richtigen Ölqualität.
12. Bestimmung der zur Ausbildung eines schmierfähigen Ölfilmes erforderlichen Ölmenge.

Das zweite Bemaßungsverfahren weicht vom obigen Verfahren ab dem 4. Punkt ab. Statt des relativen Spiels wird die Ölqualität ausgewählt. Es werden der Reibungskoeffizient und die Betriebstemperatur des Lagers bestimmt und anschließend geprüft, ob die erforderliche Viskosität gewährleistet werden kann. Schließlich wird das größte Lagerspiel bestimmt. Gleitlager werden in der Regel nach dem ersten Verfahren bemaßt. Die hydrodynamische Schmierungstheorie ist auch zur Bemaßung von Stützlagern geeignet. Bei niedrigen Drehzahlen kann es in manchen Fällen ausreichen, das Wellenende mit einer ringförmigen Oberfläche zu unterstützen (6.6. Abbildung).

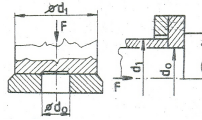


Abbildung 6.6: Stütz- (axial -) lager

Das Öl wird zwischen die Oberflächen von innen eingeführt. In diesem Fall müssen die folgenden Bedingungen erfüllt sein:

$$F \leq \frac{(d_1^2 - d_0^2) \pi}{4} \cdot p_{zul} \quad (6.6)$$

wobei:

- $d_0$ : der aus der Festigkeitsberechnung bekannte Zapfendurchmesser,
- $d_1$ : der Außendurchmesser (wählbar),
- $p_{zul} = 6 \dots 9 \left[ \frac{N}{mm^2} \right]$  ist.

Die entstehende Druckverteilung wird in Abbildung 6.7. dargestellt.

#### 6.4.5. Schmiervorrichtungen

Es gibt Schmiervorrichtungen für periodische Schmierungen, die vor allem bei fettgeschmierten Lagern verwendet werden.

Schmiersysteme, die eine kontinuierliche Schmierung gewährleisten, sind ölgeschmiert. Hier kann sich der Schmiermittelbedarf in einem weiten Bereich ändern.

Eine automatische Schmierung kann mit einer Buchse gewährleistet werden, die vor dem Einbau mit Schmieröl aufgefüllt wird. Diese sind die selbstschmierenden Lager.

Fettschmierung. Zur Einführung von Fett werden Fettbüchsen und Schmiernippel verwendet (6.8. Abbildung).

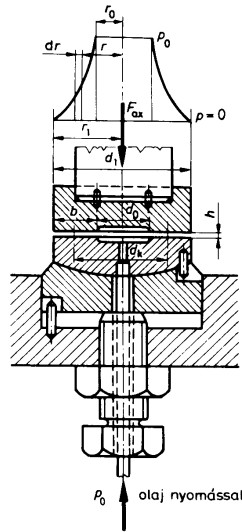


Abbildung 6.7: Ausführung und Druckverteilung eines hydrostatischen Axiallagers

Durch Ölschmierung kann eine kontinuierliche und entsprechend geregelte Schmierung erreicht werden. Es wird unter folgenden Schmiersystemen unterschieden:

1. Dauerhafte Einzelschmierung. Z.B. Dochtschmierung, Schmierungssystem des selbstschmierenden Lagers.
2. Durchlaufschmierung. Das Schmiermittel schmiert bei diesem System nur einmal.
3. Kreislauf-(Zirkulations-)schmierung. Das Schmiermittel zirkuliert mehrmals im System.

Bei Ringlagern fließt ein Teil des Schmieröls als Verlust an den Seiten der Lagerbuchse weg, der größere Teil zirkuliert aber weiter und wird wieder verwendet. Es sind zwei Arten bekannt, von denen am häufigsten die

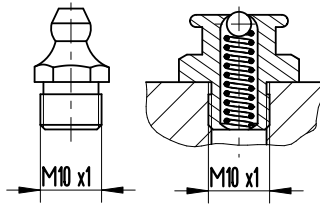


Abbildung 6.8: *Schmiernippel*

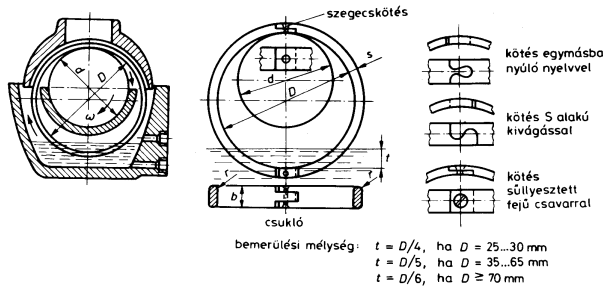


Abbildung 6.9: *Loser Schmierring und Schmierungsverfahren*

Ausführung mit dem Schmierring verwendet wird. (6.9-6.10. Abbildung).

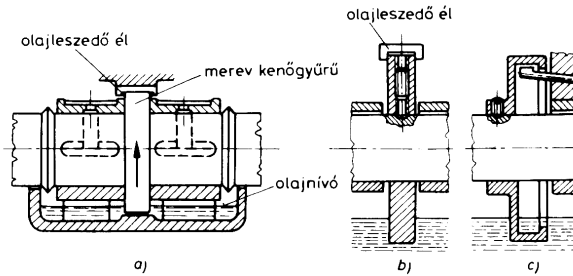


Abbildung 6.10: *Fester Schmierring und Schmierungsverfahren*

Ein modernes Schmiersystem ist die Zentralschmierung. Das Öl wird durch eine Kolben- oder eine Zahnradpumpe über Rohrleitungen zu den Schmierstellen geliefert.

Zentralschmierungen funktionieren im Allgemeinen mit einer Zahnradpumpe. Auch in Verbrennungsmotoren werden diese Konstruktionen eingesetzt (6.11. Abbildung).

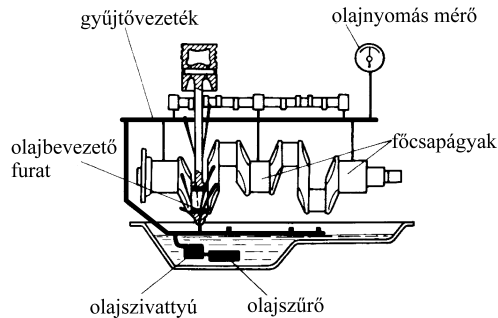


Abbildung 6.11: *Kombination von Sprüh- und Pumpenschmierung*

In geschlossenen Getriebegehäusen und Verbrennungsmotoren wird oft eine Spritzölschmierung verwendet. Bei der *Tauchschmierung* gelangt das Öl durch die Öffnung am Ölbad auf Grund der Pumpwirkung zwischen die sich bewegenden Oberflächen.

Bei Verbrennungsmotoren wird die Pumpenschmierung oft mit Spritzölschmierung kombiniert. Ein spezielles Verfahren ist die *Ölnebschmierung*. Hier gelangt das mit der Luft zerstäubte Öl zwischen die Gleitflächen, wodurch auch ein gewisser Kühleffekt auftritt.



## 6.5. Kontrollfragen und Aufgaben

### 1. Wählen Sie die typischen Merkmale der Gleitlager aus der folgenden Liste aus!

Ihr Reibungsverhältnis ist nicht abhängig von der Drehzahl, der Belastung und vom Schmiermittel.

Sie sind nur geringfügig standardisiert, sie werden vor allem individuell konstruiert.

Sie sind empfindlich gegen Schmiermittel und Schmierungsart.

Sie sind sehr empfindlich gegen dynamische Effekte.

Sie können auch in geteilter Ausführung hergestellt werden.

Ihre Anwendung ist nur in großen Abmessungen sinnvoll.

Leiser, vibrationsfreier Betrieb.

Sie sind sehr empfindlich gegen feste Verunreinigungen.

Bei Gleitlagerungen (zwischen Welle-Zapfen) ist kein Lagerspiel erforderlich.

### 2. Wählen Sie die richtige Definition aus!

Der Druck des Schmierfilms steht in keinem Verhältnis zur Belastungskraft.

Der Druck des Schmierfilms und die Belastungskraft stehen im Gleichgewicht miteinander.

### 3. Markieren Sie, ob die Aussagen über die Entstehung der Flüssigkeitsreibung richtig oder falsch sind!

Es wird ein Schmiermittel mit einer guten Haftung an die Oberflächen benötigt.

Es wird ein sich erweiternder Spalt zwischen den Oberflächen benötigt

Es wird eine relative Geschwindigkeitsdifferenz zwischen den Oberflächen benötigt.



4. Mit welcher Gleichung kann die im Lager pro Zeiteinheit erzeugte Wärmemenge errechnet werden?

$$Q = \mu \cdot F \cdot v$$

$$Q = Q_1 + Q_2$$

$$Q_2 = c \cdot m \cdot (t - t_0)$$

5. Aus der Wärmebilanzgleichung kann folgendes berechnet werden:

Die Menge des Kühllöls, mit dem die vorgeschriebene Lagertemperatur gewährleistet werden kann.

Die Höhe der Betriebstemperatur des Lagers, die mit dem Öl einer bestimmten Oberfläche und einer bestimmten Menge erreicht wird.

Mit der Gleichung kann die Lagertemperatur bestimmt werden.

Die Größe der Reibungsarbeit.

6. Wählen Sie aus der folgenden Liste die Anzahl der möglichen Bemaßungsvarianten auf Grund der hydrodynamischen Theorie aus!

2,

3,

Keine.

7. Wählen Sie Formel für die Bestimmung des Zapfendurchmessers eines radialen Gleitlagers aus der folgenden Liste aus!

$$d_{min} = \sqrt{\frac{F_r}{b \cdot a}}$$

$$d_{min} = \frac{F_r}{p \cdot b}$$

$$d_{min} = \frac{F_r}{b \cdot a} \cdot p_{zul}$$



8. Ordnen Sie die bei der Bemaßung von Axialgleitlagern verwendeten Begriffe und Zeichen einander zu!

1. Axiale Belastungskraft
2. Lagerbreite
3. Zapfendurchmesser
4. Zulässige Flächenpressung
5. Äußerer Durchmesser

- a)  $d_0$ ,
- b)  $d_1$ ,
- c)  $F$ ,
- d)  $p_{zul}$ ,
- e)  $b$

9. Wählen Sie die richtigen Lösungen aus!

Zur Einführung von Schmierfetten werden Schmiernippel verwendet.

Zur Einführung von Schmierfetten werden auch Fettbüchsen verwendet.

Zur Einführung von Schmierfetten sind auch Pumpen geeignet.

10. In welchem Fall zirkuliert das Schmieröl mehrmals im System? Wählen die richtige Antwort aus!

Bei der dauerhaften Einzelschmierung.

Bei der Zirkulationsschmierung.

Bei der Durchlaufschmierung.

# LEKTION 27

## Tätigkeiten:

Lesen Sie das Skript bis zum Unterkapitel 6.6. Achten Sie während der Verarbeitung auf die Folgenden:

- Die charakteristischen Aussagen zu den Lagerbuchsen.
- Die Anforderungen an Buchsen- und Futterwerkstoffe.
- Die Anforderungen an Lagerwerkstoffe.
- Die richtige Bezeichnung der einzelnen Lagerkonstruktionen.
- Die charakteristischen Eigenschaften der verschiedenen Lagerkonstruktionen.
- Die Gestaltungsmöglichkeiten von Traglagern.
- Die in Verbrennungsmotoren verwendeten Lagertypen.
- Die korrekte zeichnerische Darstellung der verschiedenen Konstruktionen.

## Anforderungen:

Sie haben das Lernmaterial erfolgreich erlernt, wenn Sie:

- die richtigen Aussagen über die Lagerbuchsen aus einer Liste auswählen können
- die Anforderungen an Buchsen- und Futterwerkstoffe auswählen können,
- die kupferbasierten Gleitlagerwerkstoffe auswählen können,
- die korrekte Bezeichnung eines in einer Abbildung dargestellten Bauteiles auswählen können.
- die richtigen Aussagen über die in einer Abbildung dargestellten Bauteile aus einer Liste auswählen können,
- die verschiedenen Lagerkonstruktionen zeichnerisch korrekt darstellen können.

Schlüsselwörter: Lagerbuchse, Futterwerkstoff, kupferbasierter Gleitlagerwerkstoff, Traglager, ungeteilt, geteilt, Augenlager, Hauptlager eines Verbrennungsmotors, Stützlager, Zylinderlager.

### 6.5.1. Werkstoffe von Gleitlagern

Der Werkstoff der Lagerbuchse ist mit dem Lagerwerkstoff in der Regel nicht identisch. Die Verwendung von Buchsen hat den Vorteil, dass sie im Verschleißfall ersetzt werden, bzw. die Gleitflächen von mehrteiligen Buchsen durch Nachbearbeitung geregelt werden können. Der einfachste Form ist die rohrförmige, ungeteilte Buchse, die in das Gehäuse eingepresst wird. Die Buchsen von Lagern in geteilter Ausführung werden geteilt hergestellt. Die Buchsenkonstruktionen haben zu gewährleisten, dass das Schmiermittel zwischen den sich aufeinander bewegenden Oberflächen gelangt (Abbildung 6.12).

Für Lagergehäuse kommen Gusseisen oder Stahlguss unterschiedlicher Qualität in Betracht. Bei geringeren Festigkeitsanforderungen sind für diesen Zweck auch Leichtmetalle oder Aluminiumlegierungen geeignet. Bei speziellen Ausführungen kann auch die Herstellung von geschweißten Stahlgehäusen begründet sein.

Der Zapfen ist ein entsprechend ausgeführter Teil der Welle, der einer Biege-, Torsions- oder einer zusammengesetzter Beanspruchung ausgesetzt ist. Bei niedrigen oder mittleren Belastungen kommen Kohlenstoffstähle, während bei hohen Belastungen hochfeste Legierungsstähle in Betracht. Als Legierungszusätze sind Nickel und Chrom geeignet. Die Oberfläche des Zapfens wird nach Bedarf geglättet, geschliffen oder geläppt, zur Erhöhung der Verschleißfestigkeit werden Oberflächenhärtungsverfahren vorgeschrieben und zu einer eventuellen Erhöhung der Ermüdungsgrenze wird oft auch das Abwalzen der Oberfläche verwendet.

Die Anforderungen an Lagerwerkstoffe sind die folgenden:

- gute Gleiteigenschaften,
- Verformungsfähigkeit,
- Einbettungsfähigkeit,
- Wärmeleitfähigkeit,
- Festigkeitsanforderungen: Druckfestigkeit, hinsichtlich der Ermüdung richtige Konstruktionsgestaltung,
- Korrosionsbeständigkeit,
- technologischen Eigenschaften: der Werkstoff soll gut gießbar sein und sich leicht bearbeiten lassen.

Legierungen mit höherer Festigkeit und Härte können auch ohne Futter verwendet werden, diese sind die Buchsenlegierungen.

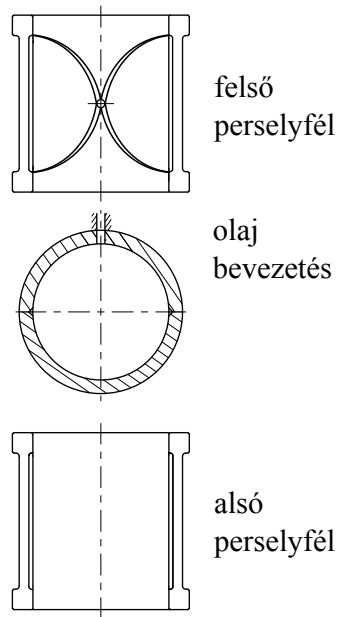


Abbildung 6.12: Gestaltung der Gleitfläche der Buchse

Die zur Herstellung von Lagerbuchsen am meisten verwendeten Werkstoffe sind:

- Zinnbronzen,
- Rotlegierungen,
- Aluminiumbronzen,

- Aluminium-Lagerlegierungen,
- Sondermessinge,
- Gusseisen,
- Sintermetalle, aus Pulvermetallen hergestellte Lagermetalle,
- Lagerbuchsenmaterialien aus Kunststoff:
  - mit Materialien auf Kunstharzbasis verstärkte Duroplaste,
  - Polyamide, thermoplastische Polymere mit hohem Molekulargewicht
  - Teflone,
  - Gummi,
  - Kunstkohle,
  - Glas, Feinkeramik
  - Holz.

Als Lagerfutterlegierungen werden Werkstoffe mit geringer Festigkeit genannt, die nur bei Lagerschalen mit hoher Festigkeit als Futter verwendet werden können. Am häufigsten werden die folgenden Werkstoffe verwendet:

- zinnbasierte Lagermetalle,
- bleibasierte Lagermetalle,
- Bleibronzen,
- Kadmiumlegierungen,
- Zinkbasierte Lagermetalllegierungen.

## 6.5.2. Gleitlagerkonstruktionen

**Traglager** Traglager - besonders die für die Aufnahme von radialen Belastungen geeigneten - werden in zwei Ausführungen hergestellt. Die einteiligen Lager werden ungeteilte Lager und die zweiteiligen geteilte Lager genannt. In Abbildung 6.13 sind ungeteilte, sogenannte Augenlager zu sehen.

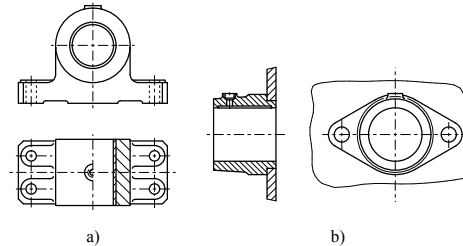


Abbildung 6.13: *Augenlager*

Geteilte Lager werden in zwei Haupttypen unterteilt: Lager mit Festbuchsen und Lager mit Verstellbuchsen. Beide Typen werden mit Tropfschmierung, Ringschmierung oder Zentralschmierung ausgeführt.

Die einfachste geteilte Ausführung ist das Stehlager mit Festbuchse (Abbildung 6.14).

**Lager von Verbrennungsmotoren** Im Allgemeinen werden zwei Arten von Lagerbuchsen unterschieden. Bei dem ersten Typ wird das Futtermetall in eine relativ dicke Stahllagerschale eingegossen. Bei der anderen Ausführungsform wird das als Gleitfläche dienende Lagermetall von einem sehr dünnen Stahlblech getragen, diese Variante heißt Plattenbuchse.

Abbildung 6.15 zeigt ein Motorlager in stehender Ausführung. Die Buchse besteht aus einer dicken Stahllagerschale und innerhalb dieser aus einem einlagigen oder mehrlagigen Futtermetall. Das Material des Futtermetalls wird bei Dieselmotoren aus Bleibronze hergestellt. Zur Erfüllung vielfältiger Anforderungen dienen die



mehrlagigen Lagerbuchsen. Bei Benzinmotoren werden Plattenbuchsen verwendet. Bei der Ausführung mit Leichtmetallgleitfläche wird auf die Platte eine Aluminiumlegierung durch Walzen aufgetragen.

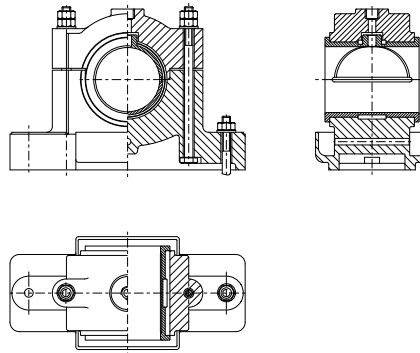


Abbildung 6.14: *Geteiltes Stahlager mit Festbuchse*

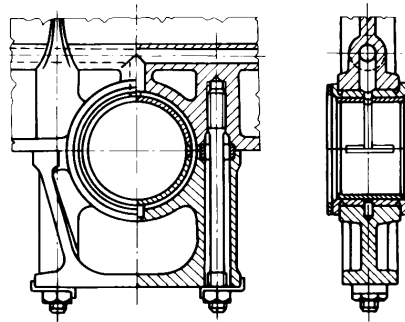


Abbildung 6.15: *Hauptlager eines Verbrennungsmotors*

**Gleitlager von Eisenbahnwaggons** Bei den Lagern von Eisenbahnwaggons und Lokomotiven wird der Lagertyp Isothermos verwendet. Das Öl wird durch einen am Wellenende montierten Sprüharm geliefert. Dadurch kann eine sehr gute Schmierung und ein ruhiger Betrieb gewährleistet werden. Bei einer Geschwindigkeit von 120 km/h übersteigt die Betriebstemperatur die Umgebungstemperatur um 50 - 60°C. Heutzutage werden jedoch Gleitlager im Eisenbahnbetrieb immer seltener verwendet, die Waggons neuerer Konstruktion werden nämlich in der Regel mit Wälzlagern hergestellt.

**Stützlagerkonstruktionen** Stützlager sind seltener verwendete Gleitlagerkonstruktionen. Es werden zwei Konstruktionstypen unterschieden:

- Längslager,
- Glockenlager mit durchgehenden Wellen.

Die einfachste Ausführungsform des Stützlagers ist das Längslager, das zur Lagerung von sich sehr langsam drehenden vertikalen Wellen verwendet wird (6.16. Abbildung). Die vertikale Kraft wird durch die kugelförmige Gleitfläche aufgenommen. Die radiale Lagerkraft wird vom Traglager mit der vertikalen Achse aufgenommen.

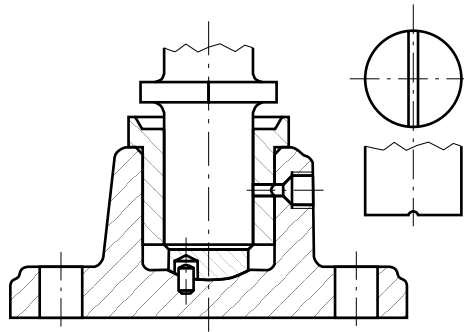


Abbildung 6.16: *Längslager mit Gussgehäuse*

## 6.6. Kontrollfragen

### 1. Markieren Sie die richtigen Aussagen über Lagerbuchsen!

Lagerbuchsen werden nur mit Futter hergestellt.

Lagerbuchsen werden sowohl mit Futter als auch ohne Futter hergestellt.

Für kleine Belastungen werden die Buchsen aus Gusseisen hergestellt.

Bronzebuchsen können für große Belastungen nicht verwendet werden.

### 2. Wählen Sie die Anforderungen an Buchsen- und Futterwerkstoffe aus!

Gute Gleiteigenschaften

Ausreichende Versprödung

Korrodiierbarkeit

Mittelmäßige Wärmeleitfähigkeit

Gute Verformungsfähigkeit

Ausreichende Festigkeit

### 3. Wählen Sie aus der folgenden Liste die kupferbasierten Gleitlagerwerkstoffe!

Weißmetall

Rotlegierung

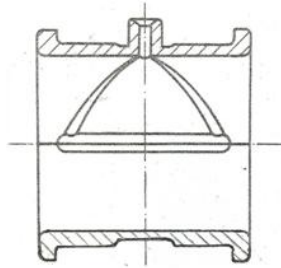
Gusseisen

Phosphorbronze

Leichtmetalle

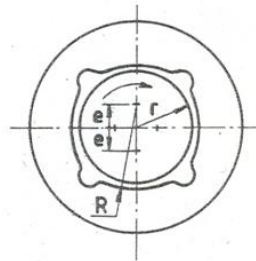
Zinnlegierungen

4. Wählen Sie aus der folgenden Liste die richtige Bezeichnung des in der Abbildung dargestellten Bauteils aus!



- Zitronenlager
- Gleitlager mit vier Tragflächen
- Geteilte Gleitlagerbuchse
- Geteilte Gleitlagerbuchse mit Futter

5. Markieren Sie die richtige Bezeichnung des in der Abbildung dargestellten Gleitlagers!

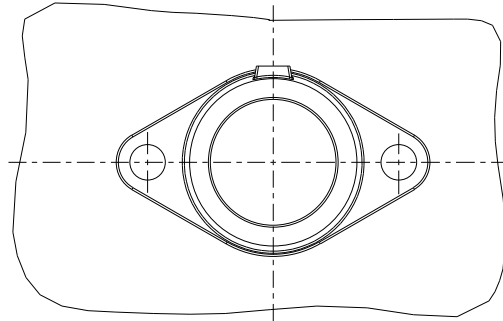
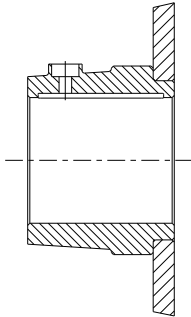


Zitronenlager

Gleitlager mit vier Tragflächen

Augenlager

6. Schauen Sie sich die folgende Abbildung genau an, und markieren Sie anschließend die richtigen Aussagen in der folgenden Liste!



Einteiliges Stützlager (Augenlager).

Lager in geteilter Ausführung.

Lager mit Ölzuführungsnut.

Auf einer Platte montiertes einteiliges Lager.

In der Abbildung sind drei Bauteile zu sehen.

# LEKTION 28

## 6.7. Wälzlager

### Tätigkeiten:

Lesen Sie das Skript bis zum Unterkapitel 6.9. Achten Sie während der Verarbeitung auf die Folgenden:

- Verfolgen Sie die Eigenschaften der Wälzlager.
- Lernen Sie die richtigen Bezeichnungen für die wichtigsten Konstruktionselemente.
- Studieren Sie die positiven und negativen Eigenschaften von Wälzlagern.
- Achten Sie auf die richtige technische Darstellung der einzelnen Konstruktionen.
- Lernen Sie die richtigen Bezeichnungen der Konstruktionsteile von Lagern.
- Lernen Sie die Klassifizierung von Wälzlagern.
- Achten Sie auf die Unterschiede zwischen den verschiedenen Arten von Lagern.
- In welchen Richtungen können die einzelnen Konstruktionen Belastungen aufnehmen?
- Wie kann die Lebensdauer von Wälzlagern berechnet werden?
- Wie kann die äquivalente Belastung bei Radial-, Axial und Axial-Pendellagern berechnet werden?
- Die Fälle der Prüfung auf Grenzbelastung sowie die Berechnung der Grenzbelastung.

### Anforderungen:

Sie haben das Lernmaterial erfolgreich erlernt, wenn Sie:

- die für Wälzlager zutreffende Aussagen aus einer Liste auswählen können,
- die Eigenschaften in Bezug auf den Betrieb von Wälzlagern aus einer Liste auswählen können,
- die richtige technische Darstellung der einzelnen Konstruktionen kennen,



- einen bestimmten Lagertyp anhand einer Abbildung erkennen können,
- bestimmen können, in welchen Richtungen der erkannte Lagertyp Belastungen aufnehmen kann,
- auswählen können, mit welcher Gleichung die äquivalente Belastung eines Axial-Pendellagers berechnet werden kann.
- auswählen können, zu welcher Lebensdauergleichung die Maßeinheit Laufkilometer gehört.
- auswählen können, in welchen Fällen ein Wälzlager auf Grenzbelastung zu prüfen ist.

Schlüsselwörter: Wälzlager, ungeteilt, Verunreinigungen, Wartung, Lagerring, Schräglager, Wälzkörper, Ringlager, zweireihig, Schräglager, Radial-Rollenlager, Nadellager, Tonnenlager, Kegelrollenlager, Scheibenlager, Lebensdauer, Laufkilometer, Grenzbelastung, Millionen Kilometer, äquivalente Belastung.

### 6.7.1. Eigenschaften und Klassifizierung von Wälzlagern

Das Wälzlager ist eine relative Bewegung ermöglichende Konstruktion, die zur Lagerung bzw. Führung von drehenden oder schwingenden, zur Kraftübertragung dienenden Bauteilen, z. B. Wellen und Zapfen verwendet wird.

Die Eigenschaften von Wälzlagern:

- Die Lastübertragung erfolgt durch eine Rollbewegung, die innere Reibung ist gering und der Rollwiderstand ist praktisch unabhängig von der Drehzahl.
- Einfacher und geringer Schmierungsbedarf wegen der geringen Reibung.
- Beliebiger Drehsinn.
- Geringer Wartungsbedarf.
- International standardisierte und als handelsübliche Ware schnell ersetzbare, austauschbare Maschinenelemente.

- Empfindlich gegen dynamische Wirkungen.
- Sie werden fast ausschließlich in ungeteilter Ausführung hergestellt, deshalb sind sie nur begrenzt einsetzbar.
- Empfindlich gegen feste Verunreinigungen (Staub, metallische Partikeln).
- Empfindlich gegen vibrationsinduzierende Wirkungen, und wegen den wechselnden Belastungen geräuschvoll.

Die gleichmäßige Lage der Wälzkörper zwischen den Ringen bzw. Scheiben wird in den meisten Fällen durch den Lagerkäfig gewährleistet. Dementsprechend bestehen Wälzlager aus den folgenden Hauptteilen:

- Lagerringe (Innen- oder Außenringe),
- Wälzkörper,
- Wälzkörperkäfig,
- Abschlusselemente

Wälzlager können wie folgt unterteilt werden:

- nach Richtung der Belastung:
  - Radiallager (Traglager), die zur Drehachse senkrechte Kräfte aufnehmen, obwohl die meisten Radiallager auch kleinere axiale Belastungen aufnehmen können. In diese Gruppe können die Lager mit kleinen Wirkungswinkeln eingestuft werden,  $\alpha < 10 \dots 15^\circ$
  - Schräglager, die neben radialen Belastungen auch größere axiale Belastungen aufnehmen können. Ihr Wirkungswinkel beträgt:  $10 \dots 15^\circ < \alpha < 50 \dots 60^\circ$
  - Axiallager (Stützlager) oder auch als Scheibenlager bekannt, die zur Aufnahme von axialen Kräften geeignet sind. Ihr Wirkungswinkel beträgt:  $\alpha > 50 \dots 60^\circ$ , so können manche Typen auch kleinere radiale Belastungen aufnehmen.

Radiallager und Schräglager werden in der Fachliteratur manchmal auch einheitlich Ringlager genannt.

- nach der Form der Wälzkörper:
  - Kugellager,
  - Rollenlager (Zylinderrollenlager, Nadelrollenlager, Tonnenrollenlager, Kegelrollenlager, Federrollenlager).
- nach den Rollflächen:
  - Ringlager,
  - Scheibenlager.
- nach ihrer Konstruktion:
  - Festlager oder
  - Pendellager
- nach der Position der Wälzkörper:
  - einreihige Lager,
  - zweireihige Lager.

### 6.7.2. Die Typen von Wälzlagern

**Ringkugellager** Am häufigsten werden einreihige, einfach konstruierte Lager verwendet. Sie können radiale Belastungen und axiale Belastungen in beiden Richtungen aufnehmen (6.17. Abbildung). Sie werden auch mit ein- oder beidseitigen Staubschutzplatten (Z, 2Z) oder mit Gummidichtscheiben (RS, 2 RS) hergestellt. Sie sind vor Eindringen von Schmutz und Schmierfett geschützt. Die zweireihige Variante wird seltener verwendet. Dieser Lagertyp ist vor Allem zur Aufnahme von radialen Belastungen geeignet, er kann aber auch geringere axiale Belastungen aufnehmen. Der Lagerkäfig wird aus Blech, aus zwei Teilen hergestellt, die nach dem Einsetzen der Kugel miteinander vernietet werden. Der Lagerkäfig wird in den Zeichnungen von Lagern nicht immer dargestellt.

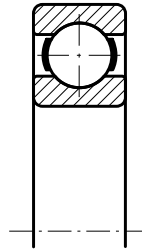


Abbildung 6.17: *Einreihiges Rillenkugellager*

Durch die entsprechende Ausführung des Außen- oder des Innenringes, meistens aber gleichzeitig von beiden Ringen, wurden auch Lagertypen entwickelt die neben radialen Kräften auch axiale Kräfte in einer Richtung aufnehmen können. Solche Lager sind die sogenannten Schrägkugellager (6.18. Abbildung).

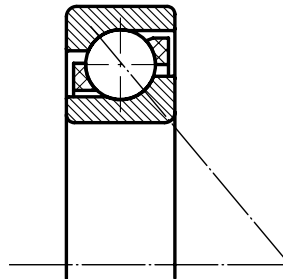


Abbildung 6.18: *Schräglager*

Die Aufnahme von axialen Kräften in beiden Richtungen kann durch den Zusammenbau von zwei Schräglagern erreicht werden, es werden aber auch Lager mit zwei Kugelreihen gefertigt.

Der Außenring des Pendellagers hat eine kugelförmige Lauffläche, wodurch die Verspannung des Lagers

während des Betriebes auch bei einer Verstellung der Achse um 2- 3° verhindert werden kann. Diese Lager können sowohl Radialkräfte als auch Axialkräfte in beiden Richtungen aufnehmen (6.19. Abbildung).

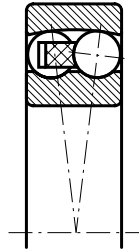


Abbildung 6.19: Doppelschräglager

**Ringrollenlager** Die Zylinder-, Kegel- und Tonnenrollenlager sind höher belastbar als die Ringkugellager. Sie eignen sich für den Betrieb mit hohen Drehzahlen. In Abbildung 6.20 sind von den Rollenlagern die Zylinderrollenlager dargestellt.

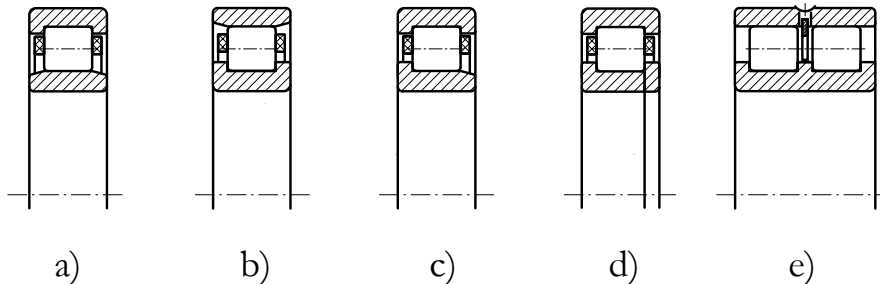


Abbildung 6.20: Ringrollenlager

Die Ausführungen a) und b) sind nur radial belastbar, weil die Rolle auf einen der Ringe keine axiale Kraft

übertragen kann. Die Typen c) und d) können auch kleinere axiale Belastungen aufnehmen, weil sowohl der Außenring als auch der Innenring auf einer Seite mit einem Schulter versehen sind.

Eine spezielle Ausführung von Zylinderrollenlagern ist das Nadellager (6.21. Abbildung). Die Zylinderrollen haben einen kleinen Durchmesser, aber eine größere Länge. Ihr radialer Platzbedarf ist klein. Zylinderrollenlager mit einer Käfigstruktur können auch bei hohen Geschwindigkeiten betrieben werden. Die Ausführungen ohne Innen- oder Außenring erfordern eine genaue Ausbildung des Einbauortes. In solchen Fällen werden nur Rollenreihen eingebaut, die durch einen Käfig gehalten werden, und die Laufflächen werden auf der Welle oder im Gehäuse ausgebildet. Dieser Lagertyp ist nur radial belastbar.

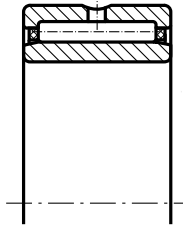


Abbildung 6.21: *Nadelrollenlager*

Die zweireihigen Tonnenrollenlager sind zur Aufnahme von hohen Belastungskräften und zur Aufnahme eines Winkelversatzes von  $2-3^\circ$  geeignet (6.22. Abbildung).

Die innere Oberfläche des Außenringes ist kugelförmig und die Wälzkörper werden dementsprechend tonnenförmig ausgebildet.

Das in Abbildung 6.23 gezeigte Kegelrollenlager gehört seiner Konstruktion nach zu den Ringlagern. Hinsichtlich Belastungsaufnahme bildet es jedoch einen Übergang zwischen den Ring- und Scheibenlagern. Die im Käfig vereinigte Rollenbahn wird durch den Innenring geführt, die kegelige Rollfläche des Außenringes ist abnehmbar. Kegelrollenlager können neben Radiallasten auch höhere Axialkräfte in einer Richtung aufnehmen. Bei ihrer Anwendung werden sie paarweise, gegenüberstehend eingebaut, so dass sie auch Axialkräfte in beiden Richtungen aufnehmen können. Kegelrollenlager sind zerlegbar, deshalb muss beim Einbau das Lagerspiel eingestellt

werden.

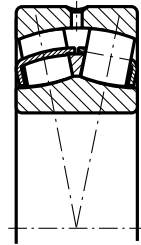


Abbildung 6.22: Zweireihiges Tonnenrollenlager

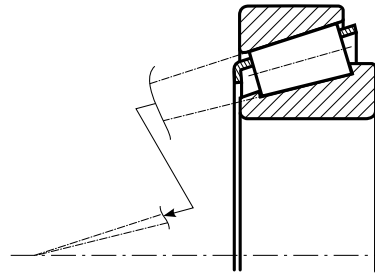


Abbildung 6.23: Kegelrollenlager

**Scheibenlager** Dieser Lagertyp ist zur Aufnahme von axialen Kräften geeignet, radial sind sie jedoch nicht belastbar. Zur Aufnahme von axialen Belastungen in einer Richtung eignen sich die Axial-Kugellager (6.24. Abbildung).

Eine der beiden Scheiben ist die Wellenscheibe und die andere die Gehäusescheibe. Die letztere ist um 0,2–0,4 mm größer als  $d$ . Die Kugelreihe wird im Käfig aus Blech vereinigt.

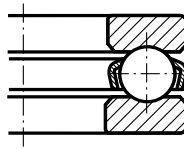


Abbildung 6.24: Axial-Kugellager

Es gibt auch eine Ausführung, die Axialkräfte aus beiden Richtungen aufnehmen kann. Diese Ausführung kann eigentlich als zwei Lager betrachtet werden.

### 6.7.3. Die Auswahl von Wälzlagern

Die Lager werden von den Anwendern und Betreibern nicht bemaßt, sondern aus Katalogen ausgewählt. Die Auswahl erfolgt auf Grund der bestimmten Lebensdauer, unter Berücksichtigung der die Lager belastenden Kräfte sowie der Betriebsverhältnisse. Die Hersteller von Wälzlagern geben auf Grund der von ihnen durchgeführten zahlreichen Versuche und Berechnungen die folgenden Parameter an:

- Grundbelastung ( $C$ ): In Newton angegebener Belastungswert, dem ein radial belastetes Lager bei einer Million Umdrehungen noch ohne Beschädigung standhält. Dieser Wert dient als Ausgangspunkt zur Bestimmung der Lebensdauer.
- Grenzbelastung ( $C_0$ ): Belastung in Newton, der ein langsam drehendes oder stehendes Lager ohne bleibende Verformung seiner Wälzkörper noch standhalten kann.
- Grenzdrehzahl ( $n_{hat}$ ): Die maximal zulässige Drehzahl.

Der Zahlenwert der Lebensdauer eines Lagers ( $L$ ) bedeutet die Anzahl der Umdrehungen ausgedrückt in Millionen. Die Lebensdauer eines Wälzlagers wird auf Grund von experimentellen Ergebnissen wie folgt berechnet:



$$L = \left(\frac{C}{F}\right)^p = \frac{3600 \cdot n \cdot L_h}{10^6} \text{ Millionen Umdrehungen} \quad (6.7)$$

wobei „p“ der Wert des Exponenten ist:

- bei Kugellagern 3,
- bei Rollenlagern 10/3.

Bei Fahrzeugen und mobilen Maschinen wird die Lebensdauer in Millionen Kilometern ( $L_{km}$ ) unter Verwendung des Laufraddurchmessers angegeben:

$$L_{km} = \frac{L \cdot D \cdot \pi}{10^3} \text{ Millionen Km} \quad (6.8)$$

Belastung von Lagern:

Während des Betriebs sind die Lager einer sich wiederholenden und im Allgemeinen mit dynamischen Wirkungen verbundenen Betriebsbelastung (radialen, axialen oder beides) ausgesetzt. All diese Wirkungen werden durch eine imaginäre Belastung, die so genannte äquivalente Belastung ( $F$ ) berücksichtigt.

1. Äquivalente Belastung von Radiallagern:

$$F = f_u (X \cdot F_r + Y \cdot F_a), \quad (6.9)$$

2. Äquivalente Belastung von Axiallagern:  $F = F_{ax}$ , weil diese nur axial belastbar sind.

3. Äquivalente Belastung von Axial-Pendellagern:  $F = F_{ax} + 1,2 \cdot F_r$ .

Bei einem stationären Betrieb mit geringer Drehzahl werden die Wälzlager nicht durch Ermüdung sondern durch die an den Kontaktflächen auftretende Deformation belastet.

In solchen Fällen wird das Lager auf statische Grundbelastung oder mit anderen Worten auf Grenzbelastung geprüft.

Die Prüfungsfälle auf Grenzbelastung sind, wenn das Lager:

- eine Betriebsgeschwindigkeit von  $< 0,17 [1/s] \simeq 10 [1/min]$  hat,
- eine schwingende Bewegung ausführt,
- auch im Stillstand belastet ist,
- beim Betrieb Dreh- und Stoßbelastungen ausgesetzt ist.

Das Zeichen der Grenzbelastung des Lagers:

- bei Radialbelastungen:  $C_o [N]$ ,
- bei Axialbelastungen:  $C_{0a} [N]$ ,

Die Werte sind in Katalogen nach Lagertypen zu finden.

Die Berechnung der Grenzbelastung:

$$C_0 \geq s_0 \cdot F_0, \quad (6.10)$$

bzw.

$$C_{0a} \geq s_0 \cdot F_{0a} \quad (6.11)$$

wobei:

- $C_0$  die statische Grundbelastung
- $F_0$  die statische äquivalente Belastung
- $s_0$  der statische Faktor ist.



Die Werte des Faktors  $s_0$  sind die folgenden:

- $s_0 = 1,5 \dots 2$  bei hoher Beanspruchung, bei Stoßbelastungen, bei einer durchschnittlichen Laufgenauigkeit und einem geräuscharmen Betrieb
- $s_0 = 2$  bei hoher Laufgenauigkeit
- $s_0 = 0,8 \dots 1,2$  bei normaler Beanspruchung
- $s_0 = 0,5 \dots 0,8$  bei geringer Beanspruchung, bei schwingenden Bewegungen.

Statische äquivalente Belastung:

$$F = X_0 \cdot F_r + Y_0 \cdot F_a, \quad (6.12)$$

- wobei:  $X_0$ ,  $Y_0$  die aus einem Katalog ausgewählten Werte der statischen Belastungsfaktoren sind. Die Aufgabe der Schmierung ist, die Reibung und den Verschleiß sowie den damit verbundenen Temperaturanstieg zu verhindern, sowie den Korrosionsschutz des Lagers zu gewährleisten.

## 6.8. Übungsaufgaben

### Aufgabe 6.1

Es ist eine Welle mit dem Durchmesser  $d = 45 \text{ mm}$  und einer Drehzahl von  $n = 10 \text{ s}^{-1}$  zu lagern,  $f_u = 1,2$ . Die erwünschte Lebensdauer des Lagers beträgt 20.000 Betriebsstunden.  $F_r = 1000 \text{ N}$  Aus dem Katalog wird ein Kugellager mit der Bezeichnung 16009 und den folgenden Werten ausgewählt:  $C = 12000 \text{ N}$ ,  $X = 1$ ,  $Y = 0$ .

Berechnung:

$$F = f_u \cdot X \cdot F_r = 1,2 \cdot 1 \cdot 1000 = 1200 \text{ N},$$

$$L = \left(\frac{C}{F}\right)^3 = \left(\frac{12000}{1200}\right)^3 = 10^3 = 1000 \text{ Millionen Umdrehungen},$$

$$L_h = \frac{L \cdot 10^6}{3600 \cdot n} = \frac{10^9}{3,6 \cdot 10^4} = 27777 \text{ Betriebsstunden}.$$

27777 Betriebsstunden, das Lager ist also geeignet.

### Aufgabe 6.2

Angaben:

$$F_r = 5000 \text{ N},$$

$$n = 25 \text{ s}^{-1},$$

$$L_h = 22000 \text{ Betriebsstunden},$$

$$f_u = 1,1,$$

$$X = 1.$$

Berechnung:

Die Lebensdauer des Lagers in Millionen Umdrehungen:

$$L = \frac{3600 \cdot n \cdot L_h}{10^6} = \frac{3600 \cdot 25 \cdot 22000}{10^6} = 1980 \text{ Millionen Umdrehungen.}$$

Die äquivalente Belastung des Lagers:

$$F = f_u \cdot X \cdot F_r = 1,1 \cdot 1 \cdot 5000 = 5500 \text{ N.}$$

Die Bestimmung der dynamischen Belastung des Lagers:

$$L = \left( \frac{C}{F} \right)^3 \Rightarrow C = F \cdot \sqrt[3]{L},$$

$$C = 5500 \cdot \sqrt[3]{1980} = 5500 \cdot 12,557 = 69063 \text{ N.}$$

**Aufgabe 6.3**

Das Laufrad einer Ladebrücke (NU) ist mit einem Lager zu versehen.

Betriebsdaten:

Radiale Belastung:  $F_r = 70000\text{N}$ ;

Wellendurchmesser:  $d = 50\text{mm}$ ;

Anzahl der eingebauten Lager:  $z = 2\text{db}$ .

Berechnung:

Aus dem Betrieb der Konstruktion ergibt sich, dass das Lager in belastetem Zustand mit sehr niedriger Drehzahl betrieben wird, deshalb wird es nicht für eine Ermüdungsbelastung, bzw. eine dynamische Belastung, sondern auf Grund der statischen Belastung ausgewählt.

Statische, äquivalente Belastung bei einem Zylinderrollenlager NU:

$$F_0 = F_r \text{ [N] .}$$

Die äquivalente statische Belastung pro Lager:

$$F_{01} = \frac{F_0}{z} = \frac{70000}{2} = 35000\text{N .}$$

Der statische Sicherheitsfaktor:  $s_0 = 1,5$  (hohe Belastung, durchschnittliche Laufgenauigkeit).

Die erforderliche statische Grenzbelastung:

$$C_0 = s_0 \cdot F_{01} = 1,5 \cdot 35000 = 52500\text{N .}$$

Aus dem Katalog wird ein Lager mit der Bezeichnung NU 210 gewählt:

$$C_0 = 64400\text{N,}$$

$$d = 50\text{mm,}$$

$$d = 90\text{mm,}$$

$$B = 20\text{mm.}$$

### Aufgabe 6.4

Bestimmen Sie die Lebensdauer (in Millionen Umdrehungen) und die dynamische Belastbarkeit des einreihigen Rillenkugellagers, wenn:  $F_r = 5500\text{N}$ ,  $F_a = 2700\text{N}$ ,  $n = 241/\text{s}$ ,  $L_h = 10000$  Betriebsstunden,  $X = 0,56$ ,  $Y = 1,65$ ,  $e = 0,45$ .

## 6.9. Kontrollfragen und Aufgaben

1. Wählen Sie aus der folgenden Liste die für Wälzlager zutreffenden Aussagen aus!

Wälzlager erfordern während des Betriebs nur wenig Wartung.

Sie sind unempfindlich gegen dynamische Kraftwirkungen.

Sie sind handelsübliche Standardmaschinenelemente.

Alle Typen dieser Lager sind nur radial oder nur axial belastbar.

Sie sind gegen feste Verunreinigungen unempfindlich.

2. Entscheiden Sie, welche der folgenden Aussagen richtig sind!

Wälzlager sind geräuschvoller als Gleitlager.

Gleitlager haben einen höheren Bedarf an Schmierstoffen als Wälzlager.

3. Studieren Sie die folgende Abbildung und wählen Sie die entsprechende Bezeichnung des Lagers aus der Liste aus!



Y Lager

Kegelrollenlager

Nadelrollenlager

Zylinderrollenlager

Kugellager(Rillenkugellager)

Pendelkugellager

4. In welchen Richtungen kann das in der obigen Abbildung dargestellte Lager Belastungen aufnehmen?  
Markieren Sie die richtige Antwort!

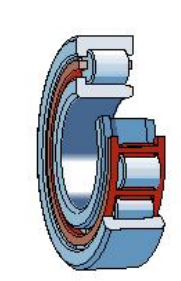
Es kann nur Radialbelastungen aufnehmen.

Es kann nur Axialbelastungen aufnehmen.

Es kann Radialbelastungen und Axialbelastungen in einer Richtung aufnehmen.

Es kann Radialbelastungen und Axialbelastungen in beiden Richtungen aufnehmen.

5. Was für ein Lager ist auf dem Bild zu sehen? Markieren Sie die richtige Antwort!





Kegelrollenlager  
 Zylinderrollenlager  
 Kugellager  
 Nadelrollenlager

6. In welchen Richtungen kann das in der obigen Abbildung dargestellte Lager Belastungen aufnehmen? Markieren Sie die richtige Antwort!

Es kann nur Radialbelastungen aufnehmen.

Es kann nur Axialbelastungen aufnehmen.

Es ist zur Aufnahme von Radialbelastungen sowie nach links zeigenden Axialbelastungen geeignet.

Es ist zur Aufnahme von Radialbelastungen sowie nach rechts zeigenden Axialbelastungen geeignet.

7. Wählen Sie den Zusammenhang aus, mit dem die äquivalente Belastung eines Axial-Pendellagers berechnet werden kann!

$$F = F_{ax}$$

$$F = F_{ax} + 1,2 \cdot F_r$$

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

8. Zu welcher Lebensdauergleichung gehört die Maßeinheit Laufkilometer? Wählen Sie die richtige Antwort aus!

$$L_1 = \left(\frac{C}{F}\right)^p$$

$$L_2 = \frac{L \cdot D \cdot \pi}{10^3}$$

$$L_3 = \left(\frac{C}{F}\right)^p \cdot \frac{10^6}{3600 \cdot n}$$



9. Wählen Sie aus der folgenden Liste die Fälle aus, bei denen das Wälzlager auf Grenzbelastung zu prüfen ist!

Bei einem Betrieb mit wechselnder Belastung

Bei einem Betrieb, bei dem das Lager auch im Stillstand belastet ist

Bei einer Betriebsgeschwindigkeit von  $> 0,17 \text{ m/s}$

Bei einem Betrieb, bei dem das Lager schwingende Bewegungen ausführt

Bei einem Betrieb, bei dem das Lager frei von stoßartigen Spitzenbelastungen ist.



# LEKTION 29

## Tätigkeiten:

Lesen Sie das Skript bis zum Unterkapitel 6.10. Achten Sie während der Verarbeitung auf die Folgenden:

- Die Aufgaben der Schmierung von Wälzlagern.
- Die bei Wälzlagern verwendeten Schmierstoffe.
- Die Aufgaben der bei Wälzlagern verwendeten Dichtungen.
- Die Eigenschaften der einzelnen Dichtungsarten.
- Die Einbaulösungen und Anwendungsbereiche von Wälzlagern.
- Die Toleranzwerte, die für Lagerringe vorgeschrieben werden können.
- Die zeichnerische Darstellung der einzelnen Einbaulösungen.

## Anforderungen:

Sie haben das Lernmaterial erfolgreich erlernt, wenn Sie:

- die Aufgaben der Schmierung von Wälzlagern kennen,
- die bei den Lagern verwendeten Schmierstoffe kennen,
- die Aufgaben der bei Wälzlagern verwendeten Dichtungen auswählen können
- bestimmte Dichtungsarten aus einer Liste auswählen können.
- in der Einbauzeichnung eines Lagers das dargestellte Lager identifizieren können,
- bestimmen können, in welchen Richtungen ein bestimmtes Lager Belastungen aufnehmen kann,
- eine bestimmte Konstruktion zeichnerisch korrekt darstellen können.

Schlüsselwörter: Schmierung von Lagern, Fettschmierung, Ölschmierung, Zusatzstoffe, Auswahl des Schmier-

mittels, Dichtung, Verunreinigungen, Filz, Muffendichtung, Lagereinbau, Passung, Toleranzgrad, Toleranzqualität.

### 6.9.1. Die Schmierung von Wälzlagern

Bei der Auswahl des Schmierstoffes sollten folgende Faktoren beachtet werden:

- Drehzahl,
- Lagergröße,
- Belastung des Lagers,
- Betriebstemperatur,
- Verunreinigungen,
- Konstruktionsaspekte.

Wälzlager werden in der Regel mit Fett geschmiert. Schmierfette sind halbflüssige oder feste Suspensionen aus Grundöl und Verdickungsmitteln. Das Grundöl ist im Allgemeinen ein Mineralöl oder ein synthetisches Öl. Als Verdickungsmittel werden Kalzium, Natrium oder Lithiumseife bzw. eventuell auch die Salze dieser Elemente verwendet.

Den Schmierfetten werden auch verschiedene Additive beigegeben, um weitere Eigenschaften zu erreichen:

- mit Rostschutzmitteln wird die Metallstruktur geschützt,
- durch Antioxidationsmittel wird das Fett auch bei hohen Temperaturen geschützt,
- durch Additive mit hoher Druckbeständigkeit erhöht sich die Belastbarkeit des Schmieröls.

Ölschmierung wird bei hohen Drehzahlen, hohen Betriebstemperaturen, zur Reduzierung einer geringen Reibung sowie bei Konstruktionen, bei denen über das Lager hinaus auch andere Maschinenelemente geschmiert

werden müssen.

Die üblichen Lösungen zur Ölschmierung bei Lagern sind die folgenden:

- Tauchschmierung,
- Ölbadschmierung,
- Spritzölschmierung,
- Zirkulationsschmierung,
- Frischölauführung.

Für Wälzlager werden am häufigsten Mineralöle verwendet, die paraffinische, naphthenische oder kombinierte Öle sein können. Am meisten sind hochraffinierte Paraffinöle verbreitet.

Synthetische Öle werden seltener eingesetzt, sie sind aber bei zu niedrigen und zu hohen Betriebstemperaturen sowie bei hohen Belastungen unerlässlich.

Die Eigenschaften von Schmierölen werden durch Additive verbessert. Die am meisten verwendeten Additive sind Antioxidationsmittel, Korrosionsschutzmittel, Schaumunterdrücker, Verschleißschutzmittel sowie Additive zur Verbesserung der Druckbeständigkeit.

Die wichtigsten Aspekte bei der Auswahl der Schmierstoffe sind die folgenden:

- Belastung,
- Drehzahl,
- Temperatur,
- Nutzungsdauer

### 6.9.2. Dichtungen von Wälzlagern

Die Aufgabe von Lagerdichtungen ist es, das Schmiermittel im Bereich der Schmierstellen zu halten und das Lager vor Verschmutzungen zu schützen. Die Art der Dichtung wird in erster Linie nach der Umfangs-

geschwindigkeit des Zapfens ausgewählt. Natürlich müssen auch die Art des Schmiermittels, das Schmiermedium, die Abmessungen des Lagers, die Betriebstemperatur und sogar die Eigenschaften der äußeren Umgebung berücksichtigt werden. Die beiden Hauptgruppen der Dichtungen sind die reibenden und die reibungsarmen Konstruktionen. Filzdichtungen können bei Fettschmierung bis zu einer Betriebstemperatur von  $t < 100^\circ\text{C}$  verwendet werden (6.25. Abbildung).

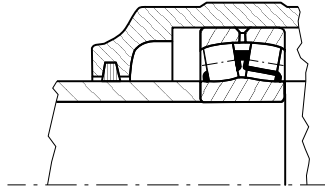


Abbildung 6.25: *Filzdichtung*

Eine moderne Lösung der Reibdichtungen ist die Muffendichtung, die sowohl bei Fett- als auch bei Ölschmierung verwendbar ist.

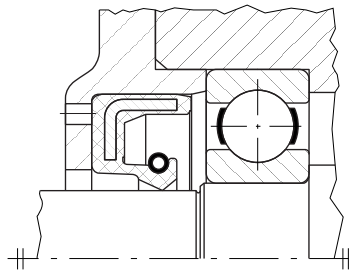


Abbildung 6.26: *Muffendichtung*

In Abbildung 6.26. ist ein eingebauter Dichtungsring zu sehen, mit dem das Austreten von Schmiermittel verhindert wird. Wenn das Eindringen von Verschmutzungen verhindert werden soll, dann ist die Dichtung

umgekehrt zu montieren, da sie die Abdichtung nur in einer Richtung gewährleistet. Die reibungsarmen Dichtungen trennen den äußeren und den inneren Raum durch einen sehr schmalen Spalt. Solche Konstruktionen sind auch bei Ölschmierungen anwendbar, wenn in den Labyrinthspalt Schmierfett eingepresst wird. Sie sind theoretisch bei allen Drehzahlen einsetzbar. Labyrinthdichtungen erfordern eine präzise Montage, weil bei unsachgemäßer Montage die Spalte sich verformen und eine Saugwirkung entsteht, die eine dem Ziel der Abdichtung entgegengesetzte Wirkung verursacht. Unter schwierigen Betriebsbedingungen werden manchmal auch kombinierte Dichtungen, d.h. eine Kombination der Labyrinthdichtung und der Filzdichtung eingesetzt.

### 6.9.3. Einbau von Wälzlagern

Die wichtigste Bedingung für eine entsprechende Lebensdauer von Wälzlagern ist die richtige Konstruktion. Darunter ist nicht nur die Verbindung zwischen dem Lager und dem Lagergehäuse, sondern auch eine durchdachte Auswahl des Lagers unter Berücksichtigung des Betriebs und der Belastungsbedingungen der Konstruktion, sowie der Einbau zu verstehen. Bei der Gestaltung des Lagerringes und der Welle muss zur Gewährung der entsprechenden Auflage unbedingt darauf geachtet werden, dass der Abrundungsradius der Welle ( $r_1$ ) immer kleiner als der Abrundungsradius des Lagers ( $r$ ) (6.27. Abbildung).

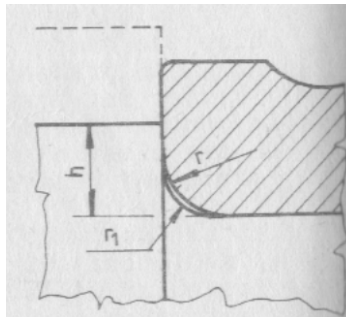


Abbildung 6.27: Richtige Gestaltung des Lagerringes und der Welle

Da die spannungskonzentrierende Wirkung des kleinen Abrundungsradius erheblich ist, gibt es auch günstigere



Ausführungen. Abbildung 6.28. zeigt ein Beispiel für den Fall, wenn die entsprechende Auflage des Lagers auf keine andere Weise gewährleistet werden kann.

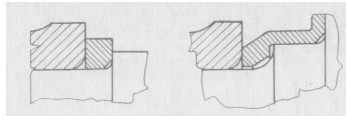


Abbildung 6.28: Beispiele für die Passung des Lagerringes und des Wellenbundes

Die Zahlenwerte der Lagertoleranzen sind den ISO-Passungssystemen entsprechend zu bestimmen. Als Standardgenauigkeit ist es zweckmäßig, die Genauigkeitsklasse IT6, als Bohrungstoleranz K6, als Manteltoleranz h6 anzuwenden. Die Toleranzgrade der Wellenzapfen sind: g ... r (meistens k), Qualität: IT5, IT6. Die Toleranzgrade der Gehäusebohrung sind: F...P (meistens J und K) und die Qualität IT6, IT7.

In Abbildung 6.29 ist eine weit verbreitete Lösung zur Lagerung von Eisenbahnwaggonen, in Form des Beispiels für den Einbau eines Lagers zu sehen. In diesem Fall sind die Lager neben den hohen radialen Kräften auch einer erheblichen axialen Belastung ausgesetzt, deshalb werden zwei Lager verwendet. Das Lagergehäuse wird mit zweiteiligen Schrauben zusammengefasst. Der Außenring des einen Lagers ist beidseitig gelagert, weil die Lage des zweiten Lagers bei der Montage nicht bestimmt ist. Die Sicherung der Mutter am Achsenende gegen Verdrehung erfolgt durch Sicherungskeile, die in der am Achsenende gebildeten Nut mit Schrauben befestigt werden und an die an der Stirnfläche der Mutter gebildete Nut angepasst sind.

Die Dichtung wird durch Labyrinthringe gewährleistet, die gleichzeitig zur Überbrückung der großen Abrundung des Achsenbundes dienen.

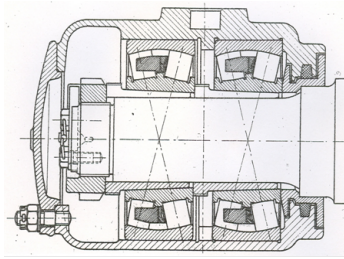


Abbildung 6.29: Lagerung der Radachse eines Eisenbahnwaggons

In Abbildung 6.30. wird ein typisches Beispiel für die Lagerung von Fahrzeugradachsen gezeigt.

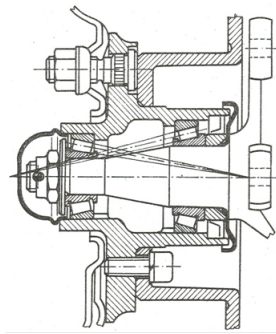


Abbildung 6.30: Lagerung von Fahrzeugradachsen

Bei dieser Konstruktion wurden Kegelrollenlager eingebaut. Die Lösung ist zur Aufnahme von Radialkräften und Axialkräften in beiden Richtungen geeignet. Die Einstellung des Lagerspiels (Lagerspaltes) und die Verschleißnachstellung erfolgt durch eine splintgesicherte Kronenmutter. Die Dichtung wird an der rechten Seite durch einen Federdichtungsring und an der linken Seite durch eine Deckplatte gewährleistet.



## 6.10. Kontrollfragen

1. Wählen Sie die Definition aus, die die Aufgabe der Schmierung der Lager am genauesten beschreibt!  
Reduzierung der Reibung und des Verschleißes sowie Korrosionsschutz.  
Reduzierung der Reibung und des damit verbundenen Temperaturanstiegs.  
Reduzierung der Reibung, des Verschleißes und des damit verbundenen Temperaturanstiegs, sowie Korrosionsschutz.
2. Wählen Sie aus der folgenden Liste die für Lager verwendeten Schmiermittel aus!  
Mineralölbasierte Lithiumseifenfette  
Lithiumseifen-Paraffinöle  
Metallseifenfette auf Basis von synthetischen Schmierölen  
Naphthenische Mineralöle  
Teflon-Mineralöle  
Paraffinöle
3. Entscheiden und markieren Sie, welche Aussage richtig ist!  
Wälzlager werden in der Regel mit Fetten geschmiert.  
Zur Schmierung von Wälzlager werden nur synthetische Öle verwendet.  
Lager mit hohen Drehzahlen und hohen Betriebstemperaturen werden mit Ölen geschmiert.

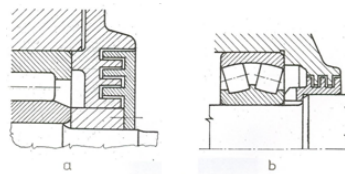
4. Wählen Sie aus der folgenden Liste die Aufgaben der bei Lagerungen verwendeten Dichtungen aus!

- Gewährleistung der Wärmeableitung
- Schutz vor Verunreinigungen
- Stützung des Lagers
- Schmiermittel im Bereich der Schmierstelle halten

5. Wählen Sie aus der folgenden Liste die berührungslosen Dichtungen aus!

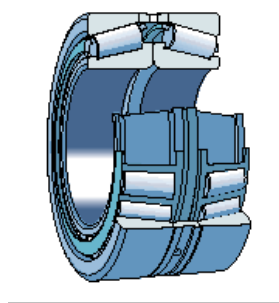
- Muffendichtung
- Spaltdichtung
- Axiale Labyrinthdichtung
- Filzdichtung

6. Schauen Sie sich die folgende Abbildung genau an, und beantworten Sie die Frage! Welche Art von Dichtungen stellt die Abbildung dar?



- Muffendichtung
- Labyrinthdichtung
- Spaltdichtung

7. Schauen Sie sich die folgende Abbildung genau an, und wählen Sie aus der Liste die Belastbarkeit des dort gezeigten Lagers aus!

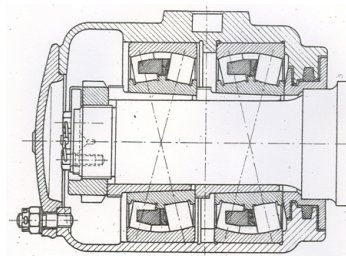


Nur radiale Belastung

Axiale Belastung in beiden Richtungen

Radiale Belastung sowie axiale Belastung in beiden Richtungen

8. Schauen Sie sich die folgende Abbildung genau an, und beantworten Sie die Frage!  
Wählen Sie aus der folgenden Liste die Bezeichnung der eingebauten Lager aus!



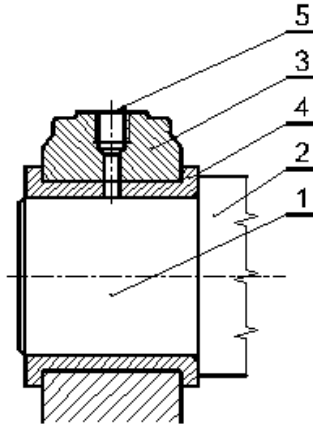
Kegelrollenlager  
Pendelrollenlager  
Zylinderrollenlager



# LEKTION 30

## 6.11. Modulabschluss

1. Schauen Sie sich die folgende Abbildung genau an, und ordnen Sie die Bezeichnungen den einzelnen Nummern zu!



Welle

Stelle für die Schmierstoffzuführung

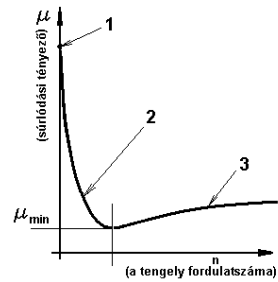
Buchse

Gehäusedeckel

Wellenzapfen



2. Schauen Sie sich die folgende Abbildung genau an, und tragen Sie die Nummern in die entsprechenden Kästchen ein!



Welche Nummer zeigt den Fall der Flüssigkeitsreibung?

Welche Nummer zeigt den Fall der Mischreibung?

Welche Nummer zeigt den Fall der Trockenreibung?

3. Schauen Sie sich die folgende Abbildung genau an, und entscheiden Sie, ob die Aussagen richtig oder falsch sind? Markieren Sie die richtigen Aussagen!

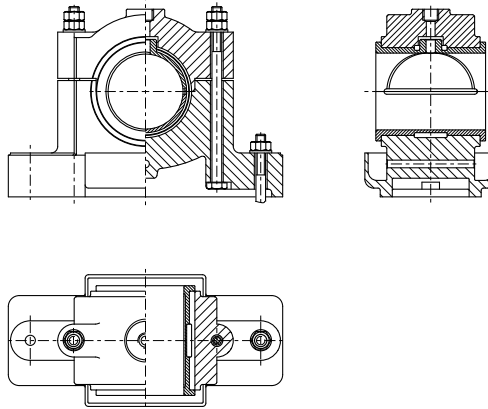


In der Abbildung ist ein Scheibenlager zu sehen.

Das in der Abbildung gezeigte Lager ist vor Allem zur Aufnahme von radialen Belastungen geeignet.

Die Wälzkörper des in der Abbildung gezeigten Lagers berühren sich mit der Lauffläche nur punktwise, deshalb ist ihre Belastungsfähigkeit begrenzt.

4. Schauen Sie sich die folgende Abbildung genau an, und markieren Sie in der Liste die richtigen Aussagen!



Lager mit ungeteilter Buchse ohne Futter

In der Abbildung sind Abführnuten für das Schmieröl zu sehen.

Das Lager ist mit einem geteilten Gehäuse ausgeführt.

Zur Befestigung der Lagerplatte werden 4 Schrauben benötigt.

Lager mit geteilter Buchse, mit Futter.

5. Entscheiden Sie, ob die folgenden Aussagen richtig oder falsch sind. Markieren Sie die richtigen Aussagen!

Die Passung des Wellenzapfens und der Lagerbohrung ist lose.

Die Toleranzen von Lagern sind standardisiert.

Die Belastungen von Lagern und die Temperaturen haben keinen Einfluss auf die Auswahl der Passung.

Lager werden in der Regel mit Standardgenauigkeit ausgeführt. (IT6)

6. Berechnen Sie die äquivalente Belastung „ $F$ “ und die Lebensdauer ( $L$ ) eines (radialen) Ringkugellagers in Millionen Umdrehungen! Angaben:

- Lagerbelastung 10000 N
- Radiallastfaktor  $X = 1$
- Betriebsfaktor 1,2
- dynamische Belastbarkeit 48000 N

Ergebnis der äquivalenten Belastung  $F = ?$  N

Lebensdauer ( $L$ ) in Millionen Umdrehungen!

7. Markieren Sie, mit welchen Zusammenhängen die statische Grundbelastung (Grenzbelastung) bestimmt werden kann!

$$C_0 = s_0 \cdot F_0$$

$$C_0 = s_0 + F_0 \cdot a$$

$$C = F \cdot \sqrt[3]{L}$$

$$C_0 = s_0 \cdot F_{0a}$$

8. Ordnen Sie die Nummern der einzelnen Maßeinheiten den entsprechenden Begriffen zu!

1- $F_0$  [-], 2- $F_r$  [N], 3- $F_0$  [N], 4- $S_0$  [-], 5- $X_0$  [-], 6- $Y_0$  [N], 7- $C_0$  [N], 8- $F_a$  [N].

Statisch äquivalente Belastung

Radiale Belastung

Axiale Belastung

Grenzbelastung

Statischer Faktor

Statischer Belastungsfaktor



# MODUL VII

## Reibantriebe und Riemenantriebe

# LEKTION 31

## 7. Reibantriebe und Riemenantriebe

### Tätigkeiten:

Lesen Sie das Skript bis zum Unterkapitel 7.2. Achten Sie während der Verarbeitung auf die Folgenden:

- Charakteristische Eigenschaften der Reibantriebe.
- Bemaßungszusammenhänge.
- Verschiedene Ausführungen der Reibantriebe.

### Anforderungen:

Sie haben das Lernmaterial erfolgreich erlernt, wenn Sie:

- die charakteristischen Eigenschaften der Reibantriebe kennen,
- die Bemaßungszusammenhänge kennen,
- die verschiedenen Ausführungen auf Grund von Abbildungen identifizieren können.

Schlüsselwörter: Reibkraft, Normalkraft, Umfangsgeschwindigkeit, Schlupf, Scheibendurchmesser, Scheibenbreite, Trommelantrieb.

### 7.1. Reibantriebe

Zwischen zwei parallelen oder windschiefen Achsen wird die Leistung durch zwei sich berührenden Drehkörper durch Reibung übergeben. Zur Betätigung dieses Antriebs sind entsprechend hohe Anpresskräfte notwendig. (7.1. Abbildung). Das übertragene Moment ist auch vom Reibungsfaktor des Materials der Reibpaarung, sowie vom Angriffspunkt der Reibungskraft abhängig. Bei Anwendung von zusätzliche Einstelleinrichtungen können diese Antriebe auch als Wendeeinrichtungen eingesetzt werden, jedoch nur bei Übertragung von kleineren

Leistungen ( $P < 1 \text{ kW}$ ). Werden die Scheiben mit einer Kraft  $F_n$  aneinander gepresst, dann wird die maximal übertragbare Umfangskraft mit der Haftreibungskraft gleich sein:

$$F_k = \mu \cdot F_n \quad (7.1)$$

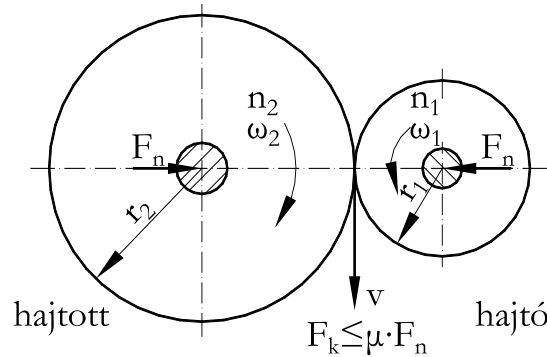


Abbildung 7.1: Schematische Darstellung des Reibantriebes mit parallelen Wellen

Wenn kein Schlupf angenommen wird, dann sind die Umfangsgeschwindigkeiten:

$$v = r_1 \cdot \omega_1 = r_2 \cdot \omega_2 \quad (7.2)$$

und die Übersetzung:

$$i = \frac{r_2}{r_1} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} \quad (7.3)$$

Da jedoch das schlupflose aufeinander abrollen der Scheiben in der Praxis selten erreicht wird, beträgt das reale Übersetzungsverhältnis unter Berücksichtigung des Schlupfes:



$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{1}{\eta} \cdot \frac{d_2}{d_1} \quad (7.4)$$

wobei:  $\eta$  der so genannte Schlupffaktor ist ( $\eta \approx 0,97$ ).

Bei der Bemaßung ist zuerst die erforderliche Anpresskraft zu bestimmen:

$$F_n = \frac{S_{cs} \cdot F_k}{\mu} \quad (7.5)$$

wo:  $S_{cs}$  den Sicherheitsfaktor des Schlupfes darstellt.

Dieser darf hinsichtlich des reduzierten Scheibendurchmessers einen bestimmten Leibungsdruckgrenzwert nicht überschreiten:

$$F_n \leq p_{zul} \cdot d_r \cdot b \quad (7.6)$$

$b$  ist dabei die gemeinsame Scheibenbreite und der reduzierte Scheibendurchmesser wird aus dem Zusammenhang

$$\frac{1}{d_r} = \frac{1}{d_1} + \frac{1}{d_2} \quad (7.7)$$

abgeleitet.

Vorteile des Reibradantriebes:

- einfache Konstruktion,
- kleiner Achsabstand,
- erfordert nur wenig Wartung,
- die Möglichkeit des Durchrutschens bietet Schutz gegen Überlastung,
- eine stufenlose Übersetzung kann einfach erreicht werden,

- geräuscharmer Betrieb.

Nachteile des Reibradantriebes:

- zur Drehmomentübertragung sind relativ hohe Anpresskräfte erforderlich,
- es treten hohe Lagerbelastungen auf,
- der Gleitverschleiß beeinflusst die Lebensdauer.

Der Werkstoff des großen Rades ist in der Regel Gusseisen, seltener Leichtmetall, und der Mantel des kleinen Rades wird zur Erhöhung der Reibung sowie zur Reduzierung des Geräusches mit einem Nichtmetallwerkstoff - Leder, Papier oder Kunststoff - überzogen. Die Befestigung des reibungserhöhenden Belages vom kleinen Rad erfolgt in Anpassung an die Eigenschaften des Werkstoffs. Abbildung 7.2. zeigt verschiedene Lösungen für Scheiben.

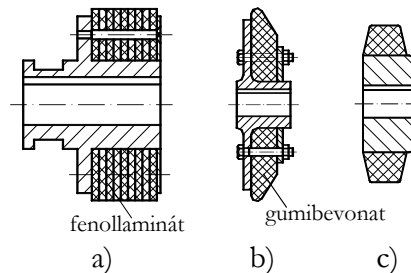


Abbildung 7.2: Verschiedene Lösungen für Reibscheiben

Oft werden Reibräder aus Gummi oder gummiartigen Werkstoffen in Kombination mit sorgfältig bearbeiteten Gusseisen- oder Stahlscheiben verwendet.

Die Reduzierung der Anpresskraft kann durch die Verwendung von Beschichtungsmaterialien mit hohem Reibfaktor erreicht werden, oder die Erhöhung der Anpresskraft ist durch Ausbildung der Reibflächen mit keilförmigen Nuten erreichbar (7.3. Abbildung).

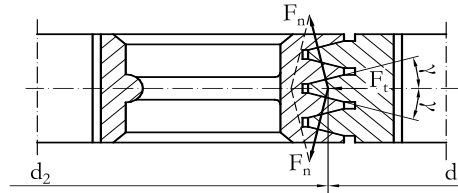


Abbildung 7.3: Reibradantrieb in genuteter Ausführung

Wenn die auf die Scheibe wirkende Anpresskraft  $F_t$  ist, dann ist diese mit der zur genuteten Oberfläche senkrechten Kraft  $F_n$  ausgedrückt:

$$F_t = 2 \cdot F_N \cdot \sin \gamma \quad (7.8)$$

Die Umfangskraft:

$$F_k = 2 \cdot \mu \cdot F_N = \frac{\mu}{\sin \gamma} \cdot F_t = \mu' \cdot F_t \quad (7.9)$$

$$\mu' > \mu$$

Diese Lösung ist nur bei Geräten mit aussetzendem Betrieb anwendbar, weil sich entlang der Nuten zu unterschiedlichen Durchmessern gehörende Punkte berühren und eine reine Rollbewegung nur bei einem Durchmesser möglich ist. Das führt wegen des auftretenden Schlupfes zu einer erheblichen Aufwärmung und Verschleiß. Abbildung 7.4. zeigt drei verschiedene Konstruktionsmöglichkeiten für Trommelantriebe. Das hervorgehobene Rad ist das antreibende Reibrad. Eine Ausnahme bildet der Fall c), in dem das Rad nur eine vermittelnde Rolle spielt.

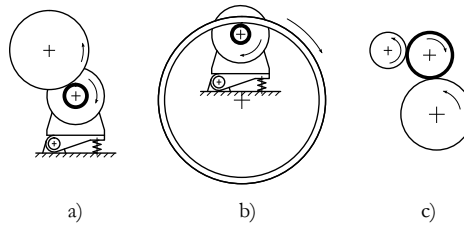


Abbildung 7.4: Konstruktionsmöglichkeiten für Trommelantriebe

Abbildung 7.5. zeigt einen Antrieb mit einer dünnen Scheibe und einer relativ kleinen Drehmomentübertragung, bei dem durch die an der horizontalen Welle verschiebbare kleine Scheibe sowohl die Übersetzung als auch der Drehsinn verändert werden kann. Bild b) in Abbildung 7.5. zeigt einen Reibantrieb, der zum Drehen der Spindel einer Schraubenpresse dient. Bei dieser Konstruktion handelt es sich um einen doppelten Reibantrieb, bei dem durch die Verschiebung der sich in konstanter Richtung drehenden horizontalen Achse nach rechts oder nach links eine Reibverbindung mit dem in der Horizontalebene liegenden Rad zustande kommt, durch das die vertikale Achse der Schraubenpresse gedreht wird. Diese Konstruktion ist ein typisches Beispiel für Reibantriebe, die als Umkehrvorrichtungen konstruiert sind. In der Mittelstellung der horizontalen Achse besteht keine Verbindung zwischen den Scheiben.

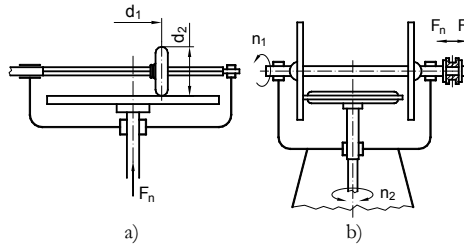


Abbildung 7.5: Übersetzung und Umkehrreibantriebe

Reibantriebe gewährleisten im Allgemeinen eine konstante Übersetzung, der stufenlose Antrieb ist aber ebenfalls leicht ausführbar.



## 7.2. Kontrollfragen

### 1. Entscheiden Sie, ob die folgenden Aussagen richtig oder falsch sind!

Die Kontaktflächen von Reibantrieben können nicht aneinander verrutschen, dadurch erhöht sich der Wirkungsgrad.

Reibantriebe können auch als Umkehrvorrichtungen verwendet werden.

Beim Reibantrieb wird die Leistung zwischen den Achsen mit Hilfe der zwischen den Oberflächen auftretenden Reibungskraft übertragen.

Die Übersetzung des Reibantriebes ist immer konstant.

### 2. Was bedeuten die Buchstaben im folgenden Zusammenhang? Ordnen Sie die Buchstaben den richtigen Zahlen zu!

$$F_N \leq p_{meg} \cdot d_r \cdot b$$

1. gemeinsamer Scheibedurchmesser
2. reduzierter Scheibedurchmesser
3. Normalkraft
4. zulässige Flächenpressung

- a)  $F_n$
- b)  $d_r$
- c)  $b$
- d)  $p_{zul}$

3. Ergänzen Sie den folgenden Satz so dass Sie eine wahre Aussage erhalten!

Die Anpresskraft kann reduziert werden, indem ein \_\_\_\_\_ Reibungsfaktor  
aufweisender \_\_\_\_\_ verwendet oder die Anpresskraft durch  
\_\_\_\_\_ erhöht wird.

1. hohen
2. die Gestaltung mit keilförmigen Nuten
3. Belagmaterial



# LEKTION 32



## Tätigkeiten:

Lesen Sie das Skript bis zum Unterkapitel 7.6. Achten Sie bei der Verarbeitung auf die Folgenden:

- Die Vor- und Nachteile von Riemenantrieben.
- Der Begriff der Übersetzung.
- Die Eigenschaften der einzelnen Antriebsanordnungen.
- Der Begriff und die Definition des Riemenschlupfes.
- Die Definition des Kriechens.
- Die Definition und die Berechnung des Wirkungsgrades.
- Der Aufbau von Keilriemen und die Hauptabmessungen von Riemenscheiben.
- Grundbegriffe des Zahnriemenantriebes.
- Die Bestimmung der Übersetzung.

## Anforderungen:

Sie haben das Lernmaterial erfolgreich erlernt, wenn Sie:

- die Vor- und Nachteile sowie die Konstruktionsmerkmale von Riemenantrieben kennen,
- mit dem Begriff der Übersetzung vertraut sind,
- die Anordnung des Riemenantriebes zeichnerisch darstellen können,
- den Begriff und die Bestimmungsweise des Riemenschlupfes kennen,
- die Definition und die Bestimmungsweise des Wirkungsgrades kennen,
- die charakteristischen Merkmale von Keilriemen kennen,
- die Grundbegriffe im Zusammenhang mit dem Zahnriemenantrieb kennen,

- den Zusammenhang zur Berechnung der Übersetzung kennen.

**Schlüsselwörter:** Riemenantrieb, Übersetzung, Keilriemen, Flachriemen, Riemenscheibe, Schlupf, Riemen-schlupf, Wirkungsgrad, Geschwindigkeitsänderung, Umfangskraft, Zahnriemenabschnitt, Keilrad, Vollscheibe, Gusstahlscheibe, Zahnriemen, Zahnscheibe, Achsabstand, Umschlingungswinkel, Übersetzung.

### 7.3. Anordnung und Grundzusammenhänge von Endlos-Reibantrieben

Bei Endlos-Reibantrieben wird im Allgemeinen ein endloses Antriebselement mit rechteckigem oder gleichschenkligen Trapezquerschnitt verwendet (Flachriemen- und Keilriemenantrieb). Das Material des Flachriemens kann Leder, Reifenkordgewebe, Textil oder Stahl sein. Keilriemen werden fast immer aus Reifenkordgewebe hergestellt. Durch den Treibriemen, der zwischen den Scheiben mit entsprechenden Oberflächen gespannt wird, kann die Energieübertragung von einer Riemenscheibe auf die andere durch Haftung sichergestellt werden. Die beiden Wellen sind in der Regel parallel, beim Flachriemenantrieb ist aber eine Energieübertragung auch zwischen windschiefen Achsen möglich. Die Vor- und Nachteile des Riemenantriebs können wie folgt zusammengefasst werden.

Vorteile:

- flexible Kraftübertragung,
- ruhiger, stoßfreier und schwingungsdämpfender Antrieb,
- einfache und kostengünstige Ausführung,
- einfache Wartung ohne Schmierung,
- es können auch höhere Übersetzungen in einer Stufe erreicht werden,
- hohe Umfangsgeschwindigkeiten,
- es können gleichzeitig mehrere Wellen - auch mit unterschiedlichem Drehsinn - angetrieben werden

- günstiger Wirkungsgrad (90–98%).

Nachteile:

- wegen des Schlupfes und des Kriechens des Riemens ist die Übersetzung nicht konstant,
- große Wellen- und Lagerbelastungen,
- größerer Platzbedarf im Verhältnis zu den Zahnradantrieben,
- begrenzte Umgebungstemperatur,
- die Reibung wird durch Verunreinigungen aus der Umgebung (Staub, Feuchtigkeit, Öl usw.) beeinflusst.

*Offene Riemengetriebe* stellen die häufigste Bauart dar, bei denen die Achsen parallel sind und die Drehrichtung gleich ist (7.6. Abbildung). Bei Gekreuzten Riemengetrieben sind die Achsen ebenfalls parallel, sie sind aber nur für Flachriemen geeignet und werden seltener eingesetzt. In diesem Fall drehen sich die Achsen in entgegengesetzter Richtung, und der Riemen ist einer höheren Beanspruchung ausgesetzt. Bei windschiefen Achsen werden *geschränkte Riementriebe* eingesetzt. Diese sind bei Achsen mit einem beliebigen Winkel einsetzbar, in der Praxis werden sie aber nur (relativ selten) bei Achsen verwendet, die miteinander einen Winkel von  $90^\circ$  bilden.

$$F_n \simeq 3 \cdot F_{t2} \quad (7.10)$$

$$F_{t1} \simeq F_{t2} \quad (7.11)$$

Wird vom Riemenschlupf abgesehen, ist die Umfangsgeschwindigkeit der beiden Scheiben gleich:

$$v = r_1 \cdot \omega_1 = r_2 \cdot \omega_2 \quad (7.12)$$

Daraus die Änderung (i):

$$i = \frac{r_2}{r_1} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{Fk \cdot r_2}{Fk \cdot r_1} = \frac{T_2}{T_1} \quad (7.13)$$

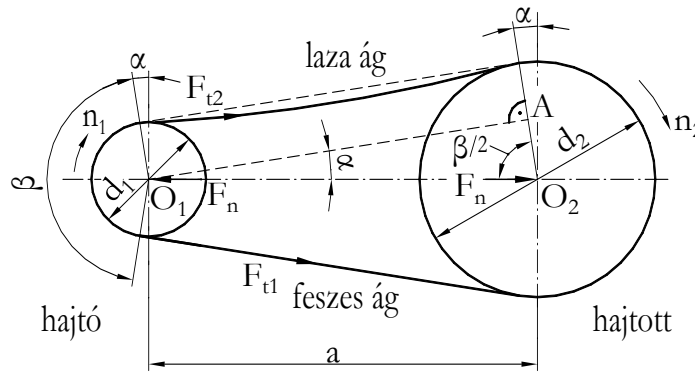


Abbildung 7.6: Anordnungsplan des offenen Riemengetriebes

wobei: das übertragene Drehmoment  $T_1 = F_k \cdot r_1$ , ill.  $T_2 = F_2 \cdot r_2$  und die Umfangskraft:

$$F_k = F_{t1} - F_{t2} \quad (7.14)$$

Die Umfangskraft wirkt an der Oberfläche der beiden Riemenscheiben und des Riemens immer gleichmäßig verteilt, und ist mit der Summe der elementaren Reibungskräfte gleich.

Die übertragene Leistung ist das Produkt aus der Umfangskraft und der Umfangsgeschwindigkeit:

$$P = F_k \cdot v_1 = F_k \cdot v_2 = F_k \cdot v \quad (7.15)$$

Zwischen der Leistung und dem Drehmoment besteht folgender Zusammenhang:

$$P = F_k \cdot 2 \cdot r \cdot \pi \cdot n = T \cdot \omega \quad (7.16)$$

Der Wert der Änderung, die durch das in Abbildung 7.6. dargestellten einfachen offenen Riemengetriebe erreicht werden kann, beträgt:  $i_{max} \leq 5$ . Der Achsabstand des Riemengetriebes mit parallelen Achsen kann

im Prinzip beliebig sein, hinsichtlich des minimalen Achsabstandes ( $a$ ) sollte man jedoch folgende empirische Zusammenhänge beachten:

$$0,7(d_{p1} + d_{p2}) \leq a \leq 2(d_{p1} + d_{p2}) \quad (7.17)$$

$a \geq 20 \cdot b$ , bei offenen Riemengetrieben,

$a \geq 30 \cdot b$ , bei gekreuzten Riemengetrieben.

$$a \geq 10\sqrt{b \cdot d_2} \quad (7.18)$$

wobei:

- $d_2$ : der größere Scheibendurchmesser,
- $b$ : die Riemenbreite ist.

## 7.4. Riemenschlupf, sowie Eigenschaften und Konstruktionselemente von Keilriemenantrieben

### Riemenschlupf

Die Umfangsgeschwindigkeit der Antriebs- und der angetriebenen Scheibe ist in der Wirklichkeit nie genau gleich, weil an der angetriebenen Scheibe ein Geschwindigkeitsverlust auftritt. Der Grund dafür ist nicht nur das tatsächliche Durchrutschen des Riemens auf den Scheiben, sondern auch die elastische Dehnung des Riemens, das sogenannte Kriechen.

Der spezifische Wert des Grades der Geschwindigkeitsänderung (der Schlupf) ist ein wichtiges Merkmal der Riemenantriebe, das sowohl mit der Geschwindigkeitsänderung als auch mit der Längenänderung ausgedrückt werden kann:

$$s = \frac{\Delta v}{v} = \frac{v_1 - v_2}{v_1} = \frac{\Delta v}{v_1} = \frac{\Delta l}{l} \quad (7.19)$$

$$v_2 = v_1 - \Delta v \quad (7.20)$$

In der Praxis beträgt der Schlupf im Hinblick auf die Umfangsgeschwindigkeiten weniger als 0,01, wobei der Betrieb bis zum Wert von ca.  $s = 0,03$  aufrechterhalten werden kann. Bei Überlastung des Riemenantriebes ist die Haftung zwischen dem Riemen und den Scheiben über eine gewisse Grenze hinaus zur Umfangskraftübertragung nicht mehr ausreichend, und der dadurch auftretende Riemenschlupf verhindert die Aufrechterhaltung des Betriebes.

Mit dem Schlupf kann auch der Wirkungsgrad des Riemetriebes in Verbindung gebracht werden, weil die auf die beiden Scheiben wirkende Umfangskraft gleich ist. Wenn die Umfangsgeschwindigkeit der Antriebsscheibe mit  $v_1$  und die Umfangsgeschwindigkeit der angetriebenen Riemenscheibe mit  $v_2$  bezeichnet wird:

$$\eta = \frac{P_h}{P_b} = \frac{F_K \cdot v_2}{F_K \cdot v_1} = \frac{v_2}{v_1} = \frac{v_1 - \Delta v}{v_1} = 1 - s \quad [\%] \quad (7.21)$$

Über die Schlupfverluste hinaus ist auch mit dem Luftwiderstand sowie mit den Verlusten durch die Lagerung zu rechnen, somit hat der Riemenantrieb einen Wirkungsgrad von insgesamt 93...98%.

### Eigenschaften des Keilriemenantriebes

Keilriemenantriebe können ausschließlich zur Energieübertragung zwischen parallelen Achsen verwendet werden. Das Hauptelement dieser Konstruktion ist der in Standardgrößen, theoretisch aus Gummitextil, endlos hergestellte Keilriemen, dessen Querschnitt in Abbildung 7.7. zu sehen ist.

Die die Zugbelastung aufnehmenden, in Gummi eingebetteten Fäden können auf zwei verschiedenen Weisen eingebaut werden. Beim einen spricht man von einer in mehreren Reihen eingebetteten Kabeleinlagen-Ausführung, beim anderen von Keilriemen mit in einer Reihe eingebetteten Kordelfäden. Der gesamte Querschnitt wird von außen in zwei- oder mehreren Schichten mit Gewebe umhüllt, um den Riemen vor Verschleiß zu schützen. Die Querschnittsgröße des Riemens kann nach DIN/ISO gekennzeichnet 8/-, 10/Z, 13/A,

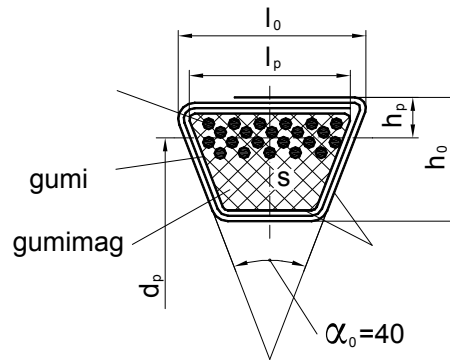


Abbildung 7.7: Querschnitt des Keilriemens

17/B, 20/-, 22/C, 25/-, 32/D, 40/E sein. Die zulässige Geschwindigkeit des Riemen beträgt 30 m/s und die Riemenfrequenz — d. h. die Anzahl der Umdrehungen pro 1 s —  $60 \text{ s}^{-1}$ . Die Abmessungen der Riemenscheibennut sind in DIN2217/ISO4183 festgelegt. Der schmale Riemen weicht vom normalen dadurch ab, dass hier  $h_0/l_0 = 1 : 1,23$ , während beim normalen Keilriemen  $h_0/l_0 = 1 : 1,16$ . Die einschlägige Norm ist die DIN7753/ISO4184. Die Bezeichnungen der Querschnitte sind: SPZ, SPA, SPB, SPC. Die zulässige Riemen­geschwindigkeit beträgt 40 m/s und die Riemenfrequenz  $100 \text{ s}^{-1}$ . Im Vergleich zum Normalkeilriemen ist bei diesem Typ die pro Flächeneinheit des Riemenquerschnittes übertragbare Leistung größer. Die Abmessungen der Riemenscheibennut sind in DIN2217/ISO4183 festgelegt. Der Keilriemenantrieb ist heutzutage eine weit verbreitete Antriebsform, vor Allem auf Grund seiner oben aufgeführten Vorteile und seines Wirkungsgrades von 98%. Er ist jedoch wegen seinen Nachteilen unter bestimmten Umständen nicht einsetzbar. Keilriemenantriebe können mit folgenden Betriebseigenschaften konstruiert werden:

- Achsabstand:  $0,7(d_{p1} + d_{p2}) \leq a \leq 2(d_{p1} + d_{p2})$ ,  $d_{p2} > d_{p1}$
- Übersetzung:  $i \leq 10$
- Riemen­geschwindigkeit:  $v \leq 40 \text{ m/s}$

- Umschlingungswinkel:  $\beta \geq 120^\circ$

## Konstruktionselemente des Keilriemenantriebes

Die wichtigsten Elemente des Keilriemenantriebes sind über die Keilriemen hinaus die Keilriemenscheiben. Diese werden in den meisten Fällen aus Gusseisen gefertigt, aber auch andere Werkstoffe wie z. B. Stahl, Buntmetalle, Aluminiumlegierungen oder eventuell Kunststoff kommen in Betracht. Abbildung 7.8. zeigt eine Riemenscheibe mit einer standardmäßigen, normalen Keilriemennut und den Keilriemen.

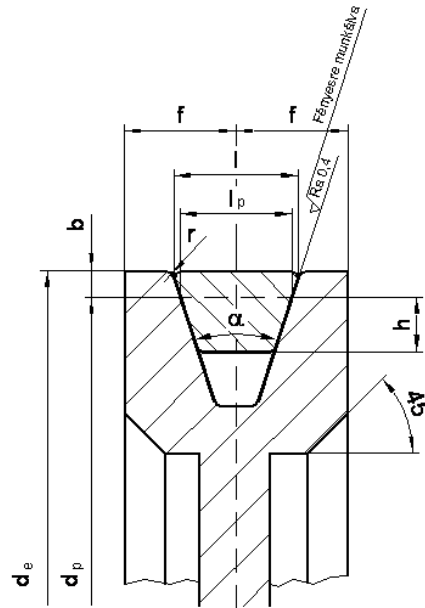


Abbildung 7.8: Die Hauptabmessungen der Keilriemenscheibe



Die Ausführung und die Abmessungen der Nut sind bei allen Keilriementypen in Normen festgelegt. Für Einzelfertigungen sind Stahlscheiben in geschweißter Ausführung geeignet. Die Scheiben aus Stahlguss werden in Speichenausführung oder als Vollscheiben hergestellt.

Für Scheiben mit mehreren Nuten können nur Riemensätze verwendet werden. Diese beinhalten Riemen, die ihrer Länge nach zusammengestellt und mit besonderen Kennzeichen versehen sind. Wenn ein Riemen des Satzes betriebsunfähig wird, muss der ganze Satz ausgetauscht werden.

## 7.5. Zahnriemenantriebe

Bei dieser Antriebsform erfolgt die Leistungsübertragung zwischen dem Zahnriemen und den Zahnscheiben durch eine form- und kraftschlüssige Verbindung. In Abbildung 7.9. ist ein aus zwei Scheiben bestehender Zahnriemenantrieb dargestellt, mit Kennzeichnung des Achsabstandes ( $a$ ), des Umschlingungswinkels ( $\beta$ ), des charakteristischen Durchmessers ( $d_p$ ) sowie des Außendurchmessers der Scheibe. Der charakteristische Durchmesser befindet sich außerhalb der Scheibe!

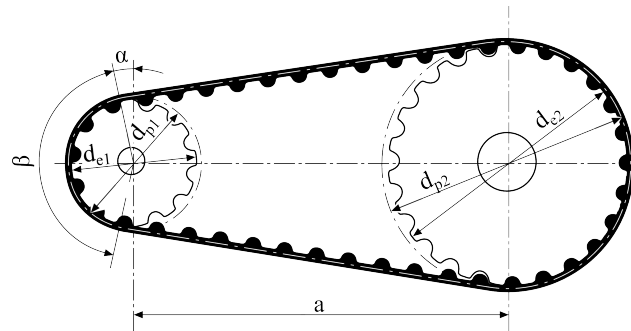


Abbildung 7.9: Zahnriemenantrieb

Aus diesem Grund ist dieser Antrieb vorzugsweise an Stellen einzusetzen, wo zwischen der Antriebs- und der

angetriebenen Einheit eine schlupffreie und flexible Verbindung erforderlich ist. Ihre Elastizität gegenüber den dynamischen Grenzen stimmt mit der der normalen Keilriemen überein, ihre Flexibilität ist aber verhältnismäßig höher.

Die Übersetzung des Antriebs kann mit dem Zusammenhang

$$i = \frac{n_{\text{antreibende}}}{n_{\text{angetriebene}}} \quad (7.22)$$

berechnet werden. Wenn  $i > 1$ , spricht man von einer Verlangsamungsübersetzung, wenn  $i < 1$ , von einer Beschleunigungsübersetzung. Der tatsächliche Wert des Übersetzungsverhältnisses ist nach der Auswahl der Zahnscheiben:

$$i = \frac{z_{\text{angetriebene}}}{z_{\text{antreibende}}} \quad (7.23)$$

wobei:  $z$  die Anzahl der Zähne der Zahnscheibe bezeichnet.

Zahnriemenantriebe sind weit verbreitet. Sie werden z. B. in der Feinmechanik, in Haushaltsgeräten, Straßenfahrzeugen (Nockenwellenantriebe in Pkw-s), Baumaschinen, Rollenführungen, Papierherstellungsmaschinen usw. eingesetzt.



## 7.6. Kontrollfragen

1. Markieren Sie, für welchen Riemenantrieb die folgende Aussage zutrifft!  
Ruhiger, stoßfreier und schwingungsdämpfender Antrieb.

Die Achsen sind parallel und laufen mit gleichem Drehsinn.

Offenes Riemengetriebe.

Geschränktes Riemengetriebe.

Gekreuztes Riemengetriebe.

2. Wählen Sie aus, und markieren Sie die nachteiligen Eigenschaften der Riemenantriebe in der folgenden Liste!

ruhiger, stoßfreier und schwingungsdämpfender Antrieb,

die Übersetzung ist wegen des Schlupfes oder eventuell des Riemenschlupfes nicht konstant,

einfache und kostengünstige Ausführung,

auch höhere Übersetzungen sind in einer Stufe möglich,

größerer Platzbedarf im Gegensatz zu den Zahnradantrieben,

es können gleichzeitig mehrere Wellen (auch mit entgegengesetztem Drehsinn) angetrieben werden,

Verunreinigungen aus der Umgebung (Staub, Feuchtigkeit, Öl, usw.) beeinflussen die Reibung.

3. Was bedeuten die Buchstaben im folgenden Zusammenhang? Ordnen sie die Buchstaben den entsprechenden Zahlen zu!

$$i = \frac{r_2}{r_1} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{T_2}{T_1}$$

1. Winkelgeschwindigkeit der antreibenden Riemenscheibe
2. Übersetzung
3. Torsionsmoment der angetriebenen Riemenscheibe
4. Drehzahl der antreibenden Riemenscheibe

$\omega_1$

$n_1$

$i$

$T_2$

4. Markieren Sie von den folgenden Aussagen die für Keilriemenantriebe zutreffende!

Keilriemen sind leicht erhältliche Normteile.

Es wird nicht so viel Riemenspannung benötigt, wie bei Flachriemen.

Bei Überlastung kann der Riemen durchrutschen, ohne zu fallen.

Sie haben einen hohen Wartungsbedarf.

Ihr Platzbedarf ist im Vergleich zum Flachriemenantrieb relativ groß.

5. Was bedeuten die Buchstaben im folgenden Zusammenhang? Ordnen sie die Buchstaben den entsprechenden Zahlen zu!

$$\eta = \frac{P_h}{P_b} = \frac{F_K \cdot v_2}{F_K \cdot v_1} = \frac{v_2}{v_1} = \frac{v_1 - \Delta v}{v_1}$$

1. Anlageleistung
2. Umfangskraft
3. nutzbare Leistung
4. Drehzahl der antreibenden Riemenscheibe

 $P_h$ 
 $F_k$ 
 $P_b$ 

6. Ergänzen Sie die folgende Aussage so, dass Sie eine richtige Aussage erhalten!

Die die Zugbelastung aufnehmenden, in Gummi eingebetteten Fäden können .....

eingebaut werden. Im einen Fall spricht man von einer .....

Kabeleinlagen-Ausführung und im anderen Fall von ...

die in einer

Reihe eingebettet sind.

Antwortmöglichkeiten

- in mehreren Reihen eingebetteten
- Keilriemen mit Kordelfaden
- auf zwei verschiedene Weisen

7. Bei welchem Riemenantrieb tritt kein Schlupf auf? Markieren Sie die richtige Antwort!

Beim Flachriemenantrieb.

Beim Zahnriemenantrieb.

Beim Keilriemenantrieb.

8. Entscheiden Sie, welche der folgenden Aussagen richtig oder falsch ist!

Wenn  $i > 1$ , spricht man von einem Beschleunigungsübersetzung.

Richtig Falsch

Wenn  $i < 1$ , spricht man von einem Verlangsamungsübersetzung.

Richtig Falsch

Der Zusammenhang  $i = \frac{z_{angetriebene}}{z_{antreibende}}$  dient zur Bestimmung der Größe des tatsächlichen Übersetzungsverhältnisses.

Richtig Falsch

9. Ergänzen Sie die folgende Aussage so, dass Sie eine richtige Aussage erhalten!

Dieser Antrieb ist vorzugsweise an Stellen einzusetzen, wo zwischen der Antriebs- und der angetriebenen Einheit eine .....

Verbindung erforderlich ist. Seine .....

gegenüber den dynamischen Grenzen stimmt mit der der.....

Keilriemen überein, ihre Flexibilität ist aber verhältnismäßig .....

Antwortmöglichkeiten:

- schlupffreie und elastische
- Elastizität
- normalen
- höher

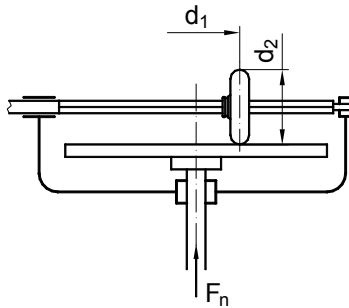


# LEKTION 33



## 7.7. Modulabschlussstest

- Entscheiden Sie, ob die folgende Aussage richtig oder falsch ist!  
Bestimmte Ausführungen von Reibantrieben können auch als Umkehrvorrichtungen eingesetzt werden.  
Richtig Falsch
- Schauen Sie sich die folgende Abbildung genau an, und entscheiden Sie, ob die dazu gehörigen Aussagen richtig oder falsch sind!



Die Übersetzung des obigen Reibantriebes ist konstant.

Richtig Falsch

Der obige Reibantrieb kann auch als Umkehrvorrichtung eingesetzt werden.

Richtig Falsch

Die Achsen der Elemente des obigen Reibantriebes schneiden sich.

Richtig Falsch



3. Welcher Riemenantriebstyp wird bei parallelen Achsen mit entgegengesetztem Drehsinn verwendet? Markieren Sie die richtige Antwort!

- Offener Riemenantrieb.
- Geschränkter Riemenantrieb.
- Gekreuzter Riemenantrieb.

4. Entscheiden Sie, ob die folgende Aussage richtig oder falsch ist!

Keilriemenantriebe sind ausschließlich zur Energieübertragung zwischen parallelen Achsen geeignet.

Richtig Falsch

5. Für welche Riemenantriebe trifft die folgende Aussage zu? Markieren Sie die richtige Antwort!

Dieser Riemenantrieb ermöglicht zwischen den Achsen eine Verbindung ohne Riemenschlupf.

- Flachriemenantrieb
- Keilriemenantrieb
- Zahnriemenantrieb

# MODUL VIII

## Zahnräder



# LEKTION 34

## 8. Zahnräder

### Tätigkeiten:

Lesen Sie das Skript bis zum Unterkapitel 8.2. Achten Sie bei der Verarbeitung auf die Folgenden:

- Lernen Sie die nachfolgend dargestellten Aspekte der Klassifizierung von Zahnrädern.
- Machen Sie sich mit den verschiedenen Typen innerhalb der einzelnen Gruppen vertraut.
- Lernen Sie anhand von Abbildungen, für welche Wellenpositionen die Zahnräder als Verbindungselemente eingesetzt werden können.

### Anforderungen:

Sie haben das Lernmaterial erfolgreich erlernt, wenn Sie:

- die Gruppen von Zahnrädern bzw. die Hauptmerkmale der einzelnen Gruppen kennen,
- die einzelnen Typen innerhalb der Gruppen kennen,
- Auf Grund von Abbildungen die Art des Zahneingriffs bzw. die Achsenpositionen identifizieren können.

Schlüsselwörter: Gruppen von Zahnrädern, Verzahnung, Verbindung, geometrische Form, Welle.

Das Zahnradgetriebe besteht aus Zahnrädern, deren Zähne eine Zwangsverbindung zwischen den Wellen gewährleisten. Die Aufgabe von Zahnradantrieben ist die Übertragung und Umwandlung von Bewegungen (Drehbewegung, Längsverschiebung) bzw. die Drehmomentübertragung. Die Übertragung von Bewegungen erfolgt durch die Zähne, die eine formschlüssige Verbindung herstellen, wobei auch die Ausgangsdrehzahl im Verhältnis zur Eingangsdrehzahl geändert (modifiziert) werden kann. Auf Grund der Zwangsverbindung ist die Übersetzung zwischen den beiden Wellen streng definiert.

## 8.1. Klassifizierung von Zahnrädern

Zahnräder können auf Grund ihrer Form und ihrer Zähne, sowie der relativen Lage ihrer Achsen eingeteilt werden:

- Nach ihrer geometrischen Form können folgende Gruppen unterschieden werden:
  - Zylinderräder
  - Kegelräder
  - Globoidräder.
- Nach ihrer Verzahnung unterscheidet man die folgenden Gruppen:
  - geradverzahnte Zahnräder
  - schrägverzahnte Zahnräder
  - Zahnräder mit Bogenverzahnung
  - Zahnräder mit Pfeilverzahnung.
- Auf Grund der relativen Position ihrer Achsen unterscheidet man zwischen Zahnrädern mit
  - parallelen
  - windschiefen
  - sich schneidenden Achsen.

Bei parallelen Achsen, wenn sich die Zähne an der Außenoberfläche des Zylinderrades befinden, spricht man von Außenzahnrädern. Die Zähne werden parallel zur Achse ausgeführt, deshalb sind sie zur Aufnahme von Axialkräften nicht geeignet (8.1. a Abbildung). Die miteinander verbundenen Zahnräder drehen sich in entgegengesetzter Drehrichtung.

Zylinderräder können auch mit Schrägverzahnung hergestellt werden (8.1. b Abbildung). Bei dieser Art von Zahnrädern sind die am Zylindermantel stehenden Zähne nicht parallel zur Längsachse des Zylinders sondern

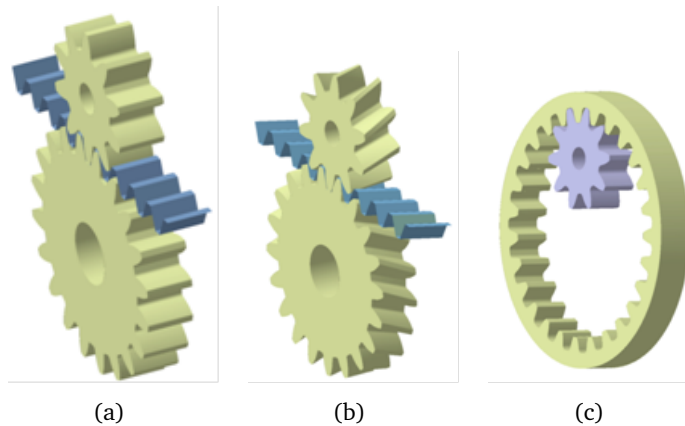


Abbildung 8.1: a) (Geradverzahnung), b) Schrägverzahnung, c) Innenverzahnung

bilden damit einen Winkel. Die Zähne berühren sich hier ebenfalls entlang einer Linie, wegen der Gestaltung der Zähne tritt hier jedoch auch eine axiale Kraft auf. Diese Lösung ermöglicht einen ruhigeren, leiseren Lauf, als die Geradverzahnung.

In Abbildung 8.1. c ist ein Innenzahnradgetriebe zu sehen. Der Antrieb besteht aus einem Innen- und einem Außenzahnrad. Die Zähne sind in der Regel gerade, es kann aber auch eine schräge Verzahnung verwendet werden. Die Drehrichtung beider Räder ist hier gleich.

Die Zahnstange kann als ein Zylinderrad mit unendlich großem Radius betrachtet werden (8.2. Abbildung). Bei gerader Verzahnung kann sich die Zahnstange senkrecht zur Achse des mit ihr verbundenen Zahnrades verschieben.

Bei sich schneidenden Achsen kann die Verbindung zwischen den beiden Achsen mit Kegelrädern realisiert werden, die im Allgemeinen eine Außenverzahnung haben (8.3. Abbildung). Ihre Verzahnung kann gerade, schräg, pfeilförmig oder bogenförmig sein. Die sich schneidenden Mittellinien bilden meistens einen Winkel

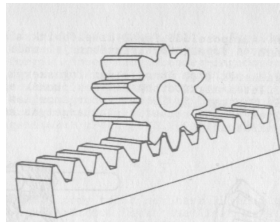


Abbildung 8.2: Zahnstange-Zahnrad-Verbindung

von  $90^\circ$ , aber auch andere Winkel sind möglich.

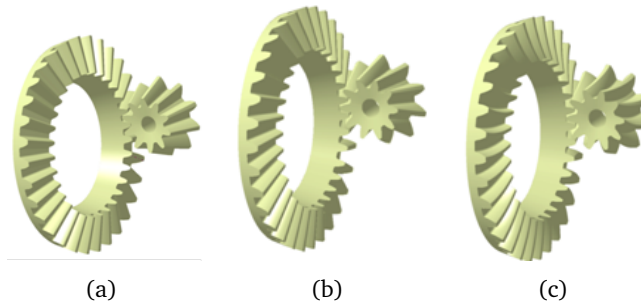


Abbildung 8.3: Zahneingriffe bei sich schneidenden Achsen (Kegelverzahnung mit a) geraden b) schrägen c) bogenförmigen Zahnflanken)

Bei windschiefen Achsen ist ein Antrieb mit dem so genannten Schraubenzahnradpaar möglich, das ein Sonderfall des schrägverzahnenden Zylinderradpaares mit unterschiedlichen Biegerichtungen ist. (8.4. Abbildung). Schneckengetrieben - die aus einer zylindrischen oder einer Globoidschnecke und einem Schneckenrad bestehen - werden bei einem Achsenwinkel von  $90^\circ$  verwendet (8.4. Abbildung). Die Verbindung kommt - insbesondere bei der Globoidschnecke - auf einer großen Fläche zustande, somit ist diese Konstruktion zur Übertragung



von hohen Belastungen geeignet. Die auf Grund der großflächigen Verbindung auftretende hohe Reibung führt dagegen zu einem schlechteren Wirkungsgrad dieses Antriebstyps.

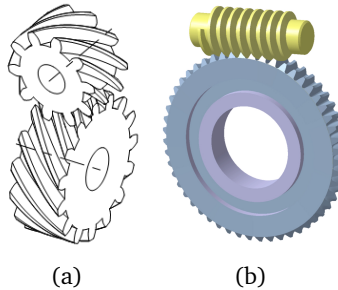


Abbildung 8.4: a) Schraubenzahnradpaar und b) Schneckengetriebe (Zylinder-Zylinder)

## 8.2. Kontrollfragen

1. Wählen Sie aus der folgenden Liste aus, welche Verzahnungsarten bei parallelen Achsen verwendet werden können!

- gerade Außenverzahnung
- Innenverzahnung
- Kegelverzahnung
- Schrägverzahnung
- Schraubenzahnradpaar, Schneckengetriebe
- Pfeilverzahnung

2. Ergänzen Sie den folgenden Text so dass sich daraus eine richtige Aussage ergibt!

Bei sich schneidenden Achsen kann die Verbindung zwischen den beiden Achsen mit .....  
realisiert werden, die im Allgemeinen eine .....  
-verzahnung haben. Ihre Verzahnung kann .....  
Flanken aufweisen.

Antwortmöglichkeiten

- gerade, schräge, pfeilförmige oder bogenförmige
- Kegelrädern
- Außen-

3. Schauen Sie sich die folgende Abbildung genau an, und beantworten Sie die Frage! Welche Verzahnungsart ist in der Abbildung zu sehen und bei welcher Achsenposition kann sie verwendet werden?



- Schraubenzahnradpaar, windschiefe Achsen
- Bogenverzahnung, sich schneidende Achsen
- Schrägverzahnung, sich schneidende Achsen
- Schrägverzahnung, parallele Achsen

# LEKTION 35

## Tätigkeiten:

Lesen Sie das Skript bis zum Unterkapitel 8.4. Achten Sie während der Verarbeitung auf die Folgenden:

- Lernen Sie die charakteristischen geometrischen Abmessungen von Zahnrädern.
- Machen Sie sich mit dem Begriff „Übersetzungsverhältnis“ und „Zähnezahlverhältnis“ sowie deren Bestimmungsart vertraut.
- Die wichtigsten Kennzeichnungen, Bezeichnungen und Berechnungsmethoden der verschiedenen Verzahnungen.
- Die Eigenschaften der Evolventenverzahnung.
- Betrachten Sie Abbildung 8.6. in der die Details einer Verzahnung dargestellt werden.

## Anforderungen:

Sie haben das Lernmaterial erfolgreich erlernt, wenn Sie:

- den Begriff „Übersetzungsverhältnis“ und „Zähnezahlverhältnis“, sowie die Methode zur Bestimmung derselben kennen,
- mit den wichtigsten Bezeichnungen, Kennzeichnungen und Berechnungsmethoden von Verzahnungen vertraut sind,
- die Eigenschaften der Evolventenverzahnung kennen,
- Abbildung 8.6. , über die Details einer Verzahnung - einschließlich der wichtigsten Bezeichnungen zeichnerisch wiedergeben können.

Schlüsselbegriffe: Übersetzungsverhältnis, Zähnezahlverhältnis, Verzahnung, Evolventenverzahnung, Umfangsgeschwindigkeit, Teilkreis, Basiskreis , Modul Zahnbreite, Zahnhöhe, Eingriffswinkel.

### 8.3. Die Geometrie der Zahnräder

Die Voraussetzung für eine schlupffreie Rollbewegung ist die Übereinstimmung der Umfangsgeschwindigkeiten in den Berührungspunkten der Räder ( $v_1 = v_2$ ) (8.5. Abbildung).

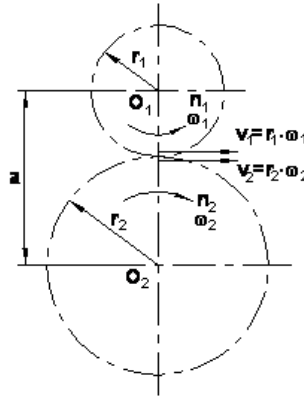


Abbildung 8.5: Umfangsgeschwindigkeiten an Rollkreisen

$$v_1 = r_1 \cdot \omega_1 = r_1 \cdot 2\pi \cdot n_1 = v_2 = r_2 \cdot \omega_2 = r_2 \cdot 2\pi \cdot n_2. \quad (8.1)$$

wobei sich Index 1 auf das Antriebsrad und Index 2 auf das angetriebene Rad bezieht.

Bei Zahnradgetrieben kann das sich aus der Zwangsverbindung ergebende Übersetzungsverhältnis als Quotient der Winkelgeschwindigkeiten oder der Drehzahlen der antreibenden und angetriebenen Welle formuliert werden:

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{r_2}{r_1} = \frac{d_2}{d_1} = \frac{z_2}{z_1}. \quad (8.2)$$

- $i > 1$  bei Verlangsamungsübersetzung,

- $i < 1$  bei Beschleunigungsübersetzung,

wobei sich Index 1 auf das Antriebsrad und Index 2 auf das angetriebene Rad bezieht.

Wenn man die Zähnezahzahl der Zahnräder mit  $z$  kennzeichnet, kann der Begriff Zähnezahzahlverhältnis eingeführt werden:

$$u = \frac{z_2}{z_1}, \quad u > 1 \quad (8.3)$$

wobei sich Index 1 auf das Rad mit geringerer Zähnezahzahl (Kleinrad) und Index 2 auf das Rad mit der größeren Zähnezahzahl bezieht.

Bei Verlangsamungsübersetzungen ist also  $i = u$ , bei Beschleunigungsübersetzungen  $i = \frac{1}{u}$ . Hinsichtlich des Zähnezahzahlverhältnisses wird nicht zwischen dem Antriebs- und dem angetriebenen Rad unterschieden. Der minimale Wert des Zähnezahzahlverhältnisses kann nicht kleiner als 1 sein.

In Abbildung 8.6. sind die Oberflächen und die geometrischen Abmessungen einer Verzahnung mit den entsprechenden Bezeichnungen zu sehen.

$d$ - Teilkreisdurchmesser,  $e$ - Zahnückenweite (am Teilkreis),  $b$ - Zahnbreite,  $h_a$ - Zahnkopfhöhe,  $h$ - volle Zahnhöhe  
 $d_a$ - Kopfkreisdurchmesser,  $s_a$ - Zahnkopfdicke,  $p$ - Teilung,  $h_f$ - Zahnfußhöhe,  $d_t$ - Grenzkreisdurchmesser  
 $d_f$ - Fußkreisdurchmesser,  $s_f$ - Zahndicke (am Teilkreis),  $m$ - Modul,  $\rho_f$ - Zahngrund Abrundungsradius

Der in der Abbildung dargestellte Teilkreis kann wie folgt formuliert werden:

$$d = z \cdot \frac{p}{\pi}. \quad (8.4)$$

Zur Bestimmung der Abmessungen von Zahnrädern wurde der Begriff des Moduls ( $m$ ) eingeführt, dessen Größen standardisiert wurden. Somit lässt sich der Teilkreisdurchmesser wie folgt formulieren:

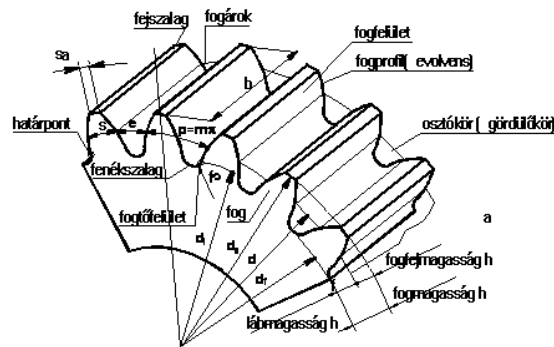


Abbildung 8.6: Die wichtigsten Bezeichnungen und Kennzeichnungen der Verzahnung

$$d = m \cdot z \quad (8.5)$$

Durch die Verteilung von  $z$  Zähnen entlang des Teilkreisumfangs erhält man die Teilkreisteilung:

$$p = \frac{d \cdot \pi}{z} = \frac{m \cdot z \cdot \pi}{z} = m \cdot \pi. \quad (8.6)$$

Wegen ihrer einzigartigen fertigungstechnologischen Vorteile und der Möglichkeit der Veränderung des Achsabstandes ist die am meisten verbreitete Zahnflanke die Evolvente. Die Form der Zähne ist eine Zahnflanken-Kreisevolvente, eine spezielle Form der Evolventenkurven. Jeder Punkt einer an einem Kreis ohne Gleitung abgerollten Geraden beschreibt eine Kreisevolvente.

In Abbildung 8.7. ist u. a. auch die Eingriffslinie zu sehen. Bei Zahnradverbindungen befinden sich die gemeinsamen Berührungspunkte der Zähne entlang dieser Linie. Die beiden ineinander greifenden Zahnräder haben eine gemeinsame innere Berührende, die den Grundkreis im Punkt N berührt und über den Hauptpunkt C geht. Der Wert des mit  $\alpha$  bezeichneten Eingriffswinkels beträgt im Allgemeinen  $20^\circ$ . Da der Abschnitt OC mit dem



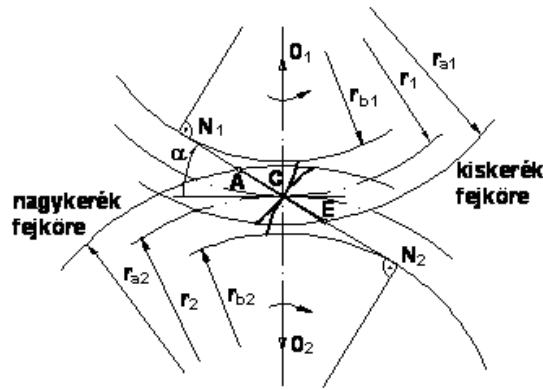


Abbildung 8.7: Die Eingriffslinie der Evolventenverzahnung

Radius des Teilkreises gleich ist, lässt sich mit Hilfe des Dreiecks OCN der Abschnitt ON bestimmen, der mit dem Radius des Grundkreises übereinstimmt ( $r_b$ ):

$$r_b = r \cdot \cos \alpha. \quad (8.7)$$

Auf Grund des Grundkreisdurchmessers kann die Grundteilung ( $p_b$ ) bestimmt werden, die nichts anderes als der entsprechend gemessene Abstand der Zähne ist:

$$p_b = \frac{d_b \cdot \pi}{z} = \frac{d \cdot \pi \cdot \cos \alpha}{z} = \frac{m \cdot z \cdot \pi \cdot \cos \alpha}{z}, \quad (8.8)$$

$$\text{azaz } : p_b = p \cdot \cos \alpha = m \cdot \pi \cdot \cos \alpha.$$

Die Zahnrad- und die Werkzeuggeometrie lässt sich in Abbildung 8.8. im Detail betrachten. Wenn die Teilungslinie des Verzahnungswerkzeugs über den Hauptpunkt C geht, dann berührt sie den Teilkreis des Zahnrades. Ist diese Bedingung erfüllt, dann können auch die weiteren Abmessungen des Zahnrades bestimmt werden.

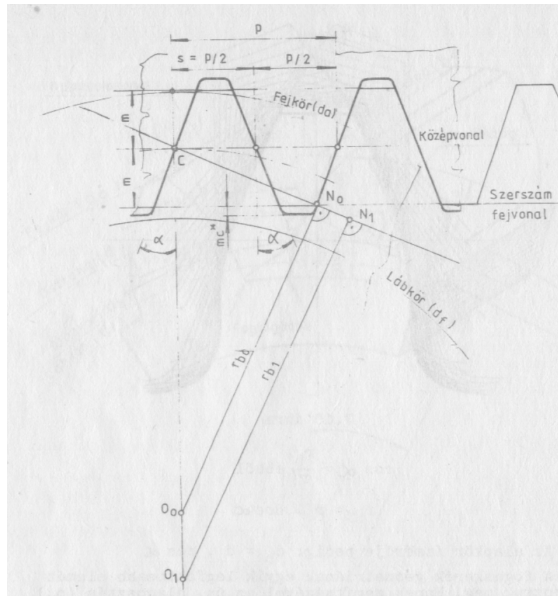


Abbildung 8.8: Werkzeug und Grundprofil von Zylinderrädern mit Evolventenprofil

Der in Abbildung 8.8. dargestellte Punkt C - der Hauptpunkt genannt wird - spielt eine Rolle beim Ineinandergreifen von Zahnrädern.

Bestimmung des Kopfkreisdurchmessers ( $d_a$ ) mit Hilfe des Grundprofils:

$$d_a = d + 2 \cdot m. \quad (8.9)$$

Somit lässt sich einsehen, dass der Kopfkreis nicht durch das Verzahnungswerkzeug gebildet wird, sondern das Werkstück im Voraus auf diese Größe gebracht werden muss.

Der Fußkreisdurchmesser ist( $d_f$ ):

$$d_f = d - 2 \cdot m - 2 \cdot m \cdot c^* = d - 2 \cdot m - 0.5 \cdot m, \quad (8.10)$$

wobei:  $c^* = 0,25$ .

Der Fußkreis wird dagegen durch das Werkzeug gebildet. Die Zahndicke am Teilkreis ( $s$ ) ist die Hälfte der Teilkreisteilung:

$$s = \frac{p}{2} = \frac{m \cdot \pi}{2}. \quad (8.11)$$

Mit einem bestimmten Werkzeug können Räder mit verschiedenen Zähnezahlen hergestellt werden. Die Zähnezahl des in Abbildung 8.8. dargestellten Rades mit dem Mittelpunkt  $O_1$  ist  $z_1$  und die Zähnezahl des Rades mit dem Mittelpunkt  $O_0$  beträgt  $z_0$ . Die entsprechenden Grundkreisradien sind:  $r_{b1}$  und  $r_{b0}$ . Das Rad mit dem Mittelpunkt  $O_0$  stellt eine Grenzsituation dar, die Anzahl der Zähne dieses Rades beträgt:

$$z_0 = \frac{z}{\sin^2 \alpha} \approx 17. \quad (8.12)$$

Diese Zahl wird Grenzzähnezahl genannt. Diese kommt bei Zahnstangenwerkzeugen vor, wenn sich der Berührungspunkt ( $N_0$ ) der Eingriffslinie und des Grundkreises auf der Kopflinie des Werkzeuges befindet. Eine Verringerung der Anzahl von Zähnen, d. h. die Herstellung eines Rades mit weniger als 17 Zähnen würde zum Unterschnitt führen, was eine schädliche Erscheinung ist. Natürlich können auch Räder mit einer kleineren Zähnezahl ( $z_1$ ) als 17 benötigt werden. In diesem Fall muss das Zahnstangenwerkzeug - damit die Kopflinie wieder durch den Punkt  $N_1$  geht, im Verhältnis zum Mittelpunkt des Zahnrades um einen Wert von  $(m \cdot x)$  nach außen zugestellt werden. Diese Erscheinung nennt man Profilverschiebung.  $x$  ist die zum Modul 1 mm gehörige Profilverschiebung, auch spezifische Profilverschiebung genannt. Ihr Minimalwert beträgt:

$$x_{min} = \frac{z_0 - z_1}{z_0}. \quad (8.13)$$

In diesem Fall ändern sich natürlich auch die Abmessungen des Grundkreises und des Kopfkreises:

$$d_f = d - 2 \cdot m - 2 \cdot m \cdot c^* + 2 \cdot m \cdot x, \quad (8.14)$$

$$d_a = d + 2 \cdot m + 2 \cdot m \cdot x. \quad (8.15)$$

Die anderen Durchmesser ändern sich nicht. Es kommt dagegen zu einer Änderung der Zahndicke am Teilkreis:

$$s_1 = s + 2 \cdot m \cdot x \cdot \tan \alpha = \frac{m \cdot \pi}{2} + 2 \cdot m \cdot x \cdot \tan \alpha. \quad (8.16)$$

Dadurch kann der Unterschnitt vermieden werden.

Diese Größen ändern sich im entgegengesetzten Sinne, wenn das Werkzeug in negativer Richtung eingestellt wird:

$$d_f = d - 2 \cdot m - 2 \cdot m \cdot c^* - 2 \cdot m \cdot x, \quad (8.17)$$

$$d_a = d + 2 \cdot m - 2 \cdot m \cdot x, \quad (8.18)$$

$$s_1 = s - 2 \cdot m \cdot x \cdot \tan \alpha = \frac{m \cdot \pi}{2} - 2 \cdot m \cdot x \cdot \tan \alpha. \quad (8.19)$$

Je nachdem, mit welcher Werkzeugzustellung das Zahnradpaar hergestellt wird, unterscheidet man zwischen:

- Null-Verzahnung,
- V-Null-Verzahnung und
- V-Verzahnung.

Damit das Zahnradpaar ineinander greift und das Abrollen der Zahnoberflächen Zahn für Zahn gleichmäßig erfolgt, müssen folgende Bedingungen erfüllt sein:



- die Teilungen aller Räder des Getriebes müssen gleich, und die Zähne symmetrisch zur Mittellinie sein (Umdrehbarkeit),
- die Zähne eines Rades dürfen nicht in den Lückenweiten des anderen Rades einkeilen,
- die Zähne des Antriebes dürfen keine Interferenz hervorrufen.
  - Unter der Interferenz versteht man die folgende Erscheinung: Wenn der Kopfkreis eines Rades die Eingriffslinie außerhalb der Strecke  $N_1N_2$  schneiden würde, dann würden sich die Lauflinien der Zahnprofile schneiden, was zur Einkeilung der Zähne eines Rades in die Lückenweiten des Gegenrades führen würde und keine Drehübertragung mehr stattfinden würde.

Bei modernen Antrieben ist es außerdem wichtig, dass bei einer konstanten Winkelgeschwindigkeit des Antriebsrades auch die Winkelgeschwindigkeit des angetriebenen Rades konstant ist.



## 8.4. Kontrollfragen

1. Wählen Sie von den folgenden Formeln die zur Bestimmung des Übersetzungsverhältnisses dienende aus!

$$s = \frac{p}{2} = \frac{m \cdot \pi}{2}$$

$$p_b = p \cdot \cos \alpha = m \cdot \pi \cdot \cos \alpha$$

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{r_2}{r_1} = \frac{d_2}{d_1} = \frac{z_2}{z_1}$$

$$d = m \cdot z$$

2. Welche der folgenden Zahlen ist die genaue Grenzzähnezahl des Unterschnittes? Markieren Sie den richtigen Wert!

14

21

17

32

3. Wählen Sie aus der folgenden Liste die Verzahnungsarten aus dem Aspekt der Werkzeugzustellung bei der Herstellung des Zahnradpaares aus!

Null-Verzahnung,

Geradverzahnung,

V-Null-Verzahnung,

Schrägverzahnung,

Evolventenverzahnung,

V-Verzahnung.

4. Wählen Sie die Bedingungen für den richtigen Zahneingriff aus!

Profilverschiebung 0

Übereinstimmung des Moduls und der Teilung

Übereinstimmung der Zahnrad Durchmesser

Konstantes Übersetzungsverhältnis.

5. Wählen Sie den richtigen Wert von  $c^*$  aus der folgenden Liste aus!

0,17

0,69

0,25

0,78.



# LEKTION 36





## Tätigkeiten:

Lesen Sie das Skript bis zum Unterkapitel 8.8. Achten Sie bei der Verarbeitung auf die Folgenden:

- Bemaßung eines Zahnradpaares bei einem bestimmten Übersetzungsverhältnis, für ein bestimmtes Drehmoment.
- Merkmale, die ausschließlich für die Null-Verzahnung gelten.
- Berechnung des Verhältnisses zwischen dem Null-Achsabstand und der beiden Teilkreisradien.
- Die speziellen Merkmale der V-Null-Verzahnung.
- Die Methode der Berechnung des Achsabstandes bei V-Null-Verzahnungen.
- Die speziellen Merkmale der V-Verzahnung.
- Die Methode zur Berechnung aller wichtigen Größen von Zahnradern mit V-Verzahnung.
- Lernen Sie die Bezeichnungen im Zusammenhang mit den einzelnen Verzahnungen.

## Anforderungen:

Sie haben das Lernmaterial erfolgreich erlernt, wenn Sie:

- die ausschließlich für die Null-Verzahnung geltenden Merkmale kennen,
- die Berechnung des Verhältnisses zwischen dem Null-Achsabstand und der beiden Teilkreisradien kennen,
- ein Zahnradpaar bei einem bestimmten Übersetzungsverhältnis, für ein bestimmtes Drehmoment bemaßen können,
- die besonderen Merkmale der V-Null-Verzahnung kennen,
- die Methode zur Berechnung des Achsabstandes bei V-Null-Verzahnungen kennen,
- die speziellen Merkmale der V-Verzahnung gelernt haben,

- die Methode zur Berechnung aller wichtigen Größen von Zahnrädern mit V-Verzahnung kennen,
- die Bezeichnungen im Zusammenhang mit den einzelnen Verzahnungen kennen.

Schlüsselwörter: Null-Verzahnung, Null-Achsabstand, Teilkreisradius, Unterschnitt, V-Null-Verzahnung, Achsabstand, Profilverschiebung, Zahnteilung, Zahndicke, Unterschnitt, V-Verzahnung, Zahndicke am Teilkreis, Eingriffswinkel, Rollkreis, Kopfkreis, Fußkreis, Grundkreis.

## 8.5. Null-Verzahnung

Wenn sich die beiden Zahnräder auf dem Teilkreis berühren, spricht man von einer Null-Verzahnung, d.h. das Zahnradpaar wird ohne Werkzeugzustellung erzeugt. Eine solche Verzahnung wird ohne Unterschnitt nur bei einer Zähnezahl von mindestens 17 hergestellt. Die oben beschriebenen geometrischen Zusammenhänge sind auch in diesem Fall anwendbar, bei dieser Verzahnungsart gilt jedoch, dass  $x = 0$ . Hier ergibt der Abstand zwischen den Mittelpunkten der beiden Räder den Null-Achsabstand ( $a$ ), das heißt:

$$a = r_1 + r_2 = \frac{m \cdot z_1}{2} + \frac{m \cdot z_2}{2} = m \cdot \frac{z_1}{2} + \frac{z_2}{2}. \quad (8.20)$$

Das Verhältnis der beiden Teilkreisradien:

$$\frac{r_2}{r_1} = \frac{m \cdot z_2}{m \cdot z_1} = \frac{z_2}{z_1} = u. \quad (8.21)$$

## 8.6. Die V-Null-Verzahnung

In diesem Fall werden beide Zahnräder mit einer Profilverschiebung erzeugt, so dass sich die Summe der Zahndicken am Teilkreis nicht ändert. Das wird erreicht, indem man bei einem Rad eine positive Profilverschiebung und beim anderen Rad eine negative Profilverschiebung gleicher Größe anwendet, d.h.:

$$x_1 = -x_2. \quad (8.22)$$

Die Summe der Zahndicken  $s_1 + s_2$  stimmt mit der Teilung der Null-Verzahnung überein ( $p = m \cdot \pi$ ), so dass die beiden Räder auf dem Teilkreis abwälzen können, d. h. der Achsabstand stimmt mit dem Null-Achsabstand überein:

$$a_{komp} = a_{elemi} = m \cdot \frac{z_1 + z_2}{2} \quad (8.23)$$

Mit einer positiven Werkzeugzustellung können auch Zahnräder mit weniger als 17 Zähnen hergestellt werden. Somit kann die Zähnezahl bei dieser Verzahnungsart auch weniger als 17 sein. Das Zahnradpaar kann auf diese Weise unterschnittfrei erzeugt werden, wenn:

$$z_1 + z_2 \geq 2 \cdot z_0 = 34 \quad (8.24)$$

Die oben beschriebenen Zusammenhänge zur Bestimmung des Durchmessers und der Zahndicken gelten natürlich auch für V-Null-Verzahnungen.

Diese Verzahnungsart wird zur Vermeidung des Unterschnittes oder zur Kompensierung des relativen Schlupfes verwendet.

## 8.7. Die V-Verzahnung

Wird bei einem Zahnradpaar die Zahndicke am Teilkreis nicht kompensiert, d. h.  $x_2 \neq x_1$ , erhält man eine V-Verzahnung (8.9. Abbildung).

Die Summe der Zahndicken am Teilkreis wird somit größer als bei der Null- oder der V-Null-Verzahnung, deshalb ändert sich hier der Achsabstand.

Bei dieser Verzahnungsart ändert sich auch der Eingriffswinkel. Dieser wird, wenn  $a_w - t$  bekannt ist, wie folgt bestimmt:



$$a_w = \frac{r_{w2}}{u} + r_{w2} = r_{w2} \left( \frac{1}{u} + 1 \right) = r_{w2} \frac{1+u}{u}. \quad (8.29)$$

Daraus lässt sich die Größe des so genannten Achsabstandfaktors ableiten:

$$y = \frac{a_w - a}{m}. \quad (8.30)$$

Die Größe des Grundkreises bei V-Verzahnung:

$$d_{b1} = d_1 \cdot \cos \alpha. \quad (8.31)$$

Die Kopfkreise müssen zugleich im Interesse des reibungslosen Betriebes kleiner bemaßt werden:

$$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot m + 2 \cdot m \cdot x_1 - 2 \cdot m (\Sigma x - y), \quad (8.32)$$

$$\text{wobei: } \Sigma x = x_1 + x_2. \quad (8.33)$$

Der Fußkreisdurchmesser:

$$d_{f1} = d_1 - 2 \cdot m - 2 \cdot m \cdot c^* + 2 \cdot m \cdot x_1 \quad (8.34)$$

Die V-Verzahnung ist eine weit verbreitete Verzahnungsart, sie wird vorzugsweise an Stellen eingesetzt, wo ein bestimmtes Übersetzungsverhältnis bei festem Achsabstand zu realisieren ist.

## 8.8. Übungsaufgaben

### Aufgabe 8.1

Bestimmen Sie die Teilkreise, die Kopfkreise, die Fußkreise, die Grundkreise, die Teilung, die Grundteilung, die gemeinsame Zahnhöhe und die Zahndicke am Teilkreis von Zahnrädern mit Null-Verzahnung auf Grund der folgenden Angaben:  $\alpha = 20^\circ$ ,  $m = 3\text{mm}$ ,  $u = 3$ ,  $a = 120\text{mm}$ ,  $c^* = 0,25$ !

Berechnung:

$$a = m \cdot \frac{z_1 + z_2}{2} = m \cdot \frac{z_1 + u \cdot z_1}{2} = \frac{m \cdot z_1 (1 + u)}{2} \Rightarrow$$

$$\Rightarrow z_1 = \frac{2 \cdot a}{(1 + u) \cdot m} = \frac{2 \cdot 120}{(1 + 3) \cdot 3} = 20, \quad z_2 = u \cdot z_1 = 3 \cdot 20 = 60,$$

$$d_1 = m \cdot z_1 = 3 \cdot 20 = 60\text{mm}, \quad d_2 = m \cdot z_2 = 3 \cdot 60 = 180\text{mm},$$

$$d_{a1} = m \cdot (z_1 + 2) = 3 \cdot (20 + 2) = 66\text{mm}, \quad d_{a2} = m \cdot (z_2 + 2) = 3 \cdot (60 + 2) = 186\text{mm},$$

$$d_{f1} = m \cdot (z_1 - 2 - 2 \cdot c^*) = 3 \cdot (20 - 2 - 0,5) = 52,5\text{mm},$$

$$d_{f2} = m \cdot (z_2 - 2 - 2 \cdot c^*) = 3 \cdot (60 - 2 - 0,5) = 172,5\text{mm},$$

$$d_{b1} = d_1 \cdot \cos \alpha = 60 \cdot \cos 20^\circ = 56,38\text{mm}, \quad d_{b2} = d_2 \cdot \cos \alpha = 180 \cdot \cos 20^\circ = 169,14\text{mm},$$

$$p = m \cdot \pi = 3 \cdot \pi = 9,425\text{mm}, \quad p_b = p \cdot \cos \alpha = m \cdot \pi \cdot \cos \alpha = 3 \cdot \pi \cdot \cos 20^\circ = 8,857\text{mm},$$

$$h_w = 2 \cdot m = 2 \cdot 3 = 6\text{mm}, \quad s = \frac{m \cdot \pi}{2} = \frac{3 \cdot \pi}{2} = 4,712\text{mm}.$$

## Aufgabe 8.2

Bestimmen Sie die Zähnezahl, bei der der Kopfkreis des Gegenrades den Grundkreis berührt! ( $\alpha = 20^\circ$ )

Berechnung:

$$a = m \cdot \frac{z_1 + z_2}{2}, \text{ és } a = \frac{d_{a1} + d_{b2}}{2},$$

$$m \cdot \frac{z_1 + z_2}{2} = \frac{d_{a1} + d_{b2}}{2},$$

$$m \cdot (z_1 + z_2) = m \cdot (z_1 + 2) + m \cdot z_2 \cdot \cos \alpha,$$

$$z_1 + z_2 = z_1 + 2 + z_2 \cdot \cos 20^\circ,$$

$$z_2 = 2 + z_2 \cdot \cos 20^\circ,$$

$$z_2 = \frac{2}{1 - \cos 20^\circ} = 33,16, \quad z_2 \cong 33.$$

## Aufgabe 8.3

Berechnen Sie die wichtigsten geometrischen Abmessungen des außenverzahnten Zylinderradpaares mit Null-Verzahnung ( $d_1, d_2, d_{a1}, d_{a2}, d_{f1}, d_{f2}, d_{b1}, d_{b2}, a, p, s$ ) mit den folgenden Angaben:

$$z_1 = 18, \quad z_2 = 54, \quad m = 3\text{mm}, \quad c^* = 0,25.$$

Zur Überprüfung der Richtigkeit Ihrer Lösung klicken Sie auf die Aufgabe!

## Aufgabe 8.4

Es wird eine V-Null-Verzahnung mit den folgende Angaben konstruiert:  $\alpha = 20^\circ$ ,  $m = 2\text{mm}$ ,  $u = 4$ ,  $z_1 = 19$ ,  $c^* = 0,25$  und  $x_1 = 0,1$ . Berechnen Sie den Achsabstand, den Kopfkreis-, den Fußkreis- und den Grundkreisdurchmesser sowie die Zahndicken am Teilkreis!

### Berechnung:

$$x_1 = -x_2 \Rightarrow x_2 = -0,1, \quad \frac{z_2}{z_1} = u \Rightarrow z_2 = u \cdot z_1 = 4 \cdot 19 = 76,$$

$$a = m \cdot \frac{(z_1 + z_2)}{2} = 2 \cdot \frac{(19 + 76)}{2} = 95\text{mm},$$

$$d_{a1} = m \cdot (z_1 + 2) + 2 \cdot x_1 \cdot m = 2 \cdot (19 + 2) + 2 \cdot 0,1 \cdot 2 = 42,4\text{mm},$$

$$d_{a2} = m \cdot (z_2 + 2) + 2 \cdot x_2 \cdot m = 2 \cdot (76 + 2) - 2 \cdot 0,1 \cdot 2 = 155,6\text{mm},$$

$$d_{f1} = m \cdot (z_1 - 2 - 2 \cdot c^*) + 2 \cdot x_1 \cdot m = 2 \cdot (19 - 2 - 2 \cdot 0,25) + 2 \cdot 0,1 \cdot 2 = 33,4\text{mm},$$

$$d_{f2} = m \cdot (z_2 - 2 - 2 \cdot c^*) + 2 \cdot x_2 \cdot m = 2 \cdot (76 - 2 - 2 \cdot 0,25) - 2 \cdot 0,1 \cdot 2 = 146,6\text{mm},$$

$$d_{b1} = m \cdot z_1 \cdot \cos \alpha = 2 \cdot 19 \cdot \cos 20^\circ = 35,708\text{mm}, \quad d_{b2} = m \cdot z_2 \cdot \cos \alpha = 2 \cdot 76 \cdot \cos 20^\circ = 142,833\text{mm},$$

$$s_1 = \frac{m \cdot \pi}{2} + 2 \cdot x_1 \cdot m \cdot \text{tg} \alpha = \frac{2 \cdot \pi}{2} + 2 \cdot 0,1 \cdot 2 \cdot \text{tg} 20^\circ = 3,287\text{mm},$$

$$s_2 = \frac{m \cdot \pi}{2} + 2 \cdot x_2 \cdot m \cdot \text{tg} \alpha = \frac{2 \cdot \pi}{2} - 2 \cdot 0,1 \cdot 2 \cdot \text{tg} 20^\circ = 2,996\text{mm},$$



## Aufgabe 8.5

Es wird eine V-Null-Verzahnung mit den folgenden Angaben konstruiert, bei der:

$$d_2/d_1 = 2 \quad a = 108,75\text{mm}$$

$$z_2 = 58 \quad x_1 = 0,2$$

Berechnen Sie die Grundteilung, die Kopfkreisdurchmesser sowie die Zahndicken am Teilkreis der Zahnräder!

Zur Überprüfung der Richtigkeit Ihrer Lösung klicken Sie auf die Aufgabe!

## Aufgabe 8.6

Bestimmen Sie die geometrischen Abmessungen des Zahnradpaares mit V-Verzahnung mit den folgenden Angaben: ( $\alpha = 20^\circ$ ,  $\alpha_w = 26,784^\circ$ ,  $m = 4\text{mm}$ ,  $u = 2,8$ ,  $z_1 = 10$ )! Die Zahnräder müssen zur Verhinderung des Unterschnittes korrigiert werden! (zu bestimmenden Angaben:  $d$ ,  $d_a$ ,  $d_f$ ,  $d_b$ ,  $s$ ,  $d_w$ ,  $h_w$ )

Berechnung:

$$z_2 = u \cdot z_1 = 2,8 \cdot 10 = 28,$$

$$a = m \cdot \frac{z_1 + z_2}{2} = 4 \cdot \frac{10 + 28}{2} = 76\text{mm},$$

$$a_w = a \cdot \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_w} = 76 \cdot \frac{\cos 20^\circ}{\cos 26,784^\circ} = 80\text{mm},$$

$$\text{inv} \alpha = \text{inv} 20^\circ = \text{tg} 20^\circ - \frac{20^\circ \cdot \pi}{180^\circ} = 0,0149,$$

$$\operatorname{inv}\alpha_w = \operatorname{inv}26,784^\circ = \operatorname{tg}26,784^\circ - \frac{26,784^\circ \cdot \pi}{180^\circ} = 0,0373,$$

$$\Sigma x = x_1 + x_2 = \frac{z_1 + z_2}{2} \cdot \frac{\operatorname{inv}\alpha_w - \operatorname{inv}\alpha}{\operatorname{tg}\alpha} = \frac{10 + 28}{2} \cdot \frac{0,0373 - 0,0149}{\operatorname{tg}20^\circ} = 1,1693,$$

$$z_1 = 10 < 17 = z_{lim} \Rightarrow x_1 = \frac{z_{lim} - z_1}{z_{lim}} = \frac{17 - 10}{10} = 0,04118,$$

$$x_2 = \Sigma x - x_1 = 1,1693 - 0,4118 = 0,7575,$$

$$y = \frac{a_w - a}{m} = \frac{80 - 76}{4} = 1,$$

$$d_1 = m \cdot z_1 = 4 \cdot 10 = 40\text{mm}, \quad d_2 = m \cdot z_2 = 4 \cdot 28 = 112\text{mm},$$

$$\Sigma x - y = 1,1693 - 1 = 0,1693,$$

$$d_{a1} = m \cdot (z_1 + 2 + 2 \cdot x_1 - 2 \cdot (\Sigma x - y)) = 4 \cdot (10 + 2 + 2 \cdot 0,4118 - 2 \cdot 0,1693) = 49,94\text{mm},$$

$$d_{a2} = m \cdot (z_2 + 2 + 2 \cdot x_2 - 2 \cdot (\Sigma x - y)) = 4 \cdot (28 + 2 + 2 \cdot 0,7575 - 2 \cdot 0,1693) = 124,70\text{mm},$$

$$d_{f1} = m \cdot (z_1 - 2 - 2 \cdot c^* + 2 \cdot x_1) = 4 \cdot (10 - 2 - 2 \cdot 0,25 + 2 \cdot 0,4118) = 33,294\text{mm},$$

$$d_{f2} = m \cdot (z_2 - 2 - 2 \cdot c^* + 2 \cdot x_2) = 4 \cdot (28 - 2 - 2 \cdot 0,25 + 2 \cdot 0,7575) = 108,06\text{mm},$$

$$d_{b1} = m \cdot z_1 \cdot \cos \alpha = 4 \cdot 10 \cdot \cos 20^\circ = 37,587\text{mm},$$

$$d_{b2} = m \cdot z_2 \cdot \cos \alpha = 4 \cdot 28 \cdot \cos 20^\circ = 105,254\text{mm},$$

$$s_1 = \frac{m \cdot \pi}{2} + 2 \cdot x_1 \cdot m \cdot \operatorname{tg}\alpha = \frac{4 \cdot \pi}{2} + 2 \cdot 0,4118 \cdot 4 \cdot \operatorname{tg}20^\circ = 7,482\text{mm},$$

$$s_2 = \frac{m \cdot \pi}{2} + 2 \cdot x_2 \cdot m \cdot \operatorname{tg}\alpha = \frac{4 \cdot \pi}{2} + 2 \cdot 0,7575 \cdot 4 \cdot \operatorname{tg}20^\circ = 8,489\text{mm},$$

$$d_{w1} = \frac{2 \cdot a_w}{1 + u} = \frac{2 \cdot 80}{1 + 2,8} = 42,105\text{mm}, \quad d_{w2} = \frac{2 \cdot a_w}{1 + u} \cdot u = \frac{2 \cdot 80}{1 + 2,8} \cdot 2,8 = 117,895\text{mm},$$

**Aufgabe 8.7** Es wird ein außenverzahntes Zylinderradpaar mit gerader Verzahnung gefertigt. Prüfen Sie, ob ein Unterschnitt auftritt, wenn:

$$\alpha = 20^\circ, \quad \alpha_w = 25,56385^\circ, \quad m = 3\text{mm}, \quad a = 96\text{mm}, \quad d_{w1} = 50\text{mm}.$$

Wenn ein Unterschnitt vorliegt, berechnen Sie den Wert des erforderlichen Profilverschiebungsfaktors!

Zur Überprüfung der Richtigkeit Ihrer Lösung klicken Sie auf die Aufgabe!



## 8.9. Kontrollfragen und Aufgaben

1. Ergänzen Sie den folgenden Text so, dass Sie eine wahre Aussage erhalten!

Wenn sich die beiden Zahnräder .....

berühren, spricht man von einer .....

Verzahnung, d. h. die ineinander greifenden Zahnradpaare werden .....

hergestellt.

Antwortmöglichkeiten:

- ohne Werkzeugzustellung
  - Null-
  - auf den Teilkreisen
2. Was bedeuten die Buchstaben im folgenden Zusammenhang? Ordnen Sie die Buchstaben den entsprechenden Zahlen zu!

$$a = r_1 + r_2 = m \cdot \frac{z_1}{2} + \frac{z_2}{2}$$

1. Null-Achsabstand
2. Zahnradradius
3. Modul
4. Zähnezahl des Zahnrades

$r_1$   
 $z_2$   
 $m$   
 $a$

3. Wählen Sie aus der folgenden Liste den Wert der Profilverschiebung ( $x$ ) bei Null-Verzahnung aus!

0,25,  
15,  
17,  
0,  
0,17.

4. Ergänzen Sie den folgenden Text so dass Sie eine wahre Aussage erhalten!

Bei V-Null-Verzahnungen werden beide Zahnräder mit einer .....

erzeugt, so dass sich die.....

der Zahndicken am Teilkreis nicht ändert. Das wird erreicht, indem beim einen Rad eine .....

Profilverschiebung und beim anderen Rad eine .....

Profilverschiebung gleicher Größe angewendet wird.

Antwortmöglichkeiten:

- Summe
- Profilverschiebung
- positive
- negative

5. Was bedeuten die Buchstaben im folgenden Zusammenhang? Ordnen Sie die Buchstaben den entsprechenden Zahlen zu!

$$a_{komp} = m \cdot \frac{z_1 + z_2}{2}$$

1. Achsabstand
2. Modul
3. Zähnezahlen des Zahnrades
4. Zahnradradien

$z_1, z_2$

$m$

$a$

6. Wählen Sie aus der folgenden Liste den Wert der Profilverschiebung ( $x$ ) bei V-Null-Verzahnungen aus!

$$x_1 = x_2$$

$$x_1 = -x_2$$

$$x_1 \geq x_2$$

$$x_1 \leq -x_2$$

7. Wählen Sie aus der nachstehenden Liste die Merkmale von V-Verzahnungen aus!

Der Achsabstand erhöht sich von  $a$  auf  $\rightarrow a_w$

Der Modul im Stirnschnitt beträgt:  $m_t = \frac{m}{\cos \beta}$ ,

Der Eingriffswinkel erhöht sich von  $\alpha$  auf  $\rightarrow \alpha_w$ ,

$$a_{Null-} = m \cdot \frac{z_1 + z_2}{2}.$$

8. Was bedeuten die Buchstaben im folgenden Zusammenhanag? Ordnen Sie die Buchstaben den entsprechenden Zahlen zu!

$$y = \frac{a_w - a}{m}$$

1. Null-Achsabstand
2. geänderter Achsabstand
3. Modul
4. Achsabstandsfaktor

$a_w$

$a$

$m$

$y$

9. Ordnen Sie die folgenden Buchstaben den entsprechenden Bezeichnungen zu!!

1. Grundkreisdurchmesser
2. Kopfkreisdurchmesser
3. Fußkreisdurchmesser
4. Rollkreisradien

$r_{w1,2}$

$d_{a1,2}$

$d_{b1,2}$

$d_{f1,2}$

# LEKTION 37



## Tätigkeiten:

Lesen Sie das Skript bis zum Unterkapitel 8.11. Achten Sie bei der Verarbeitung auf die Folgenden:

- Die besonderen Eigenschaften der Schrägverzahnung.
- Die Interpretation des Normalschnittes und des Querschnittes.
- Die Linienzeichnung des Normal- und des Querschnittes.
- Die Methode zur Berechnung der für diese Verzahnungsart charakteristischen Größen.

## Anforderungen:

Sie haben das Lernmaterial erfolgreich erlernt, wenn Sie:

- die besonderen Eigenschaften von Schrägverzahnungen kennen,
- den Begriff des Normal- und des Querschnittes interpretieren können,
- die Methode zur Berechnung der für diese Verzahnungsart charakteristischen Größen kennen.

Schlüsselwörter: Schrägverzahnung, Normalschnitt, Querschnitt, Teilwalze, Grundwalze, Eingriffswinkel im Stirnschnitt, Modul im Stirnschnitt, Zahnschrägung an der Teilwalze, unterschneidfreie Grenzzähnezahl.

## 8.10. Schrägverzahnungen

Abbildung 8.10 zeigt die Entstehung der Schrägverzahnung. Im Bild lassen sich die Unterschiede zur geraden Verzahnung gut beobachten.

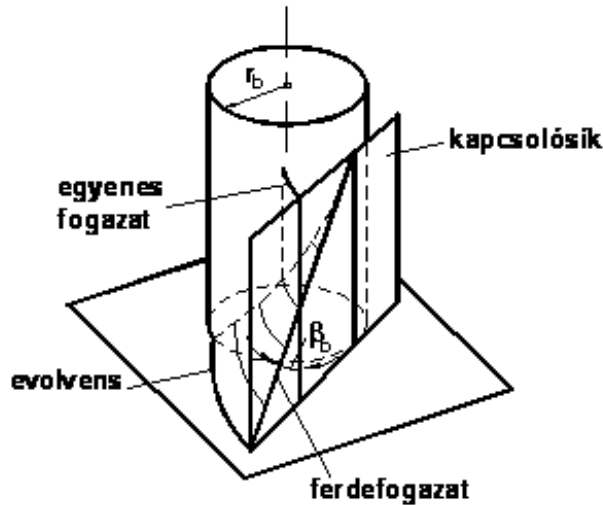


Abbildung 8.10: Die Entstehung der Schrägverzahnung

In der folgenden Grafik ist die Interpretation des Normal- und des Stirnschnittes zu sehen. (8.11. Abbildung). Im Querschnitt können die Durchmesser und der Achsabstand gemessen werden.

Im Normalschnitt lässt sich die Zahnflanke als eine Evolvente zu beobachten. Statt Kreisen spricht man hier von Walzen. Die Teilwalze kann wie folgt definiert werden:

$$d_1 = m_t \cdot z_1, \quad (8.35)$$

$$d_2 = m_t \cdot z_2, \quad (8.36)$$

wobei die Größe des Moduls im Stirnschnitt  $m_t$  von der Zahnschrägung an der Teilwalze ( $\beta$ ) abhängig ist:

$$m_t = \frac{m}{\cos \beta} \quad (8.37)$$

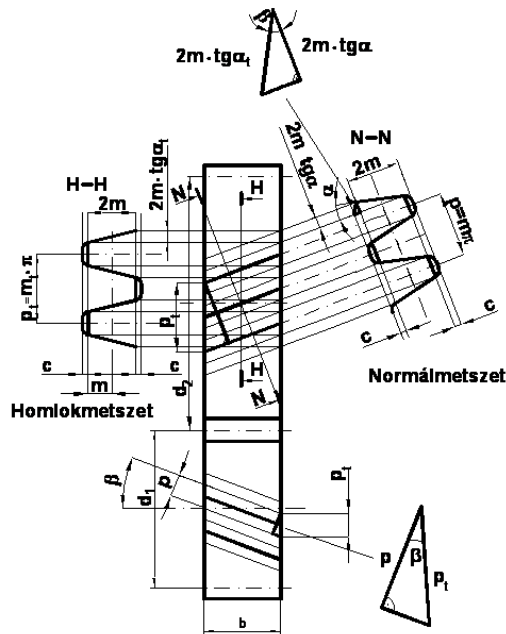


Abbildung 8.11: Die Interpretation des Normal- und des Querschnittes

Der Durchmesser der Grundwalze:

$$d_{b1} = d_1 \cdot \cos \alpha_t, \quad (8.38)$$

wobei  $\alpha_t$  die Größe des Eingriffswinkels im Stirnschnitt:

$$\text{tg} \alpha_t = \frac{\text{tg} \alpha}{\cos \beta} \text{ ist.} \quad (8.39)$$

Die folgenden Durchmesser bleiben unverändert:

$$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot m, \quad (8.40)$$

$$d_{a2} = d_2 + 2 \cdot m, \quad (8.41)$$

$$d_{f1} = d_1 - 2 \cdot m - 2 \cdot m \cdot c^*, \quad (8.42)$$

$$d_{f2} = d_2 - 2 \cdot m - 2 \cdot m \cdot c^*, \quad (8.43)$$

Die Bestimmung des Achsabstandes erfolgt auf unveränderter Weise:

$$a = \frac{m}{\cos \beta} \cdot \frac{z_1 + z_2}{2} \quad (8.44)$$

Der Achsabstand ist vom Schrägungswinkel an der Teilwalze abhängig. Dadurch lässt sich der Achsabstand durch die Veränderung des Winkels modifizieren. Dieser kann natürlich im Verhältnis zur geraden Verzahnung vergrößert werden. Im Vergleich zur geraden Verzahnung können mit dieser Verzahnungsart Räder mit geringerer Zähnezahl ohne Unterschnitt hergestellt werden. In diesem Sinne beträgt die unterschnittfreie Grenzzähnezahl:

$$z_{lim} = \frac{2 \cdot \cos \beta}{\sin^2 \alpha}, \quad (8.45)$$

Zu den Vorteilen dieser Verzahnungsart gehören der geräuscharme Lauf und der frei wählbare Achsabstand. Beim Einbau ist es wichtig zu beachten, dass die schräge Ausbildung der Zähne nur dann keine Probleme verursacht, wenn der Wert von  $\beta$  im Bereich  $10 - 30^\circ$  liegt.

## 8.11. Übungsaufgaben

### Aufgabe 8.8

Die erste Stufe eines Getriebes wird mit einem schrägverzahnten Zahnradpaar ausgeführt. Die Angaben sind:  $z_1 = 26$ ,  $z_2 = 86$ ,  $\beta = 15^\circ$ ,  $m = 4\text{mm}$ ,  $c^* = 0,25$ ,  $\alpha = 20^\circ$ . Bestimmen Sie die wichtigsten Abmessungen der Räder bei Null-Verzahnung:!  
(D, db, d, df, a):! ( $d$ ,  $d_b$ ,  $d_a$ ,  $d_f$ ,  $a$ )

Berechnung:

$$d_1 = m_t \cdot z_1 = \frac{m}{\cos \beta} \cdot z_1 = \frac{4}{\cos 15^\circ} \cdot 26 = 107,67\text{mm},$$

$$d_2 = m_t \cdot z_2 = \frac{m}{\cos \beta} \cdot z_2 = \frac{4}{\cos 15^\circ} \cdot 86 = 356,14\text{mm},$$

$$\alpha_t = \arctg \left( \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta} \right) = \arctg \left( \frac{\operatorname{tg} 20^\circ}{\cos 15^\circ} \right) = 20,6469^\circ,$$

$$d_{b1} = d_1 \cdot \cos \alpha_t = 107,67 \cdot \cos 20,6469^\circ = 100,75\text{mm},$$

$$d_{b2} = d_2 \cdot \cos \alpha_t = 356,14 \cdot \cos 20,6469^\circ = 333,27\text{mm},$$

$$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot m = 107,67 + 2 \cdot 4 = 115,67\text{mm},$$

$$d_{a2} = d_2 + 2 \cdot m = 356,14 + 2 \cdot 4 = 364,14\text{mm},$$

$$d_{f1} = d_1 - 2,5 \cdot m = 107,67 + 2,5 \cdot 4 = 97,67\text{mm},$$

$$d_{a2} = d_2 - 2,5 \cdot m = 356,14 + 2,5 \cdot 4 = 346,14\text{mm},$$

$$a = \frac{m}{\cos \beta} \cdot \frac{z_1 + z_2}{2} = \frac{4}{\cos 15^\circ} \cdot \frac{26 + 86}{2} = 231,90\text{mm},$$

## Aufgabe 8.9

Berechnen Sie die wichtigsten geometrischen Abmessungen des außenschrägverzahnten Zahnradpaares mit V-Null-Verzahnung, mit den folgenden Angaben:  $z_1 = 35$ ,  $u = 3$ ,  $m = 4\text{mm}$ ,  $c^* = 0,25$ ,  $h_a^* = 1$ ,  $\alpha = 20^\circ$ ,  $\beta = 30^\circ$ ,  $x_1 = 0,2$ .

Zur Überprüfung der Richtigkeit Ihrer Lösung klicken Sie auf die Aufgabe!



## 8.12. Kontrollfragen

1. Wählen Sie aus der folgenden Liste die beiden wichtigsten Schnitte bei Schrägverzahnungen aus!

Stirnschnitt

zur Kegolverzahnung senkrechter Schnitt

Normalschnitt

zur Antriebswelle paralleler Schnitt.

2. Was bedeuten die Buchstaben im folgenden Zusammenhang? Ordnen Sie die Buchstaben den entsprechenden Zahlen zu!

$$z_{lim} = \frac{2 \cdot \cos \beta}{\sin^2 \alpha_t}$$

1. Eingriffswinkel im Stirnschnitt

2. unterschneidfreie Grenzzähnezahl

3. Zahnschrägungswinkel

$z_{lim}$

$\alpha_t$

$\beta$

# LEKTION 38



## Tätigkeiten:

Lesen Sie das Skript bis zum Unterkapitel 8.14. Achten Sie bei der Verarbeitung auf die Folgenden:

- Die Grundbegriffe des Kegelradgetriebes.
- Die Berechnung des Teilkegelwinkels und der Teilkegellänge.
- Die Berechnung des Übersetzungsverhältnisses und des Hilfsteilkreises.
- Die typischen Abmessungen von Kegelradgetrieben.

## Anforderungen:

Sie haben das Lernmaterial erfolgreich erlernt, wenn Sie:

- mit den Grundbegriffen des Kegelradgetriebes vertraut sind,
- die Berechnung des Teilkegelwinkels und der Teilkegellänge kennen,
- die Berechnung des Übersetzungsverhältnisses und des Hilfsteilkreises usw. kennen,
- das Kegelradgetriebe einschließlich seiner charakteristischen Größen identifizieren können.

Schlüsselwörter: Kegelzahnrad, Teilkegelwinkel, Teilkegellänge, Übersetzungsverhältnis, Hilfsteilkreis, bogenförmig, gerade, schräg.

## 8.13. Kegelzahnräder

Zwischen sich schneidenden, in einer gemeinsamen Ebene liegenden Wellen kann eine Zwangsverbindung durch Anwendung von Kegelzahnradern erreicht werden. In diesem Abschnitt wird nur der Fall beschrieben, bei dem die Kegelzahnradwellen miteinander einen Winkel von  $90^\circ$  bilden (8.12. ábra). Die Kegelräder wälzen aufeinander an der Oberfläche der sogenannten Teilkegel ab. Die Halbkegelwinkel der Teilkegel sind  $\delta_1$  und  $\delta_2$ .

Wegen der senkrechten Position der Wellen:  $\delta_1 + \delta_2 = 90^\circ$ .

Die Teilkreise ( $d_1$  und  $d_2$ ) berühren sich im Hauptpunkt C. Die Länge ihres gemeinsamen Erzeugenden beträgt:  $R_e = \overline{OC}$ . Der Durchmesser der Teilkreise:

$$d_1 = m \cdot z_1, \quad (8.46)$$

$$d_2 = m \cdot z_2, \quad (8.47)$$

Auf Grund Abbildung (8.12. ábra) kann die folgende Formel verwendet werden:

$$\operatorname{tg} \delta_2 = \frac{m \cdot z_2}{m \cdot z_1} = \frac{z_2}{z_1} = u = i. \quad (8.48)$$

Der Halbkegelwinkel des großen Rades beträgt dementsprechend:

$$\delta_1 = 90^\circ - \delta_2 \quad (8.49)$$

Das Abwälzen der Oberfläche des Kegelzahnrades ist ebenfalls auf das Abwälzen des Zylinderzahnradpaares zurückführbar. Die Mittelpunkte der Ersatz-Zylinderräder sind  $O_1$  und  $O_2$ , die Teilkreisradien  $r_{v1}$  und  $r_{v2}$ . Dieser ist im umgedrehten Teil von Abbildung (8.12.) zu sehen und wird Hilfsteilkreis genannt. Danach kann das Kegelzahnrad einfach auf Unterschnitt überprüft werden. Bei gerader Verzahnung und einem Eingriffswinkel von  $20^\circ$  beträgt die Grenzzähnezahl 17. Bei dem Verfahren ist die Anzahl der Zähne des kleinen Ersatz-Zylinderrades zu bestimmen. Auf Grund des Vergleichs dieser Zahl mit der 17 kann entschieden werden, ob das Kegelzahnrad unterschritten sein wird. Auf Grund von Abbildung 8.12. können die Radien der Hilfsteilkreise einerseits mit den Formeln

$$r_{v1} = \frac{r_1}{\cos \delta_1} = \frac{m \cdot z_1}{2 \cdot \cos \delta_1}, \quad (8.50)$$

$$r_{v2} = \frac{r_2}{\cos \delta_2} = \frac{m \cdot z_2}{2 \cdot \cos \delta_2}, \quad (8.51)$$

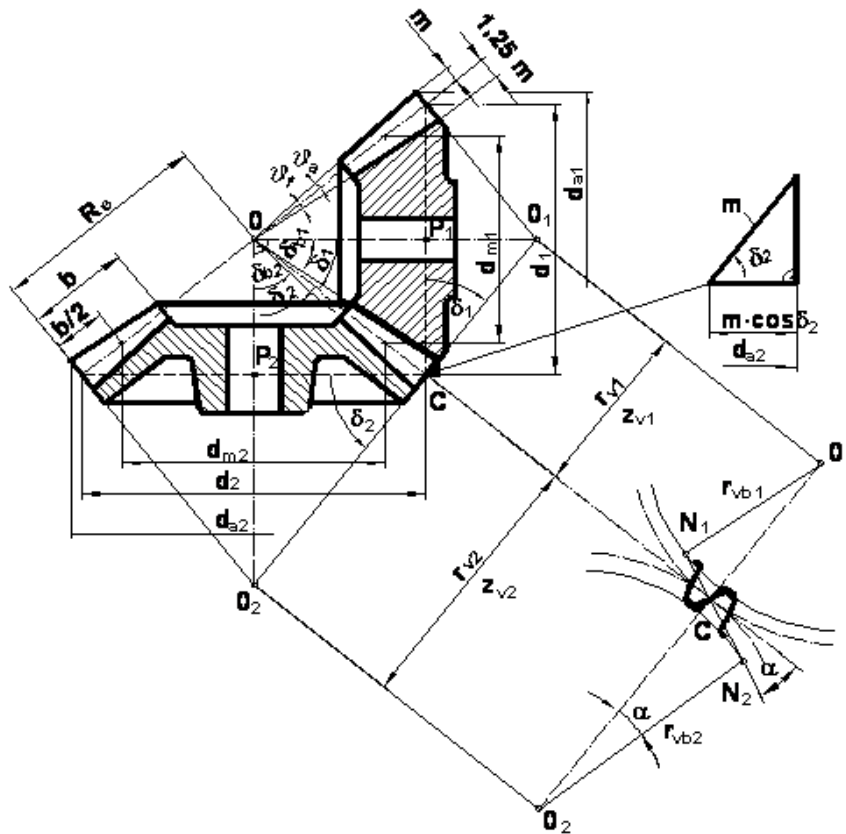


Abbildung 8.12: Kegelradgetriebe und seine charakteristischen Abmessungen

andererseits mit Hilfe des Moduls und der dazugehörigen Zähnezahlen aufgeschrieben werden:

$$r_{v1} = \frac{1}{2} m \cdot z_{v1}, \quad (8.52)$$

$$r_{v2} = \frac{1}{2}m \cdot z_{v2}, \quad (8.53)$$

wobei:  $z_{v1}$  und  $z_{v2}$  Ersatzzähnezahlen genannt werden. Die Ersatzzähnezahl des kleineren Kegelrades ist:

$$z_{v1} = \frac{z_1}{\cos \delta_1}, \quad (8.54)$$

Bei Null-Verzahnung ist also ein Kegelzahnrad unterschritten, wenn  $z_{v1} < 17$ . Ein Kegelzahnrad kann auf Grund der Richtung der Verzahnung mit

- gerader,
- schräger oder
- bogenförmiger Verzahnung hergestellt werden.

Kegelzahnräder mit einer solchen Verzahnung werden bei den Tellerrädern von Kraftwagen und Traktoren verwendet. Zu ihren Vorteilen gehören der geräuschlose Lauf und ein hohes Übersetzungsverhältnis, die auf Grund der relativ geringen Zähnezahl leichter erreichbar ist.

## 8.14. Übungsaufgaben

### Aufgabe 8.10

Die Angaben eines Kegelzahnrades mit Null-Verzahnung sind die folgenden:  $z_1 = 25$ ,  $u = 2$ ,  $m = 3$  mm. Bestimmen Sie die Teilkegelwinkel, wenn  $\Sigma x = 90^\circ$ ! Wie groß ist die Teilkegellänge? Berechnen Sie die imaginären Zähnezahlen, sowie die wichtigsten geometrischen Abmessungen des Kegelradpaares!

Berechnung:

$$\operatorname{tg} \delta_2 = u = 2 \Rightarrow \delta_2 = 63,435^\circ, \quad \delta_1 = 90^\circ - \delta_2 = 26,565^\circ,$$

$$R_e = \frac{d_1}{2 \cdot \sin \delta_1} = \frac{d_2}{2 \cdot \sin \delta_2} = \frac{3 \cdot 25}{2 \cdot \sin 26,565^\circ} = 83,859 \text{ mm},$$

$$z_2 = u \cdot z_1 = 2 \cdot 25 = 50,$$

$$z_{v1} = \frac{z_1}{\cos \delta_1} = \frac{25}{\cos 26,565^\circ} = 27,95,$$

$$z_{v2} = \frac{z_2}{\cos \delta_2} = \frac{50}{\cos 63,435^\circ} = 111,8,$$

$$d_1 = m \cdot z_1 = 3 \cdot 25 = 75 \text{ mm}, \quad d_2 = m \cdot z_2 = 3 \cdot 50 = 150 \text{ mm},$$

$$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot m \cdot \cos \delta_1 = 75 + 2 \cdot 3 \cdot \cos 26,56^\circ = 80,366 \text{ mm},$$

$$d_{a2} = d_2 + 2 \cdot m \cdot \cos \delta_2 = 150 + 2 \cdot 3 \cdot \cos 63,43^\circ = 152,683 \text{ mm}.$$

**Aufgabe 8.11** Prüfen Sie die Kegelverzahnung mit den folgenden Angaben auf Unterschnitt:

$$r_{v2} = 100 \text{ mm}, \quad z_1 = 15, \quad R_e = 55,555 \text{ mm}, \quad \Sigma x = 90^\circ.$$

Zur Überprüfung der Richtigkeit Ihrer Lösung klicken Sie auf die Aufgabe!

## 8.15. Kontrollfragen

### 1. Ergänzen Sie die folgende Aussage!

Zwischen .....,  
in einer gemeinsamen Ebene liegenden Wellen kann eine Zwangsverbindung durch Anwendung von .....  
erreicht werden. Im Normalfall bilden Kegelzahnradwellen miteinander einen Winkel von .....°.

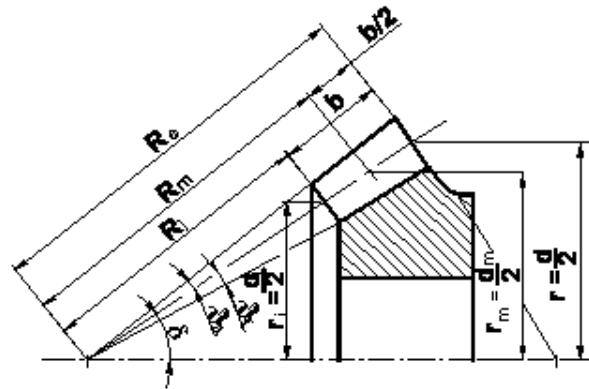
Kegelräder wälzen aufeinander an der Oberfläche der so genannten .....

ab. Wegen der senkrechten Position der Achsen gilt:  $\delta_1 + \delta_2 = \dots\dots^\circ$

Antwortmöglichkeiten:

- Kegelzahnradern,
- sich schneidenden,
- $\delta_1 + \delta_2 = 90^\circ$ ,
- $90^\circ$ ,
- Teilkegel.

2. Schauen Sie sich die folgende Abbildung genau an, und beantworten Sie die folgende Frage! Ordnen Sie die Buchstaben den entsprechenden Benennungen zu!



1. Länge der Kegelerzeugende
2. Teilkegelwinkel
3. mittlerer Teilkreisradius
4. innerer Teilkreisradius
5. die zum mittleren Teilkreisradius gehörige Teilkegellänge

$R_m$

$b$

$\delta$

$r_m$

$r_i$

# LEKTION 39



## Tätigkeiten:

Lesen Sie das Skript bis zum Unterkapitel 8.17. Achten Sie bei der Verarbeitung auf die Folgenden:

- Kraftwirkungen an schrägverzahnten Zylinderrädern.
- Kraftwirkungen an geradverzahnten Zylinderrädern.
- Mögliche Fehlerarte.
- Die grundlegenden Schritte der Festigkeitsberechnung.

## Anforderungen:

Sie haben das Lernmaterial erfolgreich erlernt, wenn Sie:

- in der Lage sind, die Kraftwirkungen an schrägverzahnten Zylinderrädern zeichnerisch darzustellen,
- die möglichen Fehlerarten der Zahnräder kennen,
- die einzelnen Schritte der Festigkeitsberechnung von Zylinderrädern erlernt haben.

Schlüsselwörter: Kraftwirkung, Fehler, Beanspruchung, Umfangskraft, Normalzahnkraft, Radialkraft, Stirnzahnkraft, Nennleistung, Drehzahl, Torsionsmoment.

## 8.16. Die Festigkeitsberechnung von Zahnrädern

Die Festigkeitsberechnung von Zahnrädern ist eine komplexe Aufgabe, die auf Grund der mechanischen Beanspruchung von Zahnrädern durchzuführen ist. Auf Grund der Berechnungen können der Achsabstand und der mindestens erforderliche Modul bestimmt werden. Bei den Berechnungen ist von der zu übertragenden Nennleistung ( $P$ ) bzw. der Eingangsdrehzahl ( $n_1$ ) oder der Ausgangsdrehzahl ( $n_2$ ) auszugehen.

Das Torsionsmoment, das die mechanische Beanspruchung verursacht, ist also auf der Eingangswelle ( $T_1$ ) und auf der Ausgangswelle ( $T_2$ ) wie folgt zu berechnen:

$$T_1 = \frac{P}{\omega_1} = \frac{P}{2 \cdot \pi \cdot n_1}, \text{ és} \quad (8.55)$$

$$T_2 = \frac{P}{\omega_2} = \frac{P}{2 \cdot \pi \cdot n_2}. \quad (8.56)$$

Die auf den Rollkreisen auftretende Umfangskraft:

$$F = \frac{T_1}{r_{w1}} = \frac{T_2}{r_{w2}} \quad (8.57)$$

Die zwischen den Zahnrädern auftretende Kraftwirkung wird jedoch entlang der Eingriffslinie als Normalzahnkraft ( $F_n$ ) übergeben. Die Umfangskraft ist eine Komponente dieser Kraft (8.13. Abbildung). Die andere Komponente ist die Radialkraft ( $F_r$ ).

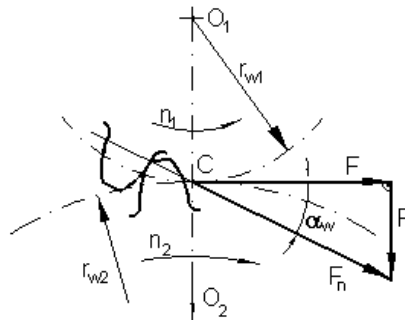


Abbildung 8.13: Kraftwirkungen an geradverzahnten Zylinderrädern

Die beiden Komponenten ausgedrückt durch die Umfangskraft:

$$F = \frac{F_n}{\cos \alpha_w} \quad (8.58)$$

Die Radialkraft:

$$F_r = F \cdot \operatorname{tg} \alpha_w \quad (8.59)$$

In Abbildung 8.14. sind die bei der Schrägverzahnung auftretenden Kräfte zu sehen.

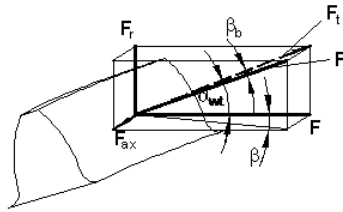


Abbildung 8.14: Kraftwirkungen an schrägverzahnten Zylinderrädern

Die Normalzahnkraft hat hier drei Komponenten:

- die Umfangskraft, die auf dem Rollkreisumfang wirkt,
- die zur Achse senkrechte Radialkraft,
- die Axialkraft, die in Richtung der Achse wirkt.

Für die Stirnzahnkraft gilt auf Grund Abbildung 8.14. :

$$F_t = \frac{F}{\cos \alpha_{wt}}, \quad (8.60)$$

die Normalzahnkraft ist somit:

$$F_n = \frac{F_t}{\cos \beta_b} = \frac{F}{\cos \alpha_{wt} \cdot \cos \beta_b}, \quad (8.61)$$

die zur Bemaßung der Welle und der Lager erforderlichen Kräfte:

$$F_r = F \cdot \operatorname{tg} \alpha_{wt}, \quad (8.62)$$

$$F_{ax} = F \cdot \operatorname{tg}\beta. \quad (8.63)$$

In Kenntnis der Kraftkomponenten kann die Normalzahnkraft  $F_n$  auch in der folgenden Form angegeben werden:

$$F_n = \sqrt{F^2 + F_{ax}^2 + F_r^2}. \quad (8.64)$$

Diese Kräfte verändern sich während des Zähneeingriffs, die Zahnoberflächen gleiten aufeinander. Deshalb können an den Zähnen folgende Schäden auftreten:

- durch die hohe Flächenpressung können an den Berührungsflächen Grübchen auftreten,
- infolge der auf die Zähne wirkenden Biegespannung können die Zähne abbrechen,
- das Gleiten verursacht an den Oberflächen Wärmewirkungen und Spannungen, wodurch an den Flanken Narben entstehen können.

Auf Grund der oben dargestellten Beschädigungsmöglichkeiten sind bei der Festigkeitsberechnung von Zahnradern folgende Schritte vorzunehmen:

1. Bestimmung des minimalen Achsabstandes auf Grund der Flächenpressung.
2. Bestimmung des minimalen Moduls auf Grund der im Zahngrund auftretenden Biegebeanspruchung.
3. Um die Entstehung von Narben zu vermeiden, muss die lokale Temperaturerhöhung überwacht werden. Diese darf den zulässigen Wert nicht überschreiten.

Nach diesen Schritten kann die geometrische Bemaßung des Zahnradpaares durchgeführt werden.

## 8.17. Übungsaufgaben

### Aufgabe 8.12

Bestimmen Sie die zwischen den geradverzahnten Zahnrädern auftretende Normalzahnkraft ( $F_n$ ) und die radiale Kraft ( $F_r$ ), wenn  $P = 10\text{kW}$ ,  $n_1 = 1475 \frac{1}{\text{min}}$ ,  $u = 2,5$ ,  $a = 155\text{mm}$ ,  $a_w = 160\text{mm}$ !

Berechnung:

$$T_1 = \frac{P}{2 \cdot \pi \cdot n_1} = \frac{10 \cdot 10^3 \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot 1475} = 64,74\text{Nm},$$

$$r_{w1} = \frac{a_w}{1 + u} = \frac{160}{1 + 2,5} = 45,71\text{mm} = 0,04571\text{m},$$

$$F = \frac{T_1}{r_{w1}} = \frac{64,74}{0,04571} = 1416,63\text{N},$$

$$\cos \alpha_w = \frac{a}{a_w} \cdot \cos \alpha = \frac{155}{160} \cdot \cos 20^\circ = 0,9103 \Rightarrow \alpha_w = 24,449^\circ,$$

$$F_n = \frac{F}{\cos \alpha_w} = \frac{1416,63}{\cos 24,449^\circ} = 1556,17\text{N},$$

$$F_r = F \cdot \operatorname{tg} \alpha_w = 1416,63 \cdot \operatorname{tg} 24,449^\circ = 644,07\text{N}.$$

**Aufgabe 8.13** Durch ein schrägverzahntes Zylinderradpaar wird eine Leistung von  $P = 15\text{kW}$  übertragen. Das Zylinderradpaar wird mit Null-Verzahnung, mit den folgenden Angaben hergestellt:  $n_1 = 18,5\text{s}^{-1}$ ,  $z_1 = 20$ ,  $u = 3$ ,  $m = 3\text{mm}$ ,  $\alpha = 20^\circ$ ,  $\beta = 20^\circ$ . Berechnen Sie die Umfangskraft und die Komponenten der Normalzahnkraft!

Das übertragene Drehmoment:

$$T_1 = \frac{P}{2 \cdot \pi \cdot n_1} = \frac{15000}{2 \cdot \pi \cdot 18,5} = 129,04 \text{ Nm},$$

$$r_{w1} = \frac{z_1 \cdot m_t}{2} = \frac{z_1 \cdot m}{2 \cdot \cos \beta} = \frac{20 \cdot 3}{2 \cdot \cos 20^\circ} = 31,925 \text{ mm},$$

$$F = \frac{T_1}{r_{w1}} = \frac{129,04 \cdot 10^3}{31,925} = 4041,97 \text{ N},$$

$$\text{tg} \alpha_t = \frac{\text{tg} \alpha}{\cos \beta} = \frac{\text{tg} 20^\circ}{\cos 20^\circ} \Rightarrow \alpha_t = 21,17^\circ,$$

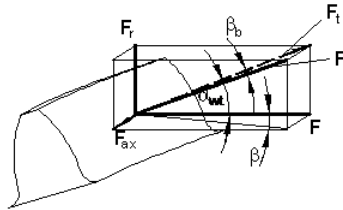
$$F_t = \frac{F}{\cos \alpha} = \frac{4041,97}{\cos 20^\circ} = 4301,37 \text{ N},$$

$$F_r = F \cdot \text{tg} \alpha_t = 4041,97 \cdot \text{tg} 21,17^\circ = 1565,344 \text{ N},$$

$$F_{ax} = F \cdot \text{tg} \beta = 4041,97 \cdot \text{tg} 20^\circ = 1471,15 \text{ N}.$$

## 8.18. Kontrollfragen

- Schauen Sie sich die folgende Abbildung genau an, und ordnen Sie die bei Schrägverzahnungen auftretenden Kräfte deren Bezeichnungen zu!



Ordnen Sie die Buchstaben ihren Bezeichnungen zu!

- Stirnzahnkraft,
- Axialkraft, die in Richtung der Achse wirkt
- Umfangskraft, die auf dem Rollkreisumfang wirkt
- Normalzahnkraft
- die zur Achse senkrechte Radialkraft

$F$

$F_r$

$F_{ax}$

$F_n$

$F_t$

2. Wählen Sie aus der folgenden Liste die möglichen Fehlerarten bei Zahnrädern aus!  
an der Zahnoberfläche können Grübchen entstehen,  
Temperaturerhöhung der Zahnräder während des Betriebes,  
der Zahn kann abbrechen,  
die Zähne können aufeinander gleiten,  
es können Narben entstehen.
3. Geben Sie die Bedeutung der in der folgenden Formel angeführten Buchstaben an!

$$F_t = \frac{F}{\cos \alpha_{wt}}$$

$F_t$

$F$

$\alpha_{wt}$



# LEKTION 40

## Tätigkeiten:

Lesen Sie das Skript bis zum Unterkapitel 8.20. Achten Sie bei der Verarbeitung auf die Folgenden:

- Die Eigenschaften des Ineinandergreifens einer Zylinderschnecke und eines Schneckenrades.
- Berechnung des Durchmesserquotienten.
- Berechnung des Übersetzungsverhältnisses, des Steigungswinkels an der Teilwalze und anderer geometrischer Abmessungen.

## Anforderungen:

Sie haben das Lernmaterial erfolgreich erlernt, wenn Sie:

- die Eigenschaften des Ineinandergreifens einer Zylinderschnecke und eines Schneckenrades kennen,
- den Durchmesserquotienten, das Übersetzungsverhältnis, den Steigungswinkel an der Teilwalze und andere geometrische Abmessungen mit Berechnungen bestimmen können,
- die in den einzelnen Zusammenhängen vorkommenden Mengen kennen.

Schlüsselwörter: Zylinderschnecke, Schneckenrad, Durchmesserquotient, Übersetzung, Gewindegang, Selbsthemmung, Steigungswinkel an der Teilwalze, Kopfzylinder, Fußzylinder, Schneckenlänge, Gänge.

## 8.19. Schneckengetriebe

Die Kraftübertragung zwischen zwei windschiefen - senkrecht zueinander stehenden - Achsen kann nur mit einer aus Schnecke und Schneckenrad bestehenden Konstruktion realisiert werden. Die Schnecke ist eigentlich ein Gewindebolzen, dessen Längsschnitt (s. Abbildung 8.15. ) eine Zahnstange ist. Es gibt eingängige und mehrgängige Schnecken. Die typischen Abmessungen der Schnecke sind in Modulen ausgedrückt. Das Schneckenrad ist einem schrägverzahnten Zahnrad ähnlich, deshalb können seine geometrische Abmessungen wie bei den Zahnrädern bestimmt werden.

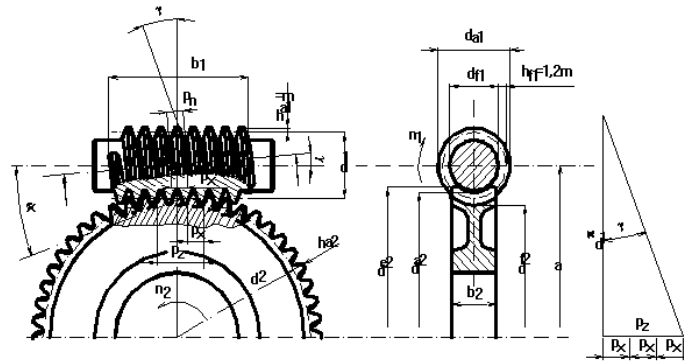


Abbildung 8.15: Ineinandergreifen der Zylinderschnecke und des Schneckenrades

Beim Schneckengetriebe wird ein neuer Begriff eingeführt, der so genannte Durchmesserquotient, dessen Größe nach der folgenden Formel berechnet wird:

$$q = \frac{d_1}{m}. \quad (8.65)$$

Seine Werte wurden standardisiert. Bei der Schnecke wird mit  $z_1$  die Anzahl der Gewindgänge gekennzeichnet. Mit Hilfe dieses Parameters kann das Übersetzungsverhältnis des Schneckengetriebes bestimmt werden.

$$i = \frac{z_2}{z_1}. \quad (8.66)$$

Der Durchmesser des Kopfzylinders:

$$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot m. \quad (8.67)$$

Der Durchmesser des Fußzylinders:

$$d_{f1} = d_1 - 2 \cdot m - 2 \cdot m \cdot c^*. \quad (8.68)$$

- wobei der übliche Wert von  $c^*$  0,2 beträgt.

Die Schneckenlänge ( $L_1$ ) ist — bei wärmebehandelten Gängen werden 6 Gänge benötigt — dementsprechend:

$$L_1 = 6 \cdot p = 6 \cdot m \cdot \pi \approx 19 \cdot m. \quad (8.69)$$

Wenn die Schnecke nicht wärmebehandelt ist, dann genügen auch 5 Gänge:

$$L_1 = 5 \cdot p = 5 \cdot m \cdot \pi \approx 16 \cdot m. \quad (8.70)$$

Bei einer dreigängigen Schnecke errechnet sich der Gewindesteigungswinkel an der Teilwalze:

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{p_z}{d_1 \cdot \pi} = \frac{z_1 \cdot p_x}{d_1 \cdot \pi} = \frac{z_1 \cdot m \cdot \pi}{q \cdot m \cdot \pi} = \frac{z_1}{q}, \quad (8.71)$$

- wobei:

- $d_1$ : der Teilkreisdurchmesser,
- $m$ : der Modul,
- $p_z$ : die Teilung,
- $p_x$ : die Axialteilung,
- $z_1$ : die Anzahl der Gänge,
- $q$  der Durchmesserquotient ist.

Unter Berücksichtigung der weiteren geometrischen Abmessungen errechnet sich der Teilkreis beim Schneckengetriebe wie folgt:

$$d_2 = m \cdot z_2. \quad (8.72)$$

Der Fußkreisdurchmesser:

$$d_{f2} = d_2 - 2 \cdot m - 2 \cdot m \cdot c^* + 2 \cdot m \cdot x_2. \quad (8.73)$$

Der Kopfkreisdurchmesser:

$$d_{a2} = d_2 + 2 \cdot m + 2 \cdot m \cdot x_2. \quad (8.74)$$

Der Achsabstand bei Null-Verzahnung:

$$a = \frac{d_1 + d_2}{2} = m \cdot \frac{q + z_2}{2} \quad (8.75)$$

Mit Werkzeugzustellung kann nur das Schneckenrad hergestellt werden, wobei sich der Achsabstand des auf dieser Weise erzeugten Getriebes ändert:

$$a_w = a \pm m \cdot x_2. \quad (8.76)$$

Beim Schneckengetriebe ist es wichtig, die Möglichkeit der Selbsthemmung zu gewährleisten. Ähnlich wie bei den Schraubengewinden muss hier ebenfalls die Bedingung  $\rho' > \gamma$  erfüllt werden.

## 8.20. Übungsaufgaben

### Aufgabe 8.14

Bestimmen Sie im Falle eines Schneckengetriebes die Hauptabmessungen der Schnecke und des mit Profilver-schiebung hergestellten Schneckenrades, sowie den Achsabstand, wenn  $q = 12$ ,  $i = 25$ ,  $z_1 = 2$ ,  $m = 5\text{mm}$ ,  $c^* = 0,2$ ,  $x_2 = 0,5$ !

Berechnung:

$$z_2 = i \cdot z_1 = 25 \cdot 2 = 50,$$

Die Abmessungen der Schnecke:

$$d_1 = m \cdot q = 5 \cdot 12 = 60\text{mm}, \quad d_{a1} = m \cdot (q + 2) = 5 \cdot (12 + 2) = 70\text{mm},$$

$$d_{f1} = m \cdot (q - 2 - 2 \cdot c^*) = m \cdot (q - 2,4) = 5 \cdot (12 - 2,4) = 48\text{mm},$$

$$b_1 \geq 2 \cdot m \cdot \sqrt{z_2 + 1} = 2 \cdot 5 \cdot \sqrt{50 + 1} = 71,4\text{mm}, \text{ wobei: } b_1 = 75\text{mm}.$$

Die Abmessungen des Schneckenrades:

$$d_2 = m \cdot z_2 = 5 \cdot 50 = 250\text{mm},$$

$$d_{a2} = m \cdot (z_2 + 2 + 2 \cdot x_2) = 5 \cdot (50 + 2 + 2 \cdot 0,5) = 265\text{mm},$$

$$d_{f2} = m \cdot (z_2 - 2,4 + 2 \cdot x_2) = 5 \cdot (50 - 2,4 + 2 \cdot 0,5) = 243\text{mm},$$

$$b_2 = 0,45 \cdot (q + 6) \cdot m = 0,45 \cdot (12 + 6) \cdot 5 = 40,5\text{mm},$$

$$a_w = a + x_2 \cdot m = \left( \frac{q + z_2}{2} + x_2 \right) \cdot m = \left( \frac{12 + 50}{2} + 0,5 \right) \cdot 5 = 157,5\text{mm}.$$

**Aufgabe 8.15** Bestimmen Sie auf Grund der Angaben der vorigen Aufgabe ( $q = 12$ ,  $i = 25$ ,  $z_1 = 2$ ,  $m = 5\text{mm}$ ,  $c^* = 0,2$ ,  $x_2 = 0,5$ ) den Wirkungsgrad des Antriebs, wenn  $\rho' = 4^\circ$ !

Berechnung:

$$\begin{aligned}\operatorname{tg}\gamma &= \frac{z_1 \cdot m \cdot \pi}{m \cdot q \cdot \pi} = \frac{z_1}{q} = \frac{2}{12} = 0,166 \Rightarrow \gamma = 9,462^\circ, \\ \eta_1 &= \frac{\operatorname{tg}\gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + \rho')} = \frac{\operatorname{tg}9,462^\circ}{\operatorname{tg}(9,462^\circ + 4^\circ)} = 0,696 \quad \eta_1 = 69,6\%,\end{aligned}$$

## 8.21. Kontrollfragen

1. Wählen Sie aus der folgenden Liste den Zusammenhang, der den Durchmesserquotienten angibt!

$$a = \frac{d_1 + d_2}{2} = m \cdot \frac{q + z_2}{2}$$

$$q = \frac{d_1}{m}$$

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{z_1 \cdot p_x}{d_1 \cdot \pi} = \frac{z_1 \cdot m \cdot \pi}{q \cdot m \cdot \pi} = \frac{z_1}{q}$$

$$d_{a2} = d_2 + 2 \cdot m + 2 \cdot m \cdot x_2$$

2. Wie hoch ist der charakteristische Wert von  $c^*$  bei Schneckengetrieben? Markieren Sie den richtigen Wert!

17

0,2

0,38

0,25

3. Was bedeuten die in der folgenden Formel angeführten Mengen? Schreiben Sie die Antwort in die Kästchen!

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{p_z}{d_1 \cdot \pi} = \frac{z_1 \cdot p_x}{d_1 \cdot \pi} = \frac{z_1 \cdot m \cdot \pi}{q \cdot m \cdot \pi} = \frac{z_1}{q}$$

$d_1$

$p_x$

$p_z$

$z_1$

$q$

$m$



# LEKTION 41

## 8.22. Getriebe

### Tätigkeiten:

Lesen Sie das Skript bis zum Unterkapitel 8.24. Achten Sie bei der Verarbeitung auf die Folgenden:

- Der Aufbau und der Betrieb der folgenden speziellen Getriebe.
- Erkennen Sie auf Grund einer Zeichnung oder eines Fotos die einzelnen Getriebearten.
- Lernen Sie die Vor- und Nachteile der Verwendung der einzelnen Getrieben.

### Anforderungen:

Sie haben das Lernmaterial erfolgreich erlernt, wenn Sie:

- mit dem Betrieb der nachfolgend erörterten speziellen Getriebe vertraut sind,
- die einzelnen Getriebearten auf Grund einer Zeichnung oder eines Fotos identifizieren können,
- die Vor- und Nachteile der Verwendung der einzelnen Getriebe kennen.

Schlüsselwörter: Zahnradgetriebe, Umsetzungsgetriebe, Reduktor, Lager, Dichtungsring, Planetengetriebe, Differentialgetriebe, Schneckengetriebe, Spezialgetriebe.

### **Zahnradgetrieben**

Zahnradgetriebe können ein integraler Teil einer Maschine aber auch selbständige Maschinenteile sein. Die geschlossenen Konstruktionen, die ausschließlich zur Veränderung von Drehzahl, Drehrichtung, Drehmoment oder einer Kombination dieser Parameter durch Zahnräder geeignet sind, werden Zahnradgetriebe genannt. Voraussetzung ist, dass die Konstruktion auch von der Maschine getrennt zur Drehmomentübertragung geeignet bleibt (8.16. Abbildung). Bei den so genannten Umsetzungsgetrieben lässt sich das Übersetzungsverhältnis als

Quotient der Eingangs- und der Ausgangswellendrehzahl darstellen. Getriebe, die eine Verlangsamung verursachen, werden Reduktoren genannt und Getriebe, die eine Beschleunigung hervorrufen, sind Multiplikatoren. Getriebe können - je nachdem, wie viele Zahnradpaare sie beinhalten - ein-, zwei- oder dreistufig sein. Bei diesen Konstruktionen wird das Getriebegehäuse aus Gusseisen, in horizontaler Ebene geteilt ausgeführt. Wenn die Zahnräder mit Schrägverzahnung erzeugt werden, dann müssen die Lager so ausgewählt werden, dass sie auch Axialkräfte aufnehmen können. Die Wellen sind mit Federdichtungsringen versehen, um den Ölaustritt und das Eindringen von Verunreinigungen zu verhindern. Am Getriebegehäuse befinden sich eine Revisionsöffnung, eine Ölstandsschraube sowie eine Ölablassschraube.

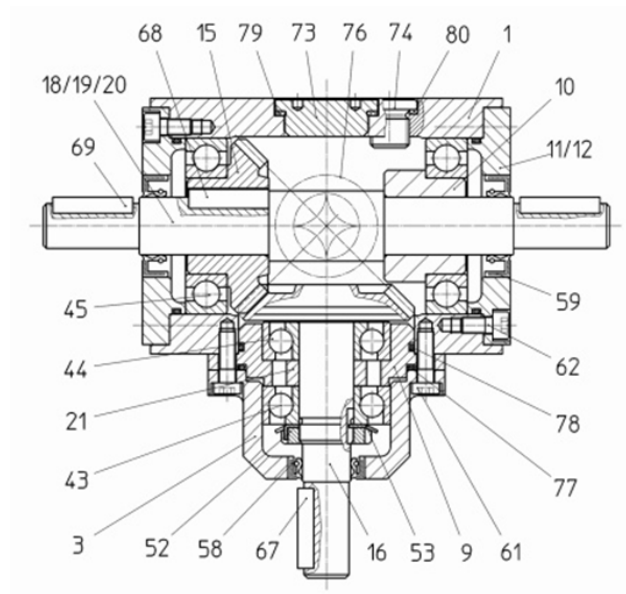


Abbildung 8.16: *Kegelzahnradgetriebe*

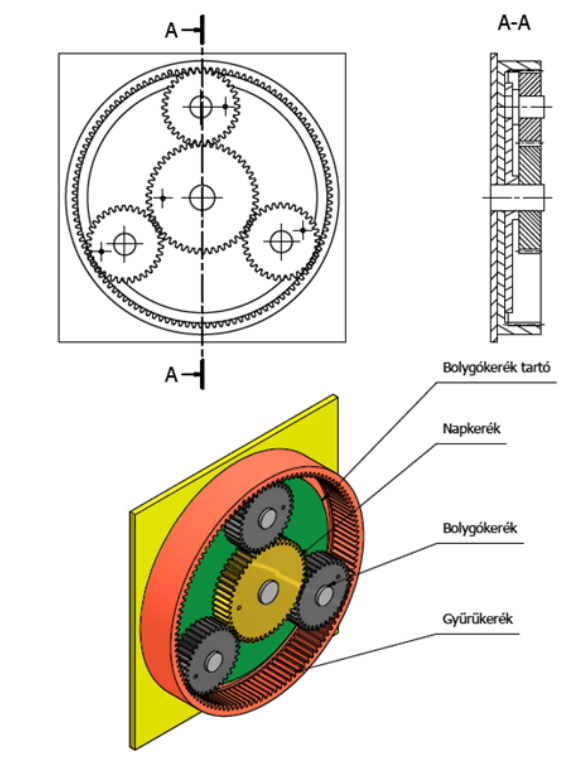


Abbildung 8.17: Einfaches Planetengetriebe mit 3D-Modell und 2D-Zeichnung

Rädern von schweren Arbeitsmaschinen und Geländewagen als Endantriebe (Radnabenantrieb). Planetengetriebe werden in erster Linie bei hohen Übersetzungen verwendet, wo auch die kleinen Größen eine wichtige Rolle spielen. (Sie können in kleinen Abmessungen hohe Leistungen übertragen).

Eine besondere Gruppe von Getrieben sind die sogenannten Planetenrädergetriebe (8.17. Abbildung). Diese Zahnradmechanismen sind auch in der Automobilindustrie weit verbreitet. Sie werden in vielen verschiedenen Varianten gefertigt, die unterschiedliche Antriebsaufgaben ermöglichen. Es werden Planetengetriebe mit Zahnradpaaren folgender Typen unterschieden: Typ 'b' mit Innenverzahnung, Typ 'k' mit Außenverzahnung sowie Typ 'kb', die Zahnradpaare mit Außen- und Innenverzahnung beinhalten. Ihre wichtigsten Komponente sind das Sonnenrad, um das herum sich die Planetenräder drehen, das innenverzahnte Ringrad sowie der die Planetenräder haltende Arm.

Je nachdem, welches Element des Planetenrädergetriebes befestigt wird, können verschiedene Übersetzungsverhältnisse erreicht werden. Charakteristische Einsatzgebiete des Planetengetriebes sind: Hebemaschinen, Krangetriebe, Getriebe von Radaranlagen, Geschwindigkeitsschalter, Differentialgetriebe, bei den

Die Vorteile der Anwendung von Planetengetrieben:

- sie ermöglichen viele verschiedene Bewegungen und somit auch eine Leistungsverzweigung,
- ihr Wirkungsgrad ist im Allgemeinen sehr gut,
- sie sind symmetrisch aufgebaut, die Eingangs- und die Ausgangswelle sind gleich ausgerichtet.

Nachteile:

- ihre Herstellung erfordert mehr Genauigkeit als die der herkömmlichen Zahnradgetriebe,
- es treten höhere Lagerbelastungen auf,
- sie sind schwer montierbar und zugänglich,
- sie erfordern eine komplexe Konstruktion.

Das Differentialgetriebe oder Ausgleichsgetriebe hat die Aufgabe, das Drehmoment auf die angetriebenen Wellen so zu übertragen, dass dabei ein Drehzahlunterschied zwischen den Austriebswellen ermöglicht wird. In Fahrzeugen wird es auf die angetriebenen Wellen montiert. Differentialgetriebe werden verwendet, um bei Kurvenfahrt das Drehen der auf einer Achse montierten Räder mit unterschiedlichen Drehzahlen zu ermöglichen. Ohne ein Differentialgetriebe würden die Räder rutschen, oder bei einer guten Haftung würde die angetriebene Welle durch ein so hohes Torsionsmoment belastet, das zum Bruch führen könnte. Eine traditionelle Bauform ist das Kegelrad-Differentialgetriebe, das eigentlich ein Planetengetriebe mit Kegelzahnradern ist. (8.18. Abbildung). Beim allgemeinen Aufbau werden mit den sich auf den angetriebenen Wellen befindlichen, einander zugewandten Kegelzahnradern (die Sonnenräder genannt werden) Planetenräder (die ebenfalls Kegelräder sind) verbunden, die in einem gelagerten



Abbildung 8.18: *Differentialgetriebe*

Gehäuse untergebracht sind. Der

Antrieb des Planetenträgergehäuses wird im Allgemeinen durch ein Kegelradantrieb gewährleistet, das aus einem Tellerrad und einem Ritzel besteht und eine hohe Übersetzung ermöglicht.

## Schneckengetriebe

Diese werden an Stellen verwendet, wo eine hohe Übersetzung bei geringem Platzbedarf gefragt ist. Sie werden an Stellen eingesetzt, wo ein Getriebe mit Selbsthemmung auszuführen ist. Die Schnecke und das Schneckenrad können wie folgt angeordnet werden:

- Schneckengetriebe mit oben liegender Schnecke: Die Schneckenwelle befindet sich über dem Schneckenrad, beide Achsen liegen in einer horizontalen Ebene (8.19/a Abbildung),
- Schneckengetriebe mit unten liegender Schnecke: Die Schnecke liegt unter dem Schneckenrad, beide Achsen liegen in einer horizontalen Ebene (8.19/b Abbildung),

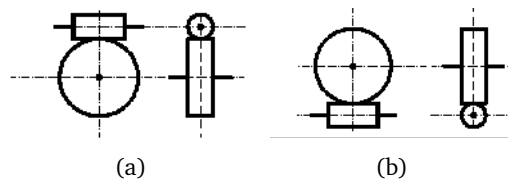


Abbildung 8.19: Schneckengetriebe mit oben (a) und unten (b) liegender Schnecke

- Schneckengetriebe mit stehender Schnecke: Die Achse der Schnecke ist vertikal und das Schneckenrad liegt in der horizontalen Ebene,
- Vertikales Schneckengetriebe: Die Achse der Schnecke ist horizontal und das Schneckenrad liegt in der vertikalen Ebene.

Es gibt Schneckengetriebe mit:

- linkssteigenden Schnecken: wenn die Ausgangswelle von der Eingangsseite der Schneckenwelle gesehen auf die linke Seite fällt,
- rechtssteigenden Schnecken: wenn die Ausgangswelle auf die rechte Seite fällt.

Die Drehrichtung wird ebenfalls demnach angegeben, ob es sich um eine Eingangs- oder eine Ausgangswelle handelt. Es ist ratsam, bei der Planung die Drehrichtung des Antriebs so zu bestimmen, dass man eine rechtssteigende Schnecke erhält. Die axiale Belastung der Schneckenwelle ist größer als die radiale. Die erstere Belastung wird von Axiallagern aufgenommen. Die Schneckenradwelle ist mit einem Gleitlager gelagert. Schneckengetrieben mit unten liegender Schnecke stellen hinsichtlich Schmierung und Kühlung eine günstige Konstruktion dar, weil die Gewinde der Schnecke im unteren Teil des Gehäuses in Schmieröl eingetaucht sind (8.20. Abbildung). Bei Schneckengetrieben mit oben liegender Schnecke taucht das Schneckenrad unten in Schmieröl und trägt dieses auf die Arbeitsflächen auf. Bei dieser Konstruktion ist die Kühlung nicht so günstig, wie bei der Variante mit unten liegender Schnecke.

### 8.23. Spezialgetriebe

Diese Getriebe haben die folgenden Vorteile im Vergleich zu den herkömmlichen Getrieben:

- kleinere Hauptabmessungen,
- geringeres Gewicht,
- besserer Wirkungsgrad,
- günstigere Betriebseigenschaften.

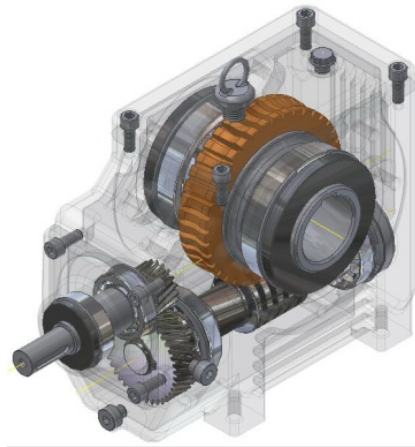


Abbildung 8.20: *Schneckengetriebe*

## CYCLO-Getriebe

Diese Getriebekonstruktion ist ein Patent des deutschen Ingenieurs, Lorenz Barren aus dem Jahr 1920. Hier wird die schlupffreie Rollbewegung dadurch sichergestellt, dass die Außenkontur der Wellenscheibe eine geschlossene Zykloidkurve ist und im Ring eine entsprechende Anzahl von Mitnehmern angeordnet wird ((8.21. Abbildung)). Zur Maximierung des Übersetzungsverhältnisses muss die Anzahl der Mitnehmer um eins mehr als die Anzahl der Wellen auf der Scheibe sein. Bei einem zweistufigen Antrieb beträgt die maximale Übersetzung 7569, bei einem dreistufigen Antrieb 658503. Die dadurch übertragbare Leistung liegt zwischen 30 und 200 kW. Je volle Umdrehung der Antriebswelle bewegt sich die Wellenscheibe nur um einen Kurvenabschnitt in der entgegengesetzten Richtung weiter. Das Übersetzungsverhältnis wird also durch die Anzahl der Wellen bestimmt.



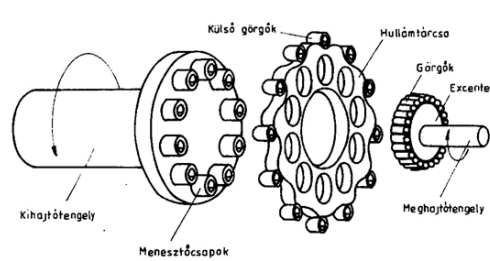


Abbildung 8.21: Konstruktionselemente des CYCLO-Getriebes

## Zahnradwellengetriebe

Der wesentliche Unterschied gegenüber den CYCLO-Getrieben besteht hier darin, dass die Wellenscheibe und die Mitnehmer durch ein Zahnradgetriebe ersetzt werden (8.22. Abbildung). Die wichtigsten Konstruktionselemente sind das flexible Rad, der Wellengenerator und das innenverzahnte feste Rad. Die Anwendung von dieser Konstruktion ist bei Antrieben mit einem Übersetzungsverhältnis von mehr als 80 sinnvoll. In einer Stufe kann sogar ein Übersetzungsverhältnis von 350-400 erreicht werden. Der Wirkungsgrad erreicht in diesem Fall in Abhängigkeit von der Betriebsart 85-90%.

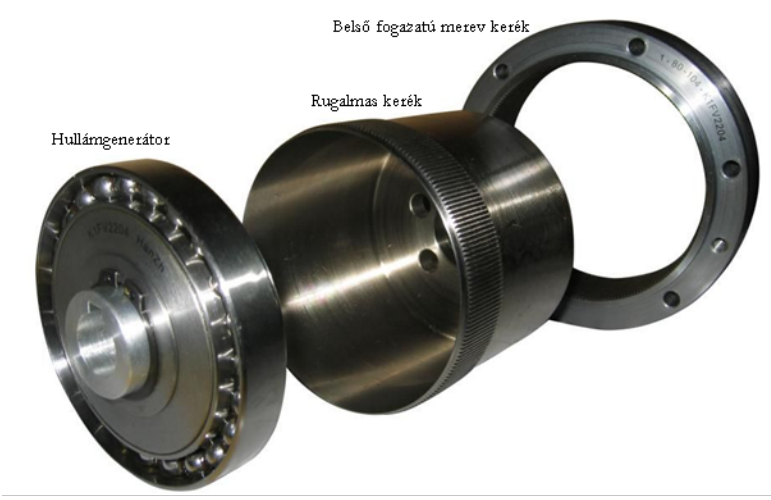


Abbildung 8.22: Konstruktionselemente des Wellengetriebes





## 8.24. Kontrollfragen und Übungen

1. Wählen Sie aus der folgenden Liste die Vorteile der Anwendung von Planetengetrieben aus!  
ihre Konstruktion ist sehr komplex,  
sie sind symmetrisch aufgebaut, die Eingangs- und die Ausgangswelle sind gleich ausgerichtet,  
ihre Herstellung erfordert mehr Genauigkeit als die der herkömmlichen Zahnradgetriebe,  
sie ermöglichen viele verschiedene Bewegungen und somit auch eine Leistungsverzweigung,  
sie sind schwer montierbar und schwer zugänglich,  
ihr Wirkungsgrad ist im Allgemeinen sehr gut,  
es treten höhere Lagerbelastungen auf.
2. Ergänzen Sie den folgenden Text! Schreiben Sie die richtigen Begriffe in die Kästchen!  
Es ist ratsam, bei der Konstruktion die Drehrichtung des Getriebes so zu bestimmen, dass man eine .....  
Schnecke erhält. Die  
Belastung der Schneckenwelle ist größer ist als die .....,  
Belastung. Die erstere Belastung wird von axialen .....  
aufgenommen. Die Schneckenradwelle ist mit einem .....  
gelagert.

3. Wählen Sie aus der folgenden Liste die Bauteile aus, die nicht Teil eines Zahnradwellengetriebes sind!

flexibles Rad,

Planetenrad,

Wellengenerator,

Sonnenrad,

innenverzahntes festes Rad,

Schneckenrad.



# LEKTION 42

## 8.25. Modulabschlussstest

1. Die Anzahl der Zähne von zwei miteinander verbundenen Zahnradern mit Null-Verzahnung ist 26 bzw. 40, der Modul beträgt 3. Berechnen Sie den Achsabstand!

Der Achsabstand ( $a$ ) beträgt: \_\_\_\_\_ mm.

2. Was für ein Übersetzungsverhältnis liegt vor, wenn ein Zahnrad mit 10 Zähnen ein Zahnrad mit 30 Zähnen antreibt? Markieren Sie die richtige Antwort!

Beschleunigungsübersetzung

Verlangsamungsübersetzung.

3. Was für ein Zahnrad ist in der folgenden Abbildung dargestellt? Markieren Sie die richtige Antwort!

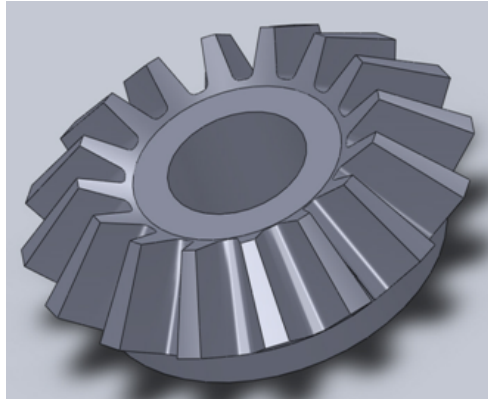


ein geradverzahntes Zylinderzahnrad

ein Schneckenrad

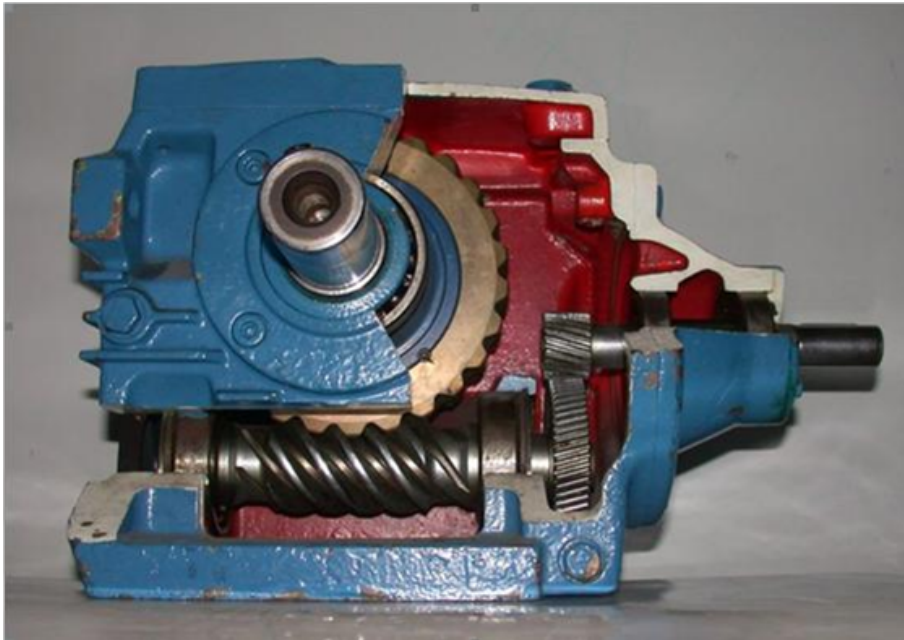
ein schrägverzahntes Zylinderzahnrad

4. Bei welcher relativen Wellenposition kann das in der vorigen Aufgabe dargestellte Zahnrad zur Drehmomentübertragung eingesetzt werden? Markieren Sie die richtige Antwort!
- bei senkrechten Wellen
  - bei windschiefen Wellen
  - bei parallelen Wellen
5. Was für ein Zahnrad ist in der folgenden Abbildung dargestellt? Markieren Sie die richtige Antwort!



- Kegelzahnrad
  - Schneckenrad
  - Schraubenzahnrad
6. Bei welcher relativen Wellenposition kann das in der vorigen Aufgabe dargestellte Zahnrad zur Drehmomentübertragung eingesetzt werden?
- bei senkrechten Wellen
  - bei windschiefen Wellen
  - bei parallelen Wellen

7. Beantworten Sie die Frage im Zusammenhang mit der Abbildung!



Welche Getriebeart ist in der obigen Abbildung dargestellt?

- ein einstufiger Zahnradgetriebe
- ein (3-gängiges) Schneckengetriebe
- ein zweistufiges Zahnradgetriebe
- ein Wellengetriebe



8. Wählen Sie aus der folgenden Liste den Bauteil aus, der nicht zu den Teilen eines Zahnradgetriebes gehört!

Eingangswelle

Lager

Nasenkeil

Ölstandsschraube



# MODUL IX

Federn



# LEKTION 43

## 9. Federn

### Tätigkeiten:

Lesen Sie das Skript bis zum Unterkapitel 9.5. Achten Sie bei der Verarbeitung auf die Folgenden:

- Anwendungsbereiche und Beanspruchungen von Federn.
- Die grundlegenden Bemaßungszusammenhänge der durch Biegebeanspruchung belasteten Federn.
- Die wichtigsten Merkmale sowie die graphische Darstellung der einzelnen Federarten.
- Die grundlegenden Bemaßungszusammenhänge.
- Die grundlegende Gestaltung und Anwendungsbereiche der Gummifedern.
- Die Vor- und Nachteile der Verwendung der einzelnen Federarten.

### Anforderungen:

Sie haben das Lernmaterial erfolgreich erlernt, wenn Sie:

- die Anwendungsbereiche und Beanspruchungen von Federn bestimmen können,
- die wichtigsten Merkmale der einzelnen Federarten aus einer Liste auswählen können,
- die bei der Bemaßung von Federn auftretenden Zusammenhänge kennen,
- die grundlegende Gestaltung von Gummifedern kennen,
- die Anwendungsbereiche der Gummifedern kennen,
- die Vor- und Nachteile der Verwendung einer bestimmten Federart kennen,

Schlüsselwörter: Vibration, Schwingung, Fahrzeuge, Federstahl, Gummi, Luftfeder, Beanspruchung, Biegung, Einblattfeder, Formänderungsarbeit, Energiespeicherkapazität, Torsion, Torsionsfeder, Torsionswinkel, Formänderungsarbeit, Kegelschraubenfeder, Gummifeder, Verformung, Alterung, Vulkanisation.

## 9.1. Verwendung und Werkstoffe von Federn

Federn sind Maschinenteile mit einem weitem Anwendungsbereich. Sie sind zur Speicherung der mechanischen Energie, zur Reduzierung der dynamischen Effekte, zur Schwingungsdämpfung und zur Herstellung von mechanischen Schwingungssystemen geeignet. Sie sind unerlässlich in der Mess- und der Regeltechnik und nicht zuletzt auch in den Laufwerken von Fahrzeugen.

Die am häufigsten verwendeten Federwerkstoffe sind die warmgeformten Federstähle, deren verschiedene Varianten sich durch eine hohe Zugfestigkeit, hohe Streckgrenze und Ermüdungsgrenzspannung auszeichnen. Für Federstähle sind folgende Spannungswerte zulässig:  $\sigma_{zul} = 400 - 600 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$ ,  $\tau_{meg} = 300 - 400 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$ . Federn, die einer Korrosionsbeanspruchung ausgesetzt sind, können aus rostfreier Stahllegierung, einer flexiblen Kupferlegierung oder aus Phosphorbronze hergestellt werden.

Wegen seiner hohen Dehnfähigkeit und starker dämpfenden Eigenschaft wird immer häufiger auch Gummi als Material von Federn eingesetzt. Luft ist auch ein flexibles Medium, deshalb können auch Luftfedern hergestellt werden. Die Funktion dieser Federart beruht auf der Volumenänderung infolge einer Luftdruckänderung. Diese Federn werden oft bei Fahrzeugen verwendet. Die Gummireifen von Fahrzeugen können im Wesentlichen auch als Luftfedern betrachtet werden.

Metallfedern werden in der Praxis meistens auf Biegung oder Torsion beansprucht. Der Grund dafür ist, dass auf dieser Weise selbst durch eine kleine Beanspruchung eine starke Verformung eintritt.

## 9.2. Beanspruchte Metallfedern

Blattfedern sind Federkonstruktionen, die aus verschiedenen Bandstählen oder Flachstählen gefertigt werden. Sie werden seltener aus einem Blatt, bei größeren Belastungen aus mehreren Blättern hergestellt.

Abbildung 9.1. zeigt ein Beispiel für die einfachste Biegefeder, eine einseitig eingespannte Einblattfeder.

Die Biegespannung im Einspannquerschnitt kann mit der Navier-Gleichung bestimmt werden:

$$\sigma = \frac{M_h}{K} = \frac{M_h}{I} \cdot \frac{v}{2} = \frac{F \cdot l}{s \cdot v^3} \cdot \frac{v}{2} \cdot 12 = \frac{6 \cdot F \cdot l}{s \cdot v^2}. \quad (9.1)$$

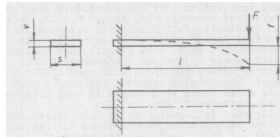


Abbildung 9.1: Einseitig eingespannte Einblattfeder

Die Größe der Durchbiegung am Federende:

$$f = \frac{F \cdot l^3}{3 \cdot I \cdot E} = \frac{F \cdot l^3}{3 \cdot s \cdot v^3 \cdot E} \cdot 12 = \frac{4 \cdot F \cdot l^3}{s \cdot v^3 \cdot E}. \quad (9.2)$$

Die Verformung kann auch als Funktion der Spannung formuliert werden:

$$f = \frac{2}{3} \sigma \frac{l^2}{v \cdot E}. \quad (9.3)$$

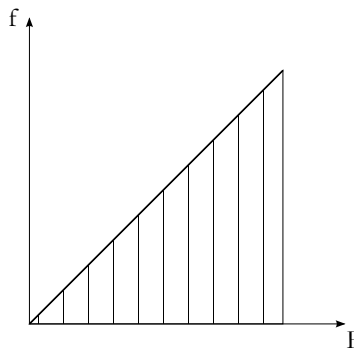


Abbildung 9.2: Die Verformung als Funktion der Kraft

Die verschiedenen Federn können durch ihre spezifische Energiespeicherkapazität, d.h. durch die pro Federquer-schnitteinheit angehäufte Formänderungsarbeit gut charakterisiert werden. Wird die Verformung als Funktion der Kraft dargestellt, dann entspricht der Bereich unter der Funktionskurve der Formänderungsarbeit (9.2. Ab-bildung). Bei einer linearen Funktionskurve ist die Größe der Formänderungsarbeit:

$$W = \frac{1}{2} f \cdot f \cdot F. \quad (9.4)$$

Die Formänderungsarbeit ausgedrückt als Funktion der Spannung:

$$W = \frac{1}{18} \cdot \frac{\sigma^2}{E} \cdot v. \quad (9.5)$$

Bei der Verwendung einer Feder mit gleichmäßiger Festigkeit erhöht sich die spezifische Energiespeicherkapazität erheblich. Bei der Durchbiegung des Federendes ist deren Faser kreisbogenförmig, weil sein Krümmungsradius konstant ist. (9.3/a Abbildung). In diesem Fall ist die Formänderungsarbeit:

$$W = \frac{1}{6} \cdot \frac{\sigma^2}{E} \cdot v. \quad (9.6)$$

Hier ist die in einer Feder mit gleichem Volumen speicherbare Formänderungsarbeit 3mal so hoch wie bei der vorher erwähnten Feder. Die Durchbiegung des Federendes ist um 50% größer als bei Federn mit konstantem Querschnitt. Ein eingespannter Träger, der mit einer konzentrierten Kraft belastet wird, ist neben dem Biege-moment auch einer Scherkraft ausgesetzt. Damit diese durch die Feder aufgenommen werden kann, darf der Querschnitt des freien Federendes nicht auf 0 reduziert werden. Das erklärt, warum in der Praxis trapezförmige Federn verwendet werden (9.3/b. Abbildung).

In der Praxis werden trapezförmige Federn als geschichtete Blattfedern ausgeführt (9.4. Abbildung).

Das fertige Federpaket wird durch Federklemmen zusammengehalten. Die Längsverschiebungen werden durch eine in der Mitte der Feder platzierte, durch alle Blätter durchgehende Durchsteckschraube verhindert.

Eine häufige Form der Biegefeder ist die Schraubenfeder. Auf die in Abbildung 9.5. dargestellte Feder kann ein

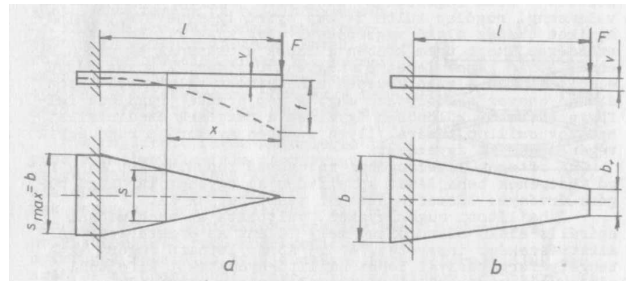


Abbildung 9.3: Federn mit gleichmäßiger Festigkeit

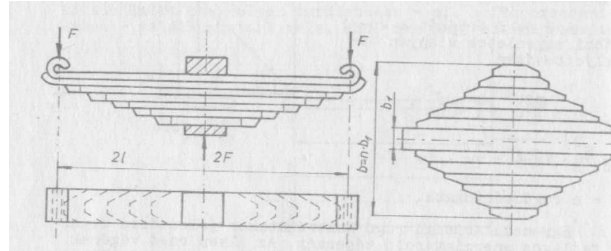


Abbildung 9.4: Geschichtete Blattfedern

Biegemoment durch die Verdrehung der Achse A ausgeübt werden, während das äußere Federende im Punkt B befestigt wird.

Durch die Sicherung des Federendes durch feste Einspannung kann erreicht werden, dass das Biegemoment an der gesamten Länge der Feder gleich groß ist. In diesem Fall liegt also eine Feder mit gleichmäßiger Festigkeit vor. Durch die gelenkartige Einspannung des Punktes B ändert sich das Biegemoment von Stelle zu Stelle, die ausgeglichene Festigkeit liegt also nicht mehr vor.

Eine besondere Art der Biegefedern sind die Belleville-Tellerfeder (9.6. Abbildung). Diese wird aus mehreren



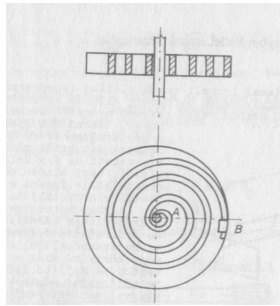


Abbildung 9.5: *Spiralförmige Blattfeder*

leicht kegelförmigen flexiblen Elementen zusammengestellt.

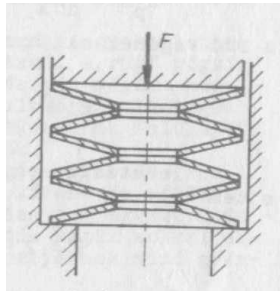


Abbildung 9.6: *Belleville-Tellerfeder*

Bei Tellerfedern ist die Verformung nicht proportional zu der Anpresskraft, was in bestimmten Fällen vorteilhaft sein kann.

### 9.3. Durch Torsionsbeanspruchung belastete Metallfedern

Die einfachste Form dieser Federart ist der an einem Ende eingespannte Stab mit einem konstanten Querschnitt, der an seinem freien Ende durch ein Torsionsmoment belastet wird. Sie kommen in Kraftfahrzeugen und Messinstrumenten gleichermaßen vor (9.7. Abbildung).

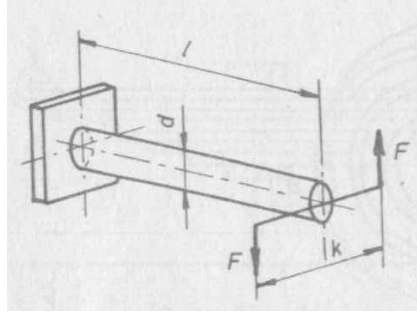


Abbildung 9.7: Torsionsfedern OK

Bei der Gestaltung dieser Federn ist darauf zu achten, dass sie über die Torsion hinaus keiner anderen Beanspruchung ausgesetzt werden dürfen. Hinsichtlich der speicherbaren Formänderungsarbeit ist der kreis- oder ringförmige Querschnitt am geeignetsten. Die Torsionsstabfeder wird in jedem Querschnitt durch gleiche Torsionsmomente belastet, somit weist diese Federart eine gleichmäßige Festigkeit auf. Die in der äußeren Schicht des Stabes auftretende Schubspannung lässt sich mit den Zeichen der Abbildung wie folgt bestimmen:

$$\tau = \frac{M_{cs}}{K_p} = \frac{F \cdot k}{d^3 \cdot \pi} \cdot 16 \rightarrow M_{cs} = \frac{d^3 \cdot \pi}{16} \cdot \tau. \quad (9.7)$$

Der Torsionswinkel des Stabendes:

$$\phi = \frac{M_{cs} \cdot l}{I_p \cdot G} = \frac{M_{cs} \cdot l}{d^4 \cdot \pi \cdot G}. \quad (9.8)$$

Wenn man  $M_{cs}$  einsetzt und die Vereinfachungen durchführt:

$$\phi = 2 \cdot \frac{\tau}{G} \cdot \frac{l}{d} \quad (9.9)$$

erhält man die obige Formel. Wenn man das Torsionsmoment mit dem in der Abbildung 9.7. dargestellten Kraftpaar ausübt, dann verschieben sich die Hebelarmenden nach der Verformung auf einem Weg von einer Bogenlänge von

$$f = \frac{k}{2} \cdot \phi = \frac{16 \cdot F \cdot k^2 \cdot l}{d^4 \cdot \pi \cdot G} \quad (9.10)$$

Als Ergebnis entsteht in der Feder eine Formänderungsarbeit, deren Größe wie folgt berechnet werden kann:

$$W = \frac{1}{2} \cdot M_{cs} \cdot \phi = \frac{1}{4} \cdot \frac{\tau^2}{G} \cdot V, \quad (9.11)$$

- wobei  $V$  das Volumen der Feder ist.

Zur Befestigung einer Torsionsstabfeder mit einem runden Querschnitt bzw. zur Befestigung des Schwenkarmes werden die Stabenden verdickt und mit einem Keilzahnprofil, Mitnehmern oder einem besonderen Profil versehen (9.8. Abbildung).

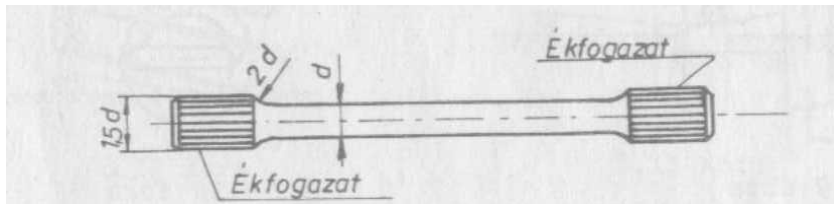


Abbildung 9.8: Gestaltung einer Torsionsstabfeder mit rundem Querschnitt

Die Oberfläche des Zwischenabschnittes des Stabes wird poliert, um die Ermüdungsgrenze zu erhöhen. Die einfachste und häufigste Form von Schraubenfedern ist die zylindrische Schraubenfeder.

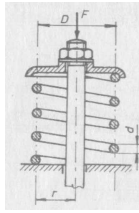


Abbildung 9.9: *Zylindrische Schraubenfeder*

Diese kann auch aus einem handelsüblichen Federdraht hergestellt werden. Die in Abbildung 9.9. dargestellte Feder wird durch eine Druckkraft belastet. Die Belastung wird durch den Federteller auf die geschliffenen Federenden weitergeleitet. Die Endwindungen werden so gewunden, dass sie auf die vorherige Windung aufliegen. Dadurch wird an den Federenden eine gleichmäßigere Lastübertragung ermöglicht. Der Innenhohlraum von Druckfedern kann z. B. zur Unterbringung von Schwingungsdämpfer verwendet werden, wodurch eine günstige Raumausnutzung erreicht werden kann.

Eine entsprechende Lastübertragung ist bei Zugfedern eine schwierigere Aufgabe. Zu diesem Zweck werden an den Enden der Federn mit geringerer Belastung Haken ausgebildet. (9.10. Abbildung).

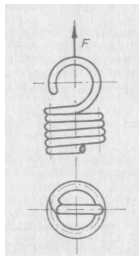


Abbildung 9.10: *Federende mit Haken*

Bei Federn mit einer höheren Belastung werden in den Federn konische Endstücke untergebracht (9.11. Abbil-

dung).

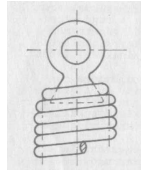


Abbildung 9.11: Feder mit konischem Endstück

Die Größe der in einer zylindrischen Schraubenfeder speicherbaren Formänderungsarbeit:

$$W = \frac{1}{4 \cdot k^2} \cdot \frac{\tau^2}{G} \cdot V, \quad (9.12)$$

- wobei:  $k$  a  $D/d$  der vom Quotienten abhängige Faktor ist.

Zylindrische Schraubenfedern können auch mit rechteckigem Querschnitt hergestellt werden. Diese sind bei gleichem Platzbedarf zur Herstellung von stärkeren Federn geeignet. (9.12. Abbildung). Ihr Nachteil ist, dass sie wegen einer ungünstigeren Spannungsverteilung weniger Formänderungsarbeit speichern können.

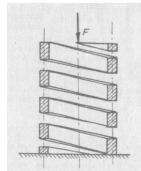


Abbildung 9.12: Zylindrische Schraubenfeder mit rechteckigem Querschnitt

Die Verwendung von Kegelschraubenfedern ist vor Allem wegen ihrer günstigen Raumnutzung vorteilhaft. Die in Abbildung 9.13. gezeigte Kegelschraubenfeder mit kreisförmigem Querschnitt kann ebenfalls flach zusammengedrückt werden, weil die Windungen aufeinander schiebbar sind.

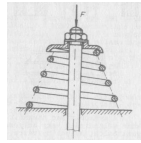


Abbildung 9.13: *Kegelschraubenfeder*

## 9.4. Federn aus nichtmetallischen Werkstoffen

Der Gummi hat sich auf Grund einer Reihe von vorteilhaften Eigenschaften als federndes Element in der Automobilindustrie verbreitet. Die Vorteile seiner Anwendung können wie folgt zusammengefasst werden:

- hohe Verformbarkeit,
- einfache Herstellung verschiedener Formen,
- hohe Energiespeicherkapazität pro Masseinheit.

Die Nachteile seiner Anwendung:

- schnelle Alterung infolge der Wirkung des Sauerstoffgehaltes der Luft,
- in kalter Umgebung friert er und wird spröde,
- er wird durch Erdölderivate gelöst.

Die in der Praxis verwendeten Gummifedern sind in der Regel zwischen Metallplatten vulkanisierte Gummischläuche, die auf Scher-, Druck- oder Torsion beansprucht werden können. (9.14. Abbildung).

Abbildung 9.15. zeigt ein Beispiel für die in der Industrie am häufigsten eingesetzte schwingungsdämpfende Maschinenunterlage, zu der eine Hülsengummifeder verwendet wird.

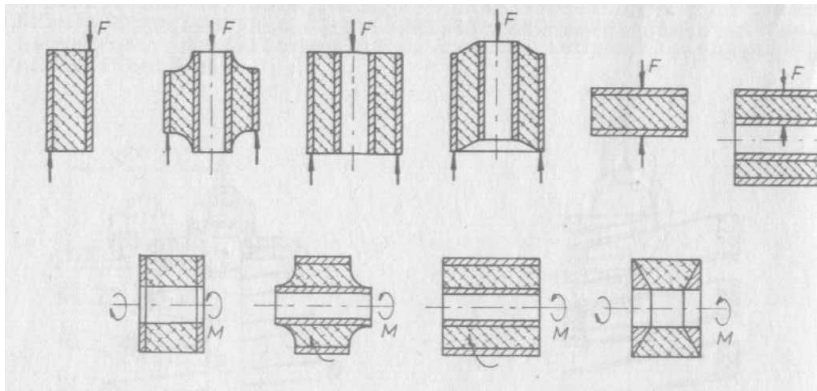


Abbildung 9.14: In der Praxis verwendete Gummifedervarianten

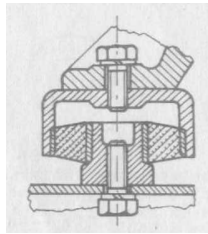


Abbildung 9.15: Schwingungsdämpfende Maschinenunterlage

Die Verbreitung der Luftfederung in den Fahrzeugen kann durch ihre progressive Kennlinie erklärt werden. Das bedeutet, dass sich die Federstarrheit parallel mit Belastungserhöhung erhöht. Luftfedern werden in den Fahrzeugen im Allgemeinen eingesetzt, um die Effizienz der Federung zu ergänzen. In [Abbildung 9.16](#) ist die schematische Darstellung einer Luftfederart zu sehen, die sich in Fahrzeugen bewährt hat. Es handelt sich dabei um ein hydropneumatisches System, bei dem die Belastung auf die federnden Luftdämpfer durch Öl übertragen

wird. Das kugelförmige Federelement ist durch eine Membran getrennt, wobei der Raum zwischen der Membran und dem Kolben mit Öl aufgefüllt ist. Die Kolbenstange ist mit dem Rad über einen Hebelarm verbunden. Durch die Veränderung der Ölfüllung kann das Fahrgestell unabhängig von der Belastung in konstanter Höhe gehalten werden. Das ermöglicht eine Automatisierung, bei der die der Ölfluss durch den durch die Verschiebung des Radarmes gesteuerten Kolben reguliert wird. Der zur Steuerung des Systems erforderliche konstante Öldruck wird durch einen Druckluft-Ölpuffer gewährleistet, der zwischen der Ölpumpe und dem Steuerkolben eingebaut wird.

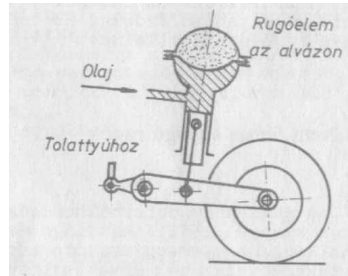


Abbildung 9.16: Schematische Darstellung einer in Kraftfahrzeugen eingesetzten Luftfeder



## 9.5. Kontrollfragen und Übungen

### 1. Markieren Sie die richtige Aussage!

Die in der Maschinenbaupraxis verwendeten Federn werden nur auf Druck und Biegung beansprucht.

Die in der Maschinenbaupraxis verwendeten Federn werden auf Zug, Druck, Biegung und Torsion beansprucht.

Die in der Maschinenbaupraxis verwendeten Federn können auf Zug, Druck, Biegung, Torsion und Scherung beansprucht werden.

### 2. Der folgende Zusammenhang ist zur Bestimmung der im Einspannquerschnitt einer einseitig eingespannten Blattfeder auftretenden Spannung geeignet.

$$\sigma = \frac{M_h}{K} = \frac{6 \cdot F \cdot l}{s \cdot v^2}.$$

Was bedeuten die Buchstaben in diesem Zusammenhang? Wählen Sie die Nummern der richtigen Antworten aus!

1. Belastungskraft
2. Querschnittsfaktor
3. Biegemoment

$M_h$

$K$

$F$

3. Der folgende Zusammenhang ist zur Bestimmung der am Ende einer einseitig eingespannten Blattfeder auftretenden Auslenkung geeignet.

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

Was bedeuten die Buchstaben in diesem Zusammenhang? Wählen Sie die Nummern der richtigen Antworten aus!

1. Belastungskraft
2. Trägheitsmoment
3. Elastizitätsmodul
4. Federlänge

*F*

*l*

*I*

*E*

4. Markieren Sie in der folgenden Liste die charakteristischen Anwendungsbereiche der Federn!
- Schwingungsdämpfung,
  - Steigerung der dynamischen Effekte,
  - Speicherung mechanischer Energie,
  - Positionssicherung,
  - Kraft- oder Drehmomentbegrenzung bzw. Messung.

5. Der folgende Zusammenhang ist zur Bestimmung der in der äußeren Schicht des Stabes auftretenden Schubspannung geeignet.

$$\tau = \frac{M_{cs}}{K_p} = \frac{F \cdot k}{d^3 \cdot \pi} \cdot 16$$

Was bedeuten die Buchstaben in diesem Zusammenhang? Wählen Sie die Nummern der richtigen Antworten aus!

1. Durchmesser
2. Querschnittsfaktor
3. Torsionsmoment

$M_{cs}$

$K_p$

$d$

6. Wählen Sie die richtige Aussage aus!

Die Torsionsstabfeder wird in jedem Querschnitt durch ein gleiches Torsionsmoment belastet, somit weist diese Federart eine gleichmäßige Festigkeit auf.

Bei einer Torsionsstabfeder entsteht in jedem Querschnitt ein Torsionsmoment unterschiedlicher Größe.

7. Wählen Sie die richtigen Aussagen aus!

Zylindrische Schraubenfedern können auch von Grundstoffen mit rechteckigem Querschnitt hergestellt werden.

Die einfachste und häufigste Form von Schraubenfedern ist die zylindrische Schraubenfeder.

Bei Torsionsfedern wird die Belastung durch den Federteller auf die geschliffenen Federenden weitergeleitet.

Kegelschraubenfeder können nur mit einer schlechten Raumausnutzung montiert werden.



8. Markieren Sie diejenige Aussage, die sich auf die Grundfälle der Herstellung von Gummifedern bezieht.
- Gummifedern können einen parallelen oder einen seriellen Aufbau haben.
  - Gummifedern können als Scheiben- oder als Hülsengummifedern hergestellt werden.
  - Gummifedern können als Scheiben- oder als Hülsengummifeder hergestellt werden, sie können aber auch auf Stahlplatten vulkanisierte sog. Blattfedern sein.
9. Welche sind die Anwendungsbereiche von Gummifedern? Wählen Sie die richtige Gruppe aus!
- Messgeräte, Steuerungsanlagen.
  - Fahrzeuge, Eisenbahnwaggonen.
  - Motoren, Geräte, Kupplungen.
10. Wählen Sie aus der folgenden Liste die Nachteile von Gummifedern aus!
- schnelle Alterung infolge der Wirkung des Sauerstoffgehaltes der Luft,
  - hohe Verformbarkeit,
  - er wird durch Erdölderivate gelöst,
  - einfache Herstellung verschiedener Formen,
  - hohe Energiespeicherkapazität pro Masseinheit,
  - in kalter Umgebung friert er und wird spröde.

## 9.6. Übungsaufgaben

**Aufgabe 9.1** Eine torsionsbeanspruchte gerade Torsionsfeder hat folgende Werte:

$$T_{max} = 800\text{Nm}, \quad \Phi_{max} = 23^\circ, \quad \tau_{csmeg} = 300\text{N/mm}^2, \quad G = 8 \cdot 10^4\text{N/mm}^2$$

Bestimmen Sie die Abmessungen der Torsionsfeder, wenn die Feder:

- einen kreisrunden Querschnitt
- einen ringförmigen Querschnitt hat und  $D/d = 0,6$

Berechnung:

Lösung a):

$$\tau = \frac{T}{K_p} = \frac{T}{d^3 \cdot \pi} \cdot 16,$$

$$D = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot T}{\tau_{csmeg} \cdot \pi}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 800 \cdot 10^3}{300 \cdot \pi}} = 23,86 \cong 24\text{mm},$$

$$\Phi = \frac{T \cdot l}{I_p \cdot G},$$

$$\Phi = \frac{T \cdot l \cdot 32}{D^4 \cdot \pi \cdot G} \Rightarrow l = \frac{D^4 \cdot \pi \cdot G \cdot \Phi}{32 \cdot T} = \frac{24^4 \cdot \pi \cdot 80000 \cdot 0,4}{32 \cdot 800000} = 1302,88.$$

Lösung b):

$$I_p = \frac{(D^4 - d^4) \cdot \pi}{32} = \frac{(D^4 - 0,6^4 \cdot D^4) \cdot \pi}{32} = 0,8704 \cdot \frac{D^4 \cdot \pi}{32},$$

$$K_p = 0,8704 \cdot \frac{D^3 \cdot \pi}{16},$$

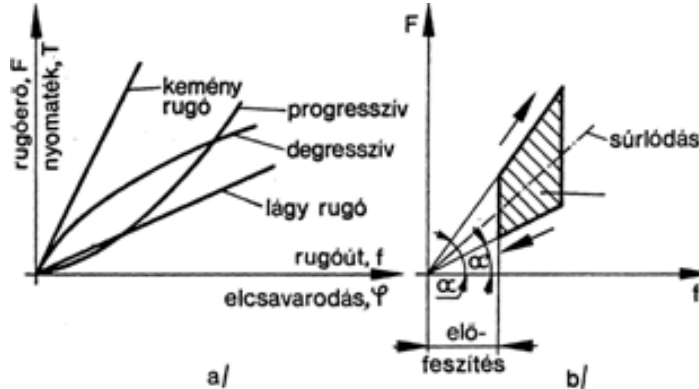
$$D = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot T}{\tau_{meg} \cdot \pi \cdot 0,8704}} = 24,98 \cong 25\text{mm},$$

$$l = \frac{0,8704 \cdot D^4 \cdot \pi \cdot G \cdot \Phi}{32 \cdot T} = \frac{0,8704 \cdot 25^4 \cdot \pi \cdot 8 \cdot 10^4 \cdot 0,4}{32 \cdot 8 \cdot 10^5} = 1335,2\text{mm}$$

# LEKTION 44

## 9.7. Modulabschlussstest

1. Betrachten Sie die folgende Abbildung und entscheiden Sie, welche der Aussagen richtig sind!



Die progressive Kennlinie bedeutet, dass zu einer zunehmenden Verformung eine immer größere Kraft erforderlich ist.

Eine progressive Kennlinie weist mehrschichtige Blattfedern, Tellerfedern mit einer bestimmten Anordnung sowie Kegelschraubenfedern auf.

Die degressive Kennlinie bedeutet, dass sich die Verformung bei einer zunehmenden Belastung reduziert.

Ein degressives Verhalten lässt sich bei Zugfedern sowie bei bestimmten geometrischen Ausführungen von Tellerfedern beobachten.

Je steiler die Kennlinie einer Feder ist, desto steifer ist die Feder.

Manche Federn haben eine unterschiedliche Verformungskurve bei Belastung bzw. bei Entlastung. Bei diesen Federn tritt während der Verformung eine Reibung auf.





2. Wählen Sie aus der folgenden Liste die richtige Definition der Federsteifigkeit aus!

Die Federsteifigkeit ist der Widerstand der Feder gegenüber einer Kraft.

Die Federsteifigkeit ist eine Kraftwirkung, die eine bestimmte Verformung pro Längeneinheit verursacht.

3. Markieren Sie die Definition(en), die für die Federkonstante zutrifft / zutreffen!

Die Federkonstante ist der Kehrwert der Federsteifigkeit.

Die Federkonstante ist der Quotient aus der Federlänge und dem Durchmesser.

Die Federkonstante ist der Kehrwert der Federkennziffer.

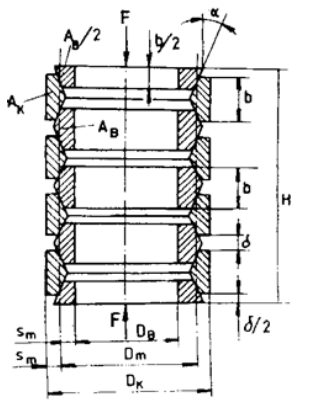
Die Federkonstante ist die Verformung der Feder, die durch eine Krafteinheit verursacht wird.

4. Nachfolgend können Sie zwei Definitionen von miteinander verbundenen Federn lesen. Ergänzen Sie diese, indem Sie die Bezeichnung der Verbindungsart einsetzen!

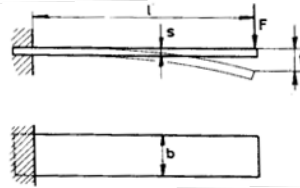
Bei einer .....Verbindung wirkt auf die Federn eine gleichmäßige Kraft, deshalb wird die Verformung in allen Federn gleich sein. Die resultierende Federsteifigkeit ergibt sich aus der Summe der einzelnen Federsteifigkeiten.

Bei einer .....Verbindung wirkt auf alle Federn die ganze Belastung, die resultierende Federkonstante ergibt sich aus der Summe der einzelnen Federkonstanten.

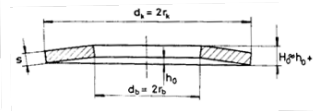
5. Ordnen Sie die folgenden Abbildungen den nachstehenden Aussagen zu!



(a)



(b)



(c)

Die Abbildung zeigt die einfachste Biegefeder, die Einblattfeder.

In der Abbildung sehen wir eine Ringfeder.

Die Abbildung zeigt eine rechteckige Tellerfeder.



6. Ordnen Sie die folgenden Aussagen den verschiedenen Federarten zu!

Sie wird hauptsächlich in Messinstrumenten und Uhren verwendet und wird vor Allem auf Biegung beansprucht.

Sie ist bei einer Druck- und Zugbelastung einsetzbar. Von den Beanspruchungen wird nur die Torsion berücksichtigt und als Torsionsmoment wird das im Querschnitt auftrende Moment betrachtet.

Sie kann große Kräfte aufnehmen. Sie kann selbständig, oder in einem Federpaket, einer Federsäule oder einer Federpaket-Säule eingesetzt werden.

- a) Tellerfeder.
- b) Schraubenfeder.
- c) Spiralfeder.

## Lösung

### 1.9. Aufgabe.

$$R_{eH} = 78 \frac{N}{mm^2}$$

←1.9. Aufgabe



## 1.12. Aufgabe.

$$d = 11,78\text{mm} \cong 12\text{mm}$$

⇐ 1.12. Aufgabe



## 5.2. Aufgabe. Ergebnisse:

$$T = 1695,6Nm,$$

$$D = 46mm,$$

$$v = 8,1mm(8mm),$$

$$l = 60mm.$$

[←5.2. Aufgabe](#)



### 5.3. Aufgabe. Ergebnisse:

$$T_m = 3200Nm,$$

$$D = 56mm,$$

$$v = 10,5mm,$$

$$l = 87,5mm$$

[←5.3. Aufgabe](#)



## 5.5. Aufgabe. Ergebnisse:

$$F_N = 26539N,$$

$$i = 6db.$$

←5.5. Aufgabe





## 5.7. Aufgabe. Ergebnisse:

$$T_m = 125 Nm$$

$$F_{a1} = 3125 N$$

$$\sigma = 95,1 \frac{N}{mm^2}$$

←5.7. Aufgabe



## 5.8. Aufgabe. Ergebnisse:

$$F_{t1} = 625N$$

$$\tau = 13,1 \frac{N}{mm^2}$$

←5.8. Aufgabe



### 5.9. Aufgabe. Ergebnisse:

$$T_m = 133Nm$$

$$d_{03} = 3,13mm$$

$$d_3 = 8,3mm$$

[←5.9. Aufgabe](#)



## 5.14. Aufgabe. Ergebnisse:

$$z = 4Stk.(3,809Stk.)$$

←5.14. Aufgabe



### 5.15. Aufgabe. Ergebnisse:

$$p = 1,116 \frac{N}{mm^2},$$

Es sollen also Lederstopfen verwendet werden.

[←5.15. Aufgabe](#)



### 5.17. Aufgabe. Ergebnisse:

$$F_{k1} = 4848,5N,$$

$$F_r = 45714,3N.$$

[←5.17. Aufgabe](#)



## 5.18. Aufgabe. Ergebnisse:

$$F_{ax} = 3615,6N.$$

←5.18. Aufgabe



## 5.20. Aufgabe. Ergebnisse:

nicht selbsthemmend,

$$\rho = 11,3^\circ$$

$$F_k = 5250N$$

[←5.20. Aufgabe](#)





**6.4. Aufgabe.**  $L = 864$ Millionen Umdrehungen,  $C = 63337N$ .

←6.4. Aufgabe



**8.3. Aufgabe.**  $d_1 = 54\text{mm}$ ,  $d_2 = 162\text{mm}$ ,  $d_{a1} = 60\text{mm}$ ,  $d_{a2} = 168\text{mm}$ ,  $d_{f1} = 46,5\text{mm}$ ,  $d_{f2} = 154,5\text{mm}$ ,  
 $d_{b1} = 50,74\text{mm}$ ,  $d_{b2} = 152,23\text{mm}$ ,  $a = 108\text{mm}$ ,  $p = 9,42\text{mm}$ ,  $s = 4,71\text{mm}$

[←8.3. Aufgabe](#)



## 8.5. Aufgabe.

$$p_b = 7,38\text{mm}, \quad d_{a1} = 78,5\text{mm}, \quad d_{a2} = 149\text{mm}, \quad s_1 = 4,29\text{mm}, \quad s_2 = 3,56\text{mm}$$

[←8.5. Aufgabe](#)



## 8.7. Aufgabe.

$z_1 = 16 < z_{lim} = 17$  mit Unterschnitt!,

$$x_{1lim} = 0,05882.$$

←8.7. Aufgabe



## 8.9. Aufgabe.

$$z_2 = 105, \quad x_2 = -x_1 = -0,2,$$

$$m_t = 4,6188\text{mm}, \quad p_t = 14,5103\text{mm}, \quad a = 323,316\text{mm},$$

$$d_1 = 161,658\text{mm}, \quad d_2 = 484,974\text{mm},$$

$$d_{a1} = 171,258\text{mm}, \quad d_{a2} = 491,374\text{mm},$$

$$d_{f1} = 153,258\text{mm}, \quad d_{f2} = 473,374\text{mm},$$

$$\alpha_t = 22,796^\circ, \quad d_{b1} = 149,031\text{mm}, \quad d_{b2} = 447,093\text{mm},$$



## 8.11. Aufgabe.

$z_{v1} = 17,15 > 17 = z_{lim}$ , deshalb liegt kein Unterschnitt vor!

←8.11. Aufgabe

