

KMT - Vorlesung

	1	Einführung	1
	2	Produktentwicklung	11
	3	Produkt & Produktprogramm	1
x	4	Grundlagen der Statik	1
x	5	Ermittlung der Spannungen	1
	6	Grundlagen der Gestaltung	1
	7	-II- der Antriebstechnik	1
	8	Übersicht Maschinenelemente	
	9	Klebverbindungen	1
	10	Lötverbindungen	1
	11	Schweißverbindungen	11
x	12	Schraubverbindungen	1
	13	Federn	1
x	15	Achsen und Wellen	11
x	16	Welle - Nabe - Verbindungen	11
	17	Lager	1
	18	Dichtungen	1
	19	Kupplungen	1
	20	Getriebe	1

1 Einführung

1.6 Konstruktionsarten

- Neukonstruktion (neues Lösungsprinzip)
- Anpassungskonstruktion (veränderte Randbedingungen; Neukonstruktion einzelner Teile und Baugruppen)
- Variantenkonstruktion (Größe und/oder Anordnung von Teilen und Baugruppen)

Häufigkeit
↓

1.7 Hilfsmittel und Methoden des Konstruierens (= informationstechn. Prozess)

- Qualität ↑ ; Durchlaufzeit ↓ ; Entwicklungs- & Konstruktionskosten ↓

(↘) Rechenunterstützung durch Programme wie CAD, FEM, EDM, Textverarbeitung etc.

► Methoden sollen...

- branchenunabhängig anwendbar sein
- erfindungs- und erkenntnisfördernd sein
- lehr- und erlernbar sein
- nicht zufallsbedingt Lösungen erzeugen
- Arbeit erleichtern und Zeit sparen
- Fehlentscheidungen vermeiden

2 Die Produktentwicklung

2.2.1.2 Analysieren der Markt-, Unternehmens- und Umfeldsituation



2.2.1.6 Anforderungsliste

- Forderungen müssen erfüllt werden
- Wünsche sollen -"- ; evtl. Mehraufwand zulässig
- Quantität (Anzahl, Stückzahl, Losgröße, Menge usw.); Leistung, Volumenstrom usw.) und Qualitätsaspekte (zulässige Abweichungen; besondere Anforderungen wie tropenfest, korrosionsbeständig usw.) formulieren

↘ Hauptmerkmale - Leitlinie Anforderungsliste (1-4) Geometrie (Größe), Ergonomie (Mensch-Maschine-Beziehung (Bedienung)), Recycling (Wiederverwertbarkeit), Termin (Lieferzeit), Gebrauch (Geräuscharm), Fertigung (gussfertig)

► Aufbau:

- evtl. Teilsysteme
- Anforderungen in Gruppen (techn.-physikalische, Fertigungstechn., wirtschaftl., Mensch-Produkt) aufteilen + Planungsdaten
- Quellen und Verantwortliche angeben
- Änderungen & Ergänzungen
- von Verantwortlichen genehmigen lassen

2.2.2 Konzipieren = prinzipielle Festlegung einer Lösung durch

- Abstraktion auf das wesentliche Problem
- Teil- & Gesamtfunktion
- Lösungsprinzipien und -varianten
- nach technischen und wirtschaftlichen Kriterien bewerten

↘ 4 Schritte (Wünsche weglassen, F., ..., Quantitative in qualitative, Problem

Abstraktion

↘ Funktionsstrukturen: Energie-, Stoff-, Signalfluss

↘ Gliederung in aufgabenspezifische, allgemein anwendbare und logische Funktionen

↘ Bsp. allg. anwendbare Funktionen: 1) Energie wandeln (el. → mech.)
2) Stoffe speichern (Lager) 3) Signale leiten (Datenübertragung)

wichtig beim Aufstellen von Funktionsstrukturen:

- mit Hauptfluss beginnen
- zeitliche und/oder logische Zusammenhänge suchen

2.2.2.3 Suche nach Lösungsprinzipien

- Konventionelle Hilfsmittel: Literaturrecherchen, Messungen, Analyse von Systemen
- intuitiv betonte Methoden: Brain-Storming; Methode 635
- diskursiv - "-": syst. Untersuchung d. physikal. Geschehens, ... schrittweises Vorgehen

↘ ➤ Ord nende Gesichtspunkte:

- Energiearten
- Wirkprinzipien
- Wirkgeometrie
- Wirkbewegung
- prinzipielle Stoffeigenschaften

↘ ➤ Zusammenhänge: Funktions - , Wirk - , Bau - , System -

! ↘ Begriff definitionen (1-3): Wirk...

2.2.2.4 Kombination der Lösungsprinzipien

- sinnvolle Kombination einzelner Teilfunktionen ergibt Gesamtlösung
- Hauptproblem: Erkennen von Verträglichkeiten / Unverträglichkeiten
- zudem: Auswahl der techn. & wirtschaftl. günstigsten Kombination

Bsp. ↘ → Ordnungsschema: Morphologischer Kasten

↘ 2.2.2.5 Auswählen geeigneter Kombinationen

Kriterium A - F; (+)(-)(?)(!)... Lösungsvarianten = Konzeptvarianten
A: mit Aufgabenstellung verträglich? B: Forderungen d. A: ist erfüllt? C: Realisierungschance gegeben? D: Zus. Aufwand zu erwarten? E: unmittelbare Sicherheitstechnik gegeben? F: im eigenen Bereich bevorzugt

2.2.2.6 Konkretisieren zu prinzipiellen Lösungsvarianten

↘ Hilfsmittel: Erfahrung, Diskussion, Simulation, Versuche, Literatur, Markt...

2.2.2.7 Bewerten nach technischen und wirtschaftlichen Kriterien

- Entscheidungsrelevante Eigenschaften ... - mind. 1 Kriterium aus jeder Hauptmerkmalgruppe
- Gewichtungsfaktoren festlegen (ggf.)
- quantitative Kenngrößen für Eigenschaften
- Bewerten: Punktbewertung (0-4)
- Gesamtwert: techn. (+ wirtschaftl.) Wertigkeit
- Vergleich der Varianten
- Bewertungsunsicherheit abschätzen
- Schwachstellenanalyse

wenn mind. 1x
„0“ fällt die
Lösungsvariante raus

➤ Technische Wertigkeit:
($0 \leq W_t \leq 1$)

$$W_t = \frac{\sum_{k=1}^n P_k}{\sum_{j=1}^n P_{id,j}} = \frac{P_1 + P_2 + \dots + P_n}{n \cdot P_{max}}$$

oder mit Gewichtungsfaktoren g_k :

$$W_t = \frac{g_1 \cdot P_1 + \dots + g_n \cdot P_n}{(g_1 + \dots + g_n) \cdot P_{max}}$$

Bewertung: $W_t > 0,8$ recht gut

$W_t \approx 0,7$ gute, aber punktuell verbessern

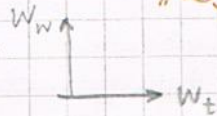
$W_t < 0,6$ unbefriedigend, auf jeden Fall verbessern!

► Wirtschaftliche Wertigkeit → Herstellungskosten H_{Variante}

$$W_w = \frac{H_0}{H_{\text{Variante}}}$$

mit $H_0 = 0,7 \cdot H_{\text{zulässig}} = 0,7 \cdot H_{\text{Minimum}}$ (billigste Variante)
 „Vergleichskosten“

Wertigkeitsdiagramm:



Merke: je größer der Abstand zum Ursprung, desto größer die Wertigkeit

2.2.3 Entwerfen

→ Grundsätzlich:

Qualitativ → Quantitativ
 Abstrakt → Konkret
 Grobgestaltung → Feingestaltung

→ Überprüfungs- und Korrekturschritte mit Checkliste „Leitlinie mit Hauptmerkmalen beim Gestalten“: Funktion, Wirkprinzip, Auslegung, Sicherheit

2.2.4 Ausarbeiten

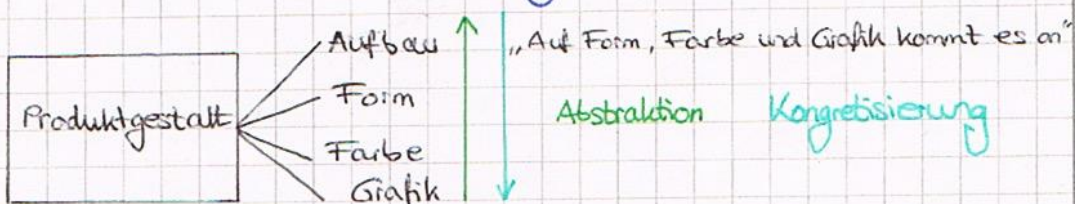
• Erstellung aller Unterlagen für Herstellung, Montage, Vertrieb, Transport und Betrieb des Erzeugnisses, wie z.B.

- Gesamt- und Gruppenzeichnungen
- fertigungsgeeichte Einzelteil- und Fertigungszeichnungen
- Zusammenbauzeichnungen, Explosionszeichnungen
- Stücklisten

→ Produktdokumentation

3 Produkt und Produktprogramm

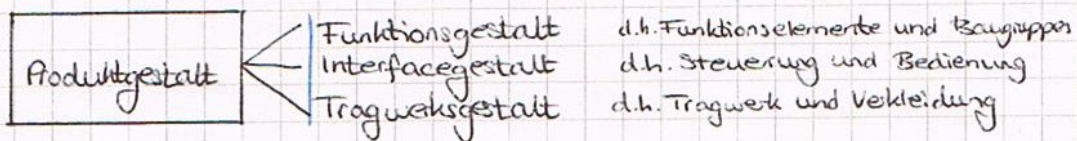
→



→

räumliche Aufbau Typen (L-, V-, T-, Z-, C-Gestalt etc.)

→



FIT

→

Beispiel Produktbeschreibung Schlagbohrmaschine: Produkt/Maschine, Hauptgruppen, Baugruppen, Einzelteile/Maschinenelemente

3.3 Produktprogramm

- besteht aus Produkten gleicher Zwecksetzung von einem Hersteller (mind. 2)
- Elemente nennt man Produkt- oder Designvarianten

→ Baureihe: Größenbaureihe zw. kleinster und größter Baugröße, die durch Verkleinerung (Miniaturisierung) oder durch Vergrößerung (Monumentalisierung) aus einem sog. Mutterentwurf entsteht.

Größenänderung = Stufensprung γ (Normungszahlen)

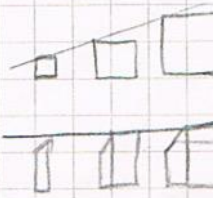
unterscheide: a) total ähnliche B. $H_2 = P \cdot H_1$; $H_3 = P \cdot H_2 = P^2 \cdot H_1$
 $B_2 = P \cdot B_1$; $B_3 = P \cdot B_2 = P^2 \cdot B_1$

b) Teilähnliche B.

$B_2 = -$

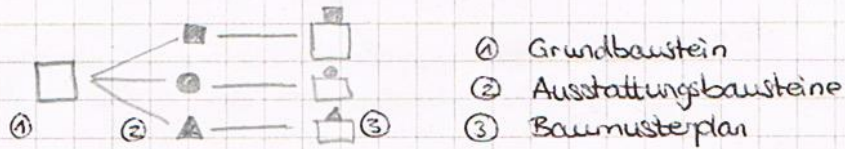
ABER $H_1 = H_2 = H_3 = \text{konst.}$

oder umgekehrt

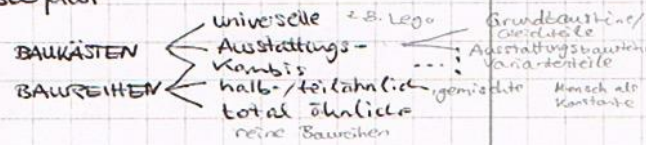


→ **Baukasten**: aus einem Grundbaustein und variablen Bausteinen
(sog. **Ausstattungsbausteine** / **Variantenteilen**)

- erfüllen durch hohen Gleichanteil gleichzeitig fertigungstechnische und wirtschaftliche Kriterien



↘ **Lösungsprinzipien für Produktprogramme:**



6 Grundlagen der Gestaltung

- **eindeutig** (Erfüllung d. technischen Funktion)
- **einfach** (wirtschaftliche Realisierung)
- **Sicher** (Sicherheit für Mensch und Umgebung)

→ **prinzipielle Vorgehensweise**: von „innen“ nach „außen“; mit aktiven inneren Teilen beginnen; **bester Kompromiss** zw. Anforderungen & Lösungsmögl.

• Funktionsgerecht

- unnötige Bearbeitung & Werkstoffaufwand vermeiden
- einfach

Montagegerecht

- leicht & ohne besondere Hilfsmittel
- (auch Demontage) → Reparatur & Wartung, Recycling

Festigungsgerecht

- Kraftfluss, Korbwirkung • Werkstoffwahl
- Lebensdauer

Fertigungsgerecht (Kosten & Werkstoff)

- einfach • Toleranzen • Vereinheitlichungen • kostengünstig

GESTALTUNG

Gestaltungs- oder Formelemente

- aus einfachen geom. Formen → Grund: translatorische & rotatorische Relativbewegungen von Werkzeug und Werkstück • spanlos • Normzahlen

→ **praktisches Vorgehen**:

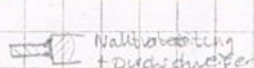
1. Hauptabmessungen (Normzahlen!)
2. Skizze
3. Werkstoff & Vortsch. über Fertigung
4. Gefährdete Querschnitte & kritische Beanspruchungen
5. Festigkeitsberechnung → Dimensionierung
6. Skizze überarbeiten
7. Fertigung abklären
8. Kritik
9. → **Endgültige Zeichnung** bei 2. beginnen

6.2 Kraftfluss = in sich geschlossenes System

- bevorzugt **kürzesten Weg** • lässt sich nur **widerwillig verdrängen**
- **Umleitung** erhöht **Beanspruchung** ↑
- **symmetrische Formen** bevorzugen

6.2.3 Korbwirkung → Spannungspitzen

1. **Außer Kerben**: Ausrundungsradius so groß wie möglich! / Entlastungskeile
△ Oberflächenrauigkeit; K. in Gest. mit geringer Beanspruchung legen
2. **Innere Kerben** (v.a. bei dynamischer B.); auch Fehlstellen & Einschlüsse



6.3 Gießen

- größte Freiheit bei Formgestaltung • einfachstes & ältestes Verfahren für metallische
- Nachteil: Herstellung der Form aufwändig → Einzelteile teuer

Gießverfahren: (Formmaterial)

- 1) Guss mit verlorenem Modell in verllorener Form (Sand, Lehm, Ton)
- 2) Guss mit wiederverwendbarem Modell in verllorener Form (Lehm)
- 3 Guss in wiederverwendbarer Form, **Kokille** (Grauguss)
- 4) Druckguss in wiederverwendbarer Form (Stahl) **Anw.** für Nichteisemetalle

→ **prinzipieller Formaufbau**: Unter- und Oberkasten; (teilw. Losteile: Rieg/Schilde)

Steiger



zur Luftentweichung (oben)

Anguss



Füllung (unten)

6.3.3.1 Eisenmetallische Gusswerkstoffe → Vor- und Nachteile!

- 1) **Gusseisen** (Kohlenstoffgehalt ca. 2,4 - 4,0% → hoch)
- 2) **Grauguss** GJ (GG) oder GJL (GGL) (mit Lamellengraphit)
- 3) **Temperguss** weißer T. GJMW (GTW) oder schwarzer T. GJMB (GTS)
- 4) **Sphäroguss** GJS (GGG): Grauguss mit Kugelgraphit
- 5) **Stahlguss** GE (GS) (Kohlenstoffgehalt ca. 0,1 - 0,5% → niedriger)

6.3.3.2 Nichteisenmetallische Gusswerkstoffe

- praktisch alle Nichteisenmetalle, insbesondere sog. **Buntmetalle**
- häufigster: **Alu-Legierungen** • zunehmende Bedeutung: **Magnesium**

6.3.3.3 Kunststoffe → Spritzgussverfahren

- vorwiegend **amorphe** (PS, PC, PVC, ...) und **teilkristalline** (PE, PP, PA 6) **Thermoplaste**

Modell und Form: günstige Kosten

→ ausreichend **Formschrägen** (B:H)

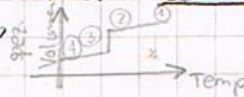
- Fehlgüsse meiden!

1:100 bei Kokillen & Spritzguss
1:50 bei hohen Flächen
1:3 bei niedrigen Äugen

Graphik: ① Gussstück, Kernmarken, -kosten, Form ... ② Mehrfachteilung: besser / schlechter

- erzielbar kleinste **Wandstärke** abhängig von: Fließvermögen d.W. & Genauigkeit d. Form
- erzielbare **Maßgenauigkeit** ist Funktion d. **Schrumpfverhaltens** d.W. - !!

~ Volumenkontraktion beim Abkühlen



e) Bindenähte

- beim Spritzgießen → Festigkeitsminderung (Fließfronten verbinden sich nicht richtig)

Folgen untersch. schneller Erstarrung

d) Orientierungen

- besser: **Anschnitt** (Anguss) an Schmalseite →

c) unterschiedl. Gefüge

- 1) bei metallischen Gusswerkstoffen: langsamere Abkühlung begünstigt Graphitabscheidung 2) bei Kunststoffen: schnelle - !! → teilkristallin

a) Lunker

- Innenlunker / Außenlunker
- Abhilfe: u.a. Steiger zu **Speiser** ! vergrößern; **Schreckplatten**

b) Eigenspannungen

- Verzug • Abhilfe: Erwärmung/Vibration

- ~ Prinzip der konstanten Wandstärke → **Hewesche Kreise** ($\frac{D}{d} < 1,6$)
- Wandverstärkung durch **Rippen** • Materialanhäufung meiden!

6.3.4.5 Gestaltungsregeln bzgl. Werkstoff und Beanspruchung

- Grauguss: bevorzugt Druckbeanspruchung • Querschnitt an B. anpassen
- Torsion: geschlossene Qu. → Biegung: I-Qu. (Rippen $\frac{s}{S} = 0,6$ zur Stabilisierung der Querte)
- Krafteinleitungsstellen verstärken (aber: durch Übergänge mildern!)
- Festigkeit & E-Modul beachten
- (Bsp. Deckel aus Alu mehr Schrauben als einer aus Stahl)

6 ... bzgl. der Bearbeitung

- Berührflächen: **Passflächen** (relativ zueinander in Ruhe / **Gleitflächen** (... bewegt))

→ **spanende Bearbeitung**: (Vor- und Nachteile) - Methoden

1) Abarbeiten von Klappen

2) Einarbeiten von bearbeiteten Flächen

3) Abarbeiten eigens am Gussstück vorgesehener vorspringender Bearb.-flächen

7 Grundlagen der Antriebstechnik

Aufgaben: • Erzeugung und Übertragung mechanischer Arbeit

• Leistungsübertragung mit oder ohne Drehzahl- und Drehmomentumwandlung

Bsp. Antriebssystem



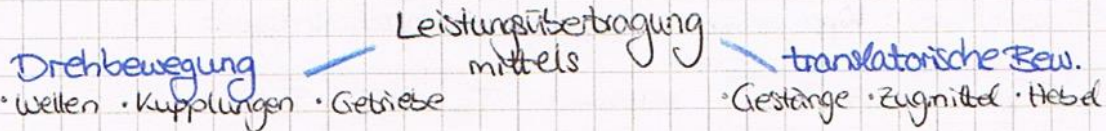
Kraftmaschine: wandelt eine Energieform (therm./elekt.) in mechanische E./Arbeit um

Arbeitsmaschine: Umwandlung der zugeführten Energie in andere oder Umformung oder Transport eines Stoffes → ersetzt menschl. Arbeitskraft

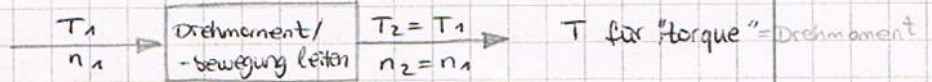
Getriebe: Übertragung zw. einzelnen drehenden Maschinenteilen

Ziele: 1) Drehzahländerung (Drehm. ändert sich) 2) Drehmomentänd. (Drehzahl-)

Kupplungen: Baueinheiten, die Drehmoment von einer Welle auf andere übertragen

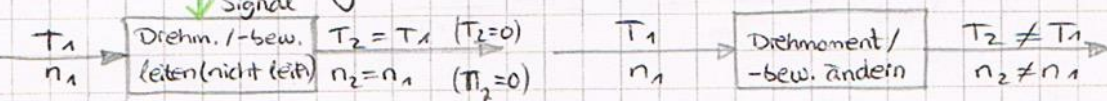


→ Funktion einer Welle



... schaltbare Kupplung

... eines Getriebes

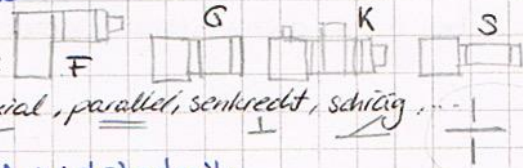


↳ Bsp.

7.1.3 Funktionsgestalt und Baustruktur

• formale Aufbautypen von Getriebemotoren:

↳ verschiedene Achslagen von Wellen: koaxial, parallel, senkrecht, schräg



FSK Getriebe

senkrecht/parallel Achsen schneiden sich nicht

7.2 wichtige physikalische Größen der Antriebstechnik

60 s → 360 min

Leistung **P** [Watt]
Drehmoment **T** [Nm]

Drehzahl **n** [s⁻¹]
Winkelgeschw. **ω** [s⁻¹]

$$P = T \cdot \omega \quad T = \frac{P}{\omega} = \frac{P}{2\pi n}$$

wenn in 1 min durch 60 teilen

Wirkungsgrad

$$\eta = \frac{P_N}{P_N + P_V}$$

< 1, was rauskommt / was man reinsteckt

P_N : Nutz-/Abgabeleistung
 P_V : Verlustleistung

→ **Nennbetrieb** = Betriebsart, die dauerhaft bzw. über geplante Nutzungsdauer schadensfrei betrieben werden kann

→ An- und Abfahren der Prozesse: dynamisch; höhere Leistungen & Belastungen

→ Dauerbetrieb: Dimensionierung nicht nur unter Berücksichtigung der Nenngrößen

• Nennmoment $T_{nem} = T_A + T_V$ T_A : Arbeitsmoment T_V : Verlustm.

• Leerlaufbetrieb $T_A = 0$; aber $T_L < T_V$ (Leerlaufverlustmoment)

Merke: Arbeitsmoment sowie Verlustmoment können drehzahlabhängig (Bsp. Hebezeug) oder drehzahlunabhängig (Bsp. Werkzeug-/Strömungsmaschine) sein. Bei T_V genaue Angaben nur über Messungen

→ **Leistungsgewicht**

• bei Verbrennungs-kraftmaschinen

$$\text{Leistungsgewicht} = \frac{\text{Gerätemasse} [\text{kg}]}{\text{Abgabeleistung} [\text{kW}]}$$

~ bei Kraftmaschinen * Leistungseinheit * Gewicht pro... Bsp. kg/ps

• bei Elektromotoren

$$\text{Leistungsgewicht} = \frac{\text{Abgabeleistung}}{\text{Gerätemasse}} = \left[\frac{\text{W}}{\text{kg}} \right]$$

- ! $\rightarrow$ Antriebs- und Lastkennlinie; Drehmoment-Leistungs-Kennlinie
 nutzbares Drehzahlband = Differenz aus max. Leistung $\rightarrow$ max. Drehmoment
 $\rightarrow$ Beispiele für Kennwerte von Elektrowerkzeugen

7.3 Anfahrvorgänge

Beschleunigungsmoment $T_B = \text{⊗} \cdot K = \text{⊗} \cdot \frac{d\omega}{dt}$

⊗: Massenträgheitsm.
 aller zu beschl. Drehmassen
 α : Winkelbeschleunigung

Anfahrmoment: $T_{\text{Anf}} = T_B + T_A + T_V$

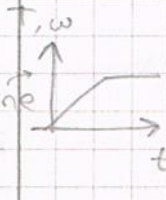
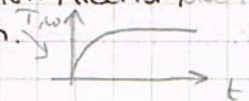
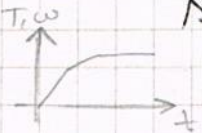
- Verlustmoment kann hier wesentlich höher sein
 - Losbrechmoment beachten
 - Anlauftriebwerk erheblich höher ($\mu \approx 0,15$) $\rightarrow$ kritisch bei gleit gelagerten Maschinen
 - Drehmoment-Drehzahl-Charakteristik des Motors entscheidend
- 2 $\rightarrow$ Kennlinie: Kippmoment; Synchronwinkelgeschwindigkeit, ...

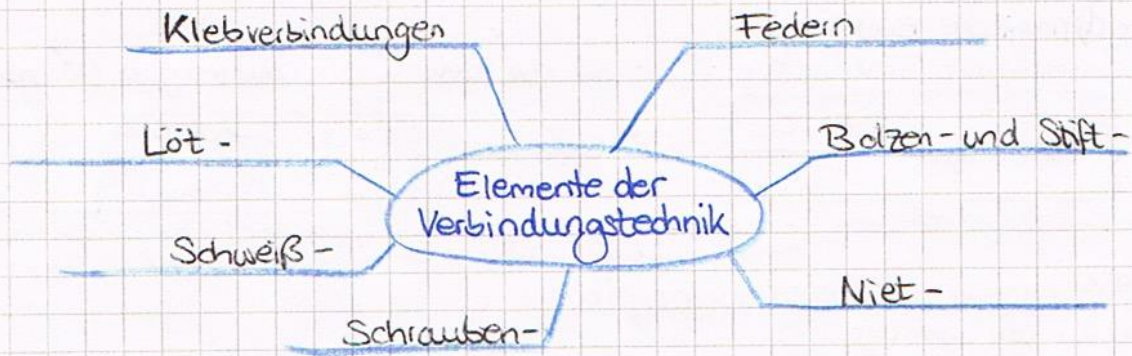
$T_K = 2 \dots 2,7 \cdot T_{\text{nenn}}$ Mittelwert: $T_m = \frac{T_0 + T_K}{2}$

Anfahrzeit t_{Anf} = Zeit vom Stillstand der Arbeitsmaschine bis zur Betriebsdrehzahl (Nenn-drehzahl n_{nenn})

Herleitung $t_{\text{Anf}} = \text{⊗} \frac{\omega_{\text{nenn}}}{T_m} = 2 \cdot \text{⊗} \frac{\omega_{\text{nenn}}}{T_0 + T_K}$

- $\rightarrow$ Anfahrvorgang bei drehzahlstabilem Motor und konstanter Arbeitsmaschine
- ... bei drehzahlstab. Motor und drehzahlstab. Arbeitsm.
 - ... bei nicht drehzahlstab. Motor und konst. Arbeitsm.





9 Klebverbindungen

- unlösbar / bedingt lösbar
- häufig in Kombi mit anderen Verb.-techniken
- **Stoffschluss** durch **Adhäsion** (= Bindungskräfte zwischen Fügeteilen und Klebschichten) und **Kohäsion** (= molekulare B.-k. in der Klebschicht)
- Herstellung: dünne Klebschicht; Einwirken von Druck, auch Wärme;
besondere Verbindungsart: Verkl. von Thermoplasten durch Anlassen
- Unterscheidung der Klebstoffarten nach:
 - 1) Herstellung d. verwendeten Grundstoffe
 - 2) Eignung für bestimmtes Klebverfahren
 - 3) Verarbeitungstemperatur
 - 4) Aussehen
 - 5) Liefersform
 - 6) Verwendungszweck



↙ Versch. Klebstoffe

Zeiten: **Topf-**, **Wartezeit** (offen, geschlossen), **Abbindezeit**

Festigkeiten: niedere, mittlere, hohe Bindefestigkeit

- **Zugschleifkraft** < 5 MPa ; 5-10 MPa ; > 10 MPa
- beeinflusst durch Temp., Wasser, Öl, Treib- & Lösungsmittel

→ Beanspruchungsarten: **Scherspannung**, **Zugspannung**, **Schälspannung** } Klebfläche entscheidend
} nur Breite der Klebung entsch.

- Klebfuge in Beanspruchungsrichtung
- nicht auf Zug, sondern auf Scherung beanspruchen

1) Zug:
$$\sigma_k = \frac{F}{b \cdot l_{\text{Ü}}} \leq \sigma_{\text{zul}} = \frac{R_m}{S_k}$$
 vom Klebstoff
l_Ü: Überlapplänge; $S_k \approx 1,5-3,5$

→ überschlägig:
$$l_{\text{Ü}} \approx 0,1 \cdot R_{p0,2} \cdot t$$
 bzw. (10...20t)

allgemein:

$$S = \frac{\tau_{\text{zul}}}{\tau_{\text{Br}}}$$

$R_{p0,2}$ = Streckgrenze d. Grundwerkstoffes ; t = Blechdicke

2) Scherung:
$$\tau_k = \frac{F}{(b \cdot l_{\text{Ü}})} \leq \tau_{\text{zul}} = \frac{\tau_B}{S_k}$$
 Scherfestigkeit d. Klebstoffes (aus Tabelle)

→ ungleichmäßige Spannungsverteilung

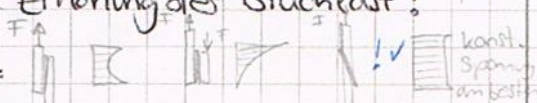
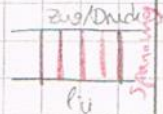
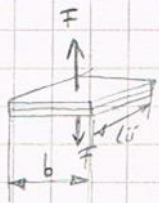
→ Erhöhung der l_Ü → unproportionale Erhöhung der Bruchlast!

→ Prinzip der abgestimmten Verformung:

3) Schalen:
$$\sigma'_k = \frac{F}{b \cdot E_H} \leq \sigma'_{\text{zul}} = \frac{\sigma'_{\text{abs}}}{S_k}$$
 σ'abs: absolute Schälfestigkeit (Tabelle)

→ ungünstigster B.-fall → konstruktiv vermeiden

* bis 45°...100 °C (je nach Klebstoff) fast konstant; dann Abfall; > 200 °C werden die meisten Klebstoffe zerstört (**Zersetzungstemperatur**)



→ dynamische Belastung
• reduzierte Festigkeiten

• zul. dyn. Spannung für Dauertfestigkeit (10^7 Lastspiele)

$$\tau_{k, \text{zul dyn}} = \frac{v \cdot \tau_B}{S_k}$$

v : Lastfaktor

$$\begin{cases} = 0,3 & (\text{wechselnd}) \\ = 0,65 & (\text{schwellend}) \\ = 1 & (\text{ruhend}) \end{cases}$$

↗ Klebstoffeigenschaften: Bauteilwerkstoff; Beanspruchung; Spaltbreite, Aushärtung mit Aktivator/Lufttrocknung etc./ UV-Strahlung/Luftabschluss/-; Temp.-bereich

9.4 Allgemeine Gestaltungsregeln

1) nur auf Scherung

2) große Klebflächen

3) kleine Klebfilmstärke ($\sim$ da Adhäsion > Kohäsion)

4) Schälbeanspruchung durch vergrößerte Klebflächen und Aussteifungen abschwächen

5) Festigkeitssteigerung durch Falze und Nuten

6) Klebverbindung bewährt bei Wabenkern- oder Sandwichplatten-Bauweise

↗ Verringerung der Schälgefahr; Stöße (auch: Winkel-)

→ Vorbehandlung der Oberflächen

• Reinigung etc. Rauigkeit?

↗ Vor- und Nachteile Klebverbindungen!

10 Lötverbindungen

- thermisches Verfahren zum stoffschlüssigen Fügen und Beschichten von Werkstoffen

Solidustemperatur: Temp., bis zu der ein Stoff vollständig erstarrt ist

Liquidustemperatur: Temp., bis zu der ein Stoff vollständig flüssig ist

Spannung bis zu 30°C

- **Schmelzlöten:** Verb. d. Teile ist Grenzflächenwagang und beruht auf **Kohäsion** und **Adhäsion**
- **Lot:** Zusatzwerkstoff aus Metalllegierung oder reines Metall in Form von Drähten, Stäben, Blechen, Bändern, Stangen, Pulvern, Pasten oder Formteilen

→ Einteilung nach Liquidustemperatur der Lote:

1) **Weichlöten:** $< 450^\circ\text{C}$

2) **Hartlöten:** $> 450^\circ\text{C}$

3) **Hochtemperaturlöten:** $> 900^\circ\text{C}$ (flussmittelfreies Löten unter Luftabschluss (Vakuum, Schutzgas) → verhindert Oxidation)

10.2 Lötvorgang

1. **Lötflächen reinigen** → **Fettfreiheit!**

2. **Rautiefe** in Oberflächen: 0,05 bis 0,5 mm

↳ zu glatt: Schwierigkeiten bei Benetzung

↳ zu rau: negative Auswirkung bei Ausnutzung des Kapillareffekt

3. **Flussmittel** (= nicht metallische Stoff) → beseitigt Oxide von der Lötfläche und verhindert deren Neubildung

4. **Erwärmung** der zu verbindenden Teile mit Lötkolben, -brenner, -ofen, -bad oder mittels elektr. Widerstands- und Induktionsheizung

5. **Fugeteile in engen Kontakt bringen** → **Kapillarspalt**

→ Vorteilhaft für Verbindungen, die folgende Anforderungen erfüllen sollen:

- kleine el. Übergangswiderstände
- dicht für Flüssigkeiten & Gase
- bedingte Lösbarkeit
- selbstständiges Lösen bei vorher festgelegter Temp. & Spannungen

- unter bestimmten Voraussetzungen auch: Glas @ Glas
Keramik @ Keramik; Kombinationen mit Nichtmetallen

10.3 Berechnung

- rechnerisch gleiche Bruchkraft wie beim beanspr. Bauteil anstreben

Δ **Festigkeit** nimmt mit **Dauer** der **Belastung** **ab**!

- **Löte kriechen**

1) **Zug:** vermeiden!

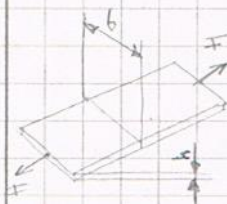
$$\sigma_{z,d} = \frac{F_{zd}}{b \cdot h} \leq \sigma_{zul} = \frac{v \cdot \sigma_{ab}}{S_L}$$

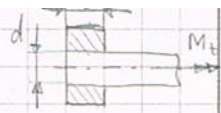
v : Lastfaktor $v \approx 0,5 \dots 1$ S_L : Sicherheit Lötverb. $S_L \approx 1,25 \dots 4$

2) **Scherung:** vorzugsweise

$$\tau_s = \frac{F}{b \cdot l_i} \leq \tau_{s,zul} = \frac{v \cdot \tau_{ab}}{S_L}$$

$$v = \begin{cases} 0,5 & \text{(wechselnd)} \\ 0,75 & \text{(schüttelnd)} \\ 1 & \text{(ruhend)} \end{cases}$$





3) Torsion

$$\tau_t = \frac{2 \cdot M_t}{d^2 \cdot \pi \cdot l} \leq \tau_{s,zul} = \frac{\nu \cdot \tau_{ab}}{S_L}$$

Tabelle $\rightarrow$
 τ_{ab} τ_{as} etc.

$\rightarrow$ um Faktor 10x fester als Kleben

10.4.1 Allgemeine Gestaltungsregeln

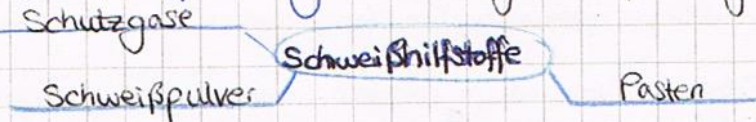
- Überlappungen oder Laschen $\rightarrow$ günstige Schubbelastungsfall
- Spalte und Fugen so, dass Kapillarwirkung
- freier Austritt für Flüssigkeitsreste und Gase
- Oberflächen so, dass Lotfluss erleichtert.

$\rightarrow$! $\rightarrow$ Spalte, Winkel, Übergänge, Stöße, ... (ungünstig, günstig) Prüfung!

$\rightarrow$! $\rightarrow$ Vor- und Nachteile

11 Schweißverbindungen

- Anwendung von Wärme und/oder Kraft mit/ohne Schweißzusatz
- unlösbar, stoffschlüssige Verbindung → Auftrennung ohne Beschädigung nicht möglich



11.1 Einteilung der Schweißverfahren

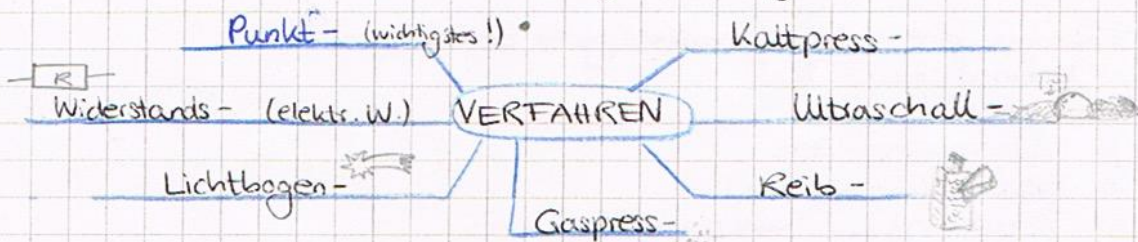


Merke: Schweißen hat das Nieten vielfach verdrängt; meiste Werkstoffe heute durch Technologien (bspw. Entkohlern) schweißbar & es existieren punktuell beherrschbare Energiequellen → häufigstes Fügeverfahren für unlösbar Verbindungen

- + komplizierte Teile bis zu größten erforderlichen $\varnothing$
- + Schweißen bei Montage auf Baustelle oder Aufstellungsort möglich (Brücken etc.)
- + leichter als vergleichbare geschraubte, genietete oder gegossene Konstruktionen
- gute Alternative zum Gießen (pro - contra)
 - Wahl der Formelemente, Wandstärken, vollständig geschlossene Hohlräume, Abmessungen, Gewicht)
 - durch Maßstäbe begrenzt
 - durch Maßstäbe begrenzt
 - durch Maßstäbe begrenzt

11.3.1 Pressschweißen

→ Werkstoff wird an Verbindungsstelle bis dicht an Solidustemperatur erwärmt und dann durch Zusammenpressen eine innige Verbindung hergestellt



11.3.2 Schmelzschweißen

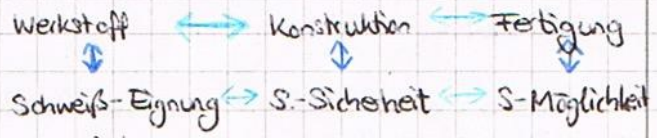
→ räumlich eng begrenzte Wärmezufuhr → Grundwerkstoffe der zu verbindenden Teile und i. d. R. erforderlicher Verbindungswerkstoff werden zum Schmelzen & Zusammenfließen gebracht

- ohne Kraft
- mit oder ohne Schweißzusatz
- Naht entsteht durch fortschreitende Bewegung der Wärmequelle & kontinuierlicher Zuführung des Zusatzwerkstoffes



11.4 Schweißbarkeit

= positives Zusammenwirken von



• wichtigstes: Wahl des Werkstoffes; schweißbar ^{sind} im Prinzip alle W., die schmelzbar sind

► Probleme, die die Güte der Verbindung mindern: (unsachgemäßes Arbeiten, falsche Voraus.)

- Versprödung ^{durch zu hohe Asch.} • Rissbildung ^{durch zu hohe Wärm.} • chem. Reaktionen (Oxidation, Reduktion)
- Blasen- und Fehlstellenbildung • Rumpflosigkeit statt teigiger Zustand

► positive Beeinflussung durch Sondermaßnahmen:

- Vorwärmen • Legierung • Unterlegen mit Kupfer- oder Kohleplatten
- Flussmittel • Schutzgas • Vakuum

Schweißbarkeit der Stähle: gut schweißbar, wenn...

1) ... $< 0,3\%$ Kohlenstoff

2) ... $< 0,5\%$ Silicium

↘ Tabelle (bedingt/gut/schweiß/sichere Stähle)

11.5 Stoßformen

- aus räumlicher Anordnung der zu verschweißenden Bauteile
- haben Einfluss auf: Ausführung & Festigkeit der Naht; erforderliche Nahtvorbereitung (Bearbeitung der Verbindungsfächen)

↘ Grundformen: Stumpf-, T-, Eck-, Parallel-, Überlapp-, Kreuz-, Schräg-, Winkelstumpf-, Laschen-, Mehrfach-

↘ Grundzeichen & Zusatzzeichen

↘ Symbolische Darstellung in Zeichnungen (Pfeil-, Grundseite, Lage der Bezugslinie, ... des Symbols, Gabel, 1) Prozess 2) Bewertungsgruppe 3) Arbeitsposition 4) Zusatzwerkstoff, Ringsumnaht

11.6 Berechnung von Schweißverbindungen

- spezifische Werkstoff-, Beanspruchungs- und Fehlerzustände
↳ Ursache: thermische Beeinflussung des Nahtbereichs
- Zustände äußerst inhomogen und komplex → nicht reproduzierbar

► Faktoren, die Schweißnahtfestigkeit beeinflussen:

- 1) Einbrandkerben
 - 2) Lunker
 - 3) Schlackeneinschlüsse
 - 4) Blasen (an Oberfläche)
 - 5) Ketwirkung aus Naht- und Stoßform
 - 6) Werkstoffveränderung durch Wärmeeinwirkung (bspw. spröde werden)
- Festigkeitsminderungen durch Versuche ermittelt

↘ Regelwerke Bsp. Krane: Haupt- (H) (Hub-, Schütt-), Zusatz- (Z) (Wind-, Schnee-), Sonderlasten (S) (Kipp-, Prüf-)

• PKM-Richtlinie: für Eisenwerkstoffe

• für Druckbehälter (EN-Norm 13445)

• Normen für Nichtisenmetalle (DIN 952)

v.a. für Stahlbau; im Maschinenbau: Verfahren von Niemann und Langenbeck (modifiziert)

► Nennspannungsberechnung aus

- 1) vorhandener äußerer Lasten
- 2) da daraus resultierenden Schnittgrößen in der Nahtquerschnitten
- 3) Nahtanordnung
- 4) Nahtabmessungen

11 Schweißnahtberechnung

11.6.2.1 Schweißnahtabmessungen

	Stumpfnähte	Kehlnähte
a: Nahtdicke	$a = t$ (kleineres t)	$a_{\min} \geq (\sqrt{t_{\max} - 0,5}) \geq 3\text{mm}$ bei dicken Blechen: $a_{\max} \leq 0,7 \cdot t_{\min}$
l: Nahtlänge	$l = L - 2a$ = Endkraterabzug bei Auslaufblechen $l = L$	$l_{\min} \geq 6a \geq 30\text{mm}$ Endkraterabzug* bei $l \leq 15a$! ↳ nicht bei geschlossenen Nähten

* insbesondere

11.6.2.2 Einzelspannungskomponenten

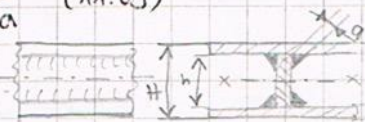
Bei Vollprofilen nur Quernähte

- bei Halsnähten an Biegeträgern: Schub- und Normalspannungen
↳ durch Übertragung der Biegespannung in Güte

$$\sigma_w = \frac{M_b}{I_x} \cdot \frac{h}{2} \quad (11.08)$$

$$\tau_w = \frac{F_q \cdot S}{2 I_x \cdot a} \quad (11.09)$$

I_x : Flächenträgheitsmoment d. gesamten Querschnitts
 S : statisches Moment der Gutfläche



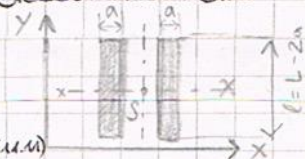
"to weld"
= schweißen

- falls Schweißverbindung aus mehreren Nähten $\Rightarrow$ Gesamtnahtbild

Gesamt...

1) ... Querschnittsfläche: $A_i = a_i \cdot I_i \quad (11.10)$

$$A = \sum_i A_i = \sum_i a_i \cdot l_i \quad (11.11)$$



2) ... Schwerpunkt:

$$x_s = \frac{\sum_i x_i \cdot A_i}{\sum_i A_i} \quad (11.12)$$

$$y_s = \frac{\sum_i y_i \cdot A_i}{\sum_i A_i} \quad (11.13)$$

3) axiale Haupt-Flächenmomente 2. Ordnung:

$$I_{x,s} = \sum_i I_{x,i} + \sum_i (y_i - y_s)^2 \cdot A_i \quad (11.14)$$

Steinersche Satz

$$I_{y,s} = \sum_i I_{y,i} + \sum_i (x_i - x_s)^2 \cdot A_i \quad (11.15)$$

Merke: kein Endkraterabzug bei Flächen- und Widerstandsmomentenberechnung

- Belastungsarten

► Zug: $\sigma_z = \frac{F}{A} \quad (11.16)$

► Torsion: $\tau_t = \frac{M_t}{W_t} \quad (11.21)$

► Biegung um y-Achse, Schub in x-R.: $\sigma_b = \frac{M_b}{W_{by}} \quad (11.19) \quad \tau_q = \frac{F}{A} \quad (11.20)$

► Biegung um x-Achse, Schub in y-R.: $\sigma_b = \frac{M_b}{W_{bx}} \quad (11.17) \quad \tau_q = \frac{F}{A} \quad (11.18)$

► Biegung: $\sigma_b = \frac{M_b}{I_x} \cdot \frac{h}{2} \quad (11.22) \quad \tau_q = \frac{F \cdot S}{2 \cdot I_x \cdot a} \quad (11.23)$ siehe oben

11.6.2.3 Vergleichsspannungen

(11.24)

↳ mehrachsiger Spannungszustand

(11.31)

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

bei spröden W.-NH: $\sigma_{vw} = \frac{1}{2} \cdot (\sigma_w + \sqrt{\sigma_w^2 + 4 \tau_w^2})$ mit $\tau_w \leq 0,58 \cdot R_m \quad (11.25)$

11.6.2.4 Festigkeitsnachweis bei vorwiegend ruhender Belastung

$$\underline{FB}: \sigma_w \leq \sigma_{wzul} = v_1 \cdot v_2 \cdot \frac{R_e}{S} \quad (11.29)$$

$$\tau_w \leq \tau_{wzul} = v_1 \cdot v_2 \cdot \frac{R_e}{S} \quad (11.30)$$

$$\sigma_{vw} \leq \sigma_{vwzul} = v_{x1} \cdot v_2 \cdot \frac{R_e}{S} \quad (11.32)$$

Mit v_1 : Beiwert für stat. Belastung, der B.-art berücksichtigt
 v_2 : Beiwert, der Nahtgüte berücksichtigt
 v_{x1} : ... des vorherrsch. SPZ

Nahtform	Belastungsart	v_1
Stumpfnähte	Zug/Druck, Biegung	1,0
	Schub	0,8
Kehlnähte	Zug/Druck, B., Schub	0,8

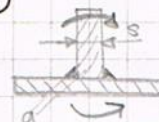
Nahtgüte	v_2
nachgewiesen	0,8 ÷ 1,0
nicht nachgewiesen	0,5

wichtig weitere Definitionen für die Anwendung der v_1 -Beiwerte

1) v_1 -Beiwert für Biegung, wenn Biegung um Nahtlängsachse $\hat{=}$

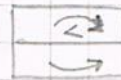


oder

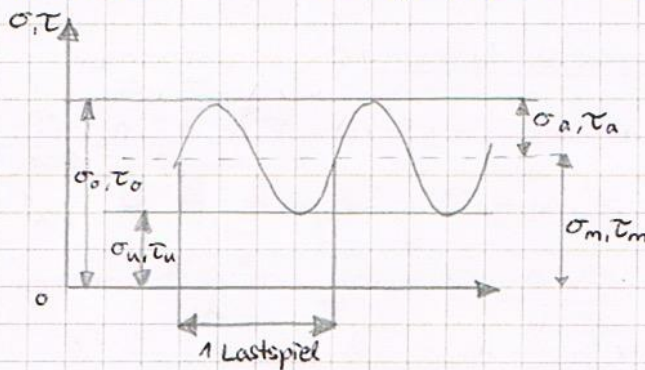


$s \leq 4 \cdot a$ (sonst Zug/Druck)

2) v_1 -Beiwert für Zug/Druck, wenn



11.6.2.5 -" - bei dynamischer Belastung



σ_m, τ_m : Mittelspannung

σ_a, τ_a : Spannungsamplitude

σ_u, τ_u : Unterspannung

σ_o, τ_o : Oberspannung

$$\sigma_a = \frac{\sigma_o - \sigma_u}{2} \quad (11.33)$$

$$\sigma_m = \frac{\sigma_o + \sigma_u}{2} \quad (11.33) \text{ mit } \tau \text{ analog!}$$

Vergleichsspannungen:

$$\sigma_{vm} = \sqrt{\sigma_m^2 + 1,8 \tau_m^2} \quad (11.40)$$

$$\sigma_{va} = \sqrt{\sigma_a^2 + 1,8 \tau_a^2} \quad (11.41)$$

$$\underline{FB}: \sigma_a \leq \sigma_{awzul} = v_1 \cdot v_2 \cdot \frac{\sigma_A}{S} \quad (11.42)$$

$$\tau_a \leq \tau_{awzul} = v_1 \cdot v_2 \cdot \frac{\sigma_A}{S} \quad (11.43)$$

$$\sigma_{va} \leq \sigma_{vawzul} = v_{x1} \cdot v_2 \cdot \frac{\sigma_A}{S} \quad (11.45)$$

$\sigma_A = f(\sigma_{vm})$: ertragbare Spannungsamplitude
 v_1 : ... für dyn. Belastung
 v_2 : ... gleich wie bei stat. B.

→ Beiwert v_1 aus Tabellen

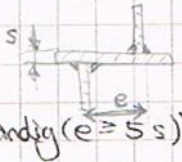
$$\star = \sqrt{\left(\sigma_{ba} \cdot \frac{v_{x1}}{v_{b1}} + \sigma_{za} \cdot \frac{v_{x1}}{v_{z1}} \right)^2 + 1,8 \cdot \left(\tau_{sa} \cdot \frac{v_{x1}}{v_{s1}} + \tau_{ta} \cdot \frac{v_{x1}}{v_{t1}} \right)^2} \quad (11.44)$$

11.7 Gestaltung einer Schweißverbindung

- alle allg. Gestaltungsregeln & zusätzlich:

1) Technologische Regeln

1. Nähte müssen zugänglich sein (evtl. Reihenfolge vorschreiben)
- 2. Nahthäufungen vermeiden (Bsp. Verrippung gegenständig ($s \approx 8 \text{ mm}$) oder wechselständig ($e \approx 5 \text{ s}$))
3. Verschweißung stark unterschiedlicher Querschnitte vermeiden
4. Nahtquerschnitte begrenzen ($\Delta s > 40 \text{ mm}$) → Zellausschweißung
5. Verzug vermeiden, Schrumpfspannungen durch Glühen beseitigen



2) Regeln aufgrund der Schweißnahteigenschaften

1. Bei hoher und dynamischer (!) Beanspruchung Stumpfstöße bevorzugen
- 2. Nahtwurzel nicht in Zugzone legen (Stall und ...)
3. Nähte möglichst nicht in Zonen erhöhter Beanspruchung legen
4. Nähte versetzen
5. Hohlräume entlüften, um „Aufblas-Effekt“ beim Glühen zu verm.
6. Anrisse vermeiden

3) Regeln aufgrund der Eigenschaften der Vormaterialien

- 1. Schweißnähte in Beigebungszonen vermeiden
2. Schweißnähte in stark kaltverformten Bereichen vermeiden

4) Regeln zur Wirtschaftlichkeit

- 1. Schweißnähte besser lang und dünn als kurz und dick gestalten (Kosten durch Nahtvolumen beeinflusst: $V_w \sim a^2 \cdot L$ ($A_w \sim a \cdot L$))
2. spanende Vorbearbeitung vermeiden (teuer / Bruchstücke sind billiger)
3. einfache, kostengünstige Vormaterialien verwenden
- 4. Nahtmenge sparen

5) Regeln bezüglich der Bearbeitung des geschweißten Teils

1. Schweißnähte bearbeiten, wenn dadurch Festigkeit gesteigert werden kann bzw. soll (Bsp. einplanen oder Einbrandaugen entfernen)
2. Schweißnähte durch Bearbeitung nicht schwächen
- 3. Schweißnähte nicht in Passflächen legen

4! → Vor- und Nachteile (letzte Seite 1. Skript)

*

12 Schraubenverbindungen

- lösbar • reib- und/oder formschlüssig • feste oder bewegliche Ausführung
- sehr altes und am häufigsten eingesetztes Maschinenelement

► Einsatzmöglichkeiten

- 1) **Antriebsselement**: Drehbewegung in Längs- oder Drehbewegung oder andersrum
Bsp.: Leitspindel an Drehbank, Drillbohrer, Wingerhebe, Schneckengetriebe
- 2) **Element zur Kraftübersetzung**: kleine Umfangskräfte ergeben große Längskräfte
Bsp.: Schraubstock, Spindelpresse, Spannschluss
- 3) **Element zur Wegübersetzung**: große Umfangswerte ergeben kleine Längswerte
Bsp.: Stellschraube, Messschraube
- 4) **Verschluss- und Dichtelement**
Bsp.: Ölablassschraube, Rohrverschraubung

Kategorien
Bewegungsschrauben
Befestigungsschrauben

- allg. Funktion: Umsetzen einer Dreh- in eine Längsbewegung und umgekehrt
- spezielle Funktion: Kraft erzeugen, verstärken und speichern

12.3.1 Schraubenlinie

- rechtsgängige Schraube $\hat{=}$ nach rechts drehen = eindrehen
- Definitionen:
 - r : Radius des Zylinders
 - P : Steigung des Gewindeganghöhe
 - φ : Steigungswinkel
 - P_i : Teilung = Abstand einzelner Gänge bei mehrgängigen Gewinde:

$$\tan \varphi = \frac{P}{2\pi r}$$

$$P_i = \frac{P}{i} \quad \text{= halber Umfang}$$

je mehr Gänge, desto flacher die Steigung

! Gewindearten: Flach-, Trapez-, Säge-, Spitz-, Rundgewinde (Vor- und Nachteile + Einsatz)

metrisches ISO-Gewinde (DIN 13): häufigste Befestigungsschraube (M)

Kernquerschnitt $A_{d3} = \left(\frac{d_3}{2}\right)^2 \cdot \pi$ Spannungsquerschnitt $A_s = \frac{\pi}{4} \cdot \left(\frac{d_2 + d_3}{2}\right)^2$

Kein-Ø des Bolzens Flanken-Ø

12.3.3 Schrauben-Belastbarkeit

Festigkeitsklassen: 4.6 5.6 6.8 8.8 10.9 12.6

$\times 100$ = Mind.-zugfestigkeit R_m in $\frac{N}{mm^2}$

8 0.8

Faktor zur Ermittlung von R_e (Streckgrenze)
 $R_e = R_m \cdot \text{Faktor}$

Merke: allgemein: • Gewinde zentriert nicht! Gewinde sind nicht dicht!

12.5.3 Gefährdung der Schraubenverbindung durch zusätzliche Beanspruchung

- PROBLEME:
- 1) Zus. Biegespannung aufgrund **fehlerhafter Auflage**
 - 2) - " - **verbiegen bei Montage**
 - 3) Zusätzliche Längsspannung beim **Ein-schrauben von Stabbolzen**
 - 4) Spannungserhöhung beim **Verklemmen von Stiftschrauben**

12.5.4 Gefährdung durch mangelhaftes Vorspannen

- PROBLEME:
- 1) **Mangelhaftes Anziehen**
 - 2) Verlust der Vorspannung durch **Setzen (plastische Verformung)**

Unterscheide: **stoff-**, **kraft-** und **formschlüssige** Schraubensicherungen

↳ Klebstoff ↳ Splint, Draht, Blech, Sperrung, Sicherungsbleche

Spannkraften beim Anziehen

- Schaftschrauben ($d > d_s$): $F_{sp} = F_{vmgo} = \sigma_m \cdot A_s = \sigma_m \cdot \frac{\pi}{4} \cdot \left(\frac{d_2 + d_3}{2} \right)^2$
 90% Ausnutzung
 F. Kanten, Kern- ϕ d. Gewinde
- Dehnschrauben ($d_T > d_s$): $F_{sp} = F_{vmgo} = \sigma_m \cdot A_T = \sigma_m \cdot \frac{\pi}{4} \cdot d_T^2$
 Schaft- ϕ

12.4.7

• Zusatzkraft:

- Schafts:

$$F_{es} = \Phi \cdot F_B \leq 0,1 \cdot R_{p0,2} \cdot A_s$$

$$A_s = \frac{\pi}{4} \cdot \left(\frac{d_2 + d_3}{2} \right)^2$$

- Dehns:

$$F_{es} = \Phi \cdot F_B \leq 0,1 \cdot R_{p0,2} \cdot A_T$$

axiale Betriebskraft

$$A_T = \frac{\pi}{4} \cdot d_T^2 \quad (d_T \approx 0,3 d_3)$$

→ Flächenpressung auf der Auflagefläche

max. Schraubenkraft: $F_{smax} = F_{sp} + F_{Bs} = F_{sp} + \Phi \cdot F_B \approx \frac{F_{sp}}{0,9}$

ebene Kopf-/Mutterauflage: $p = \frac{F_{sp} + \Phi \cdot F_B}{A_p} \approx \frac{F_{sp}/0,9}{A_p} \leq p_g$

mit $A_p = \frac{\pi}{4} (d_w^2 - d_h^2)$

wenn $\frac{R_{p0,2max}}{R_{p0,2min}} \approx 1,2$ zu 100% ausgenutzt wird: $p = 1,2 \cdot \frac{F_{sp}/0,9}{A_p} \leq p_g$

→ wenn $p > p_g$: Vergrößerung der Auflagefläche

- Verwendung von Sechskantschrauben ohne Telleransatz
- Schrauben mit Bund oder vergüteten Scheiben
- Konstruktions- bzw. Werkstoffänderungen

▶ Kraftübertragung zwischen Mutter und Schraube

PROBLEM

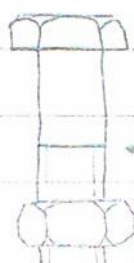
- Schraube Zug – Mutter Druck beansprucht
- Gewindesteigung Schraube nimmt zu, Mutter → ab
- gleichmäßige Lastübertragung nicht möglich
- 1. Gewindegang > 80% der Kraft
- geringe Dauerfestigkeit: Kraftkonzentration + Kerbwirkung

LÖSUNG

- Mutter mit größerer Steigung
- Gewindegänge d. Mutter federnd gestalten  } haben Nachteile
- Zugmutter → gut!

Gefährdung

Bruchgefahr



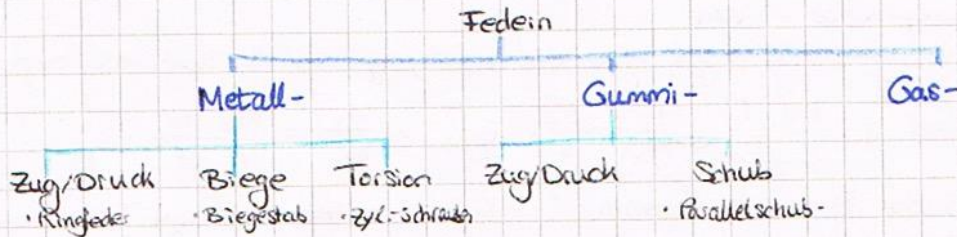
① Kerbwirkung und Umlenkung der Kraftlinie (30%)
→ Übergang Schaft zu Kopf

② Kerbwirkung (20%) → Übergang Schaft zu Gewinde

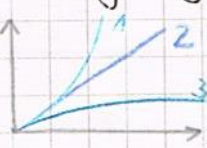
→ Lastkonzentration, → erster tragender Gewindegang
Maßnahmen: ① ausrunden ② ausrunden

13 Federn

- gutes Verformungs- und Arbeitsspeichervermögen bei geeigneter Werkstoffwahl und Gestalt
- elastische Verbindung
- übertragen Kräfte und Momente in Abhängigkeit von Abstand/Winkelstellung der Bauteile



- **Verwendungszweck** (Beispiel)
- Arbeitsspeicher (Uhrwerk)
 - Kraftmesser (Federwaage)
 - Stoßmilderer (Fahrzeugfeder)
 - Lastverteilung (---, Polsterfedern)
 - Kraftbegrenzung (Presse, Überdruckventil)
 - Kraftschluss (Kupplung, el. Kontakt)
 - Schwingungselement (Uhrwerke, Rüttelsiebe)
 - Regelung (Regelventil)

- **Federweg s** $s = l_0 - l_F$
- 

1 progressiv $\frac{d^2 F}{ds^2} > 0$

2 linear $\frac{dF}{ds} = \tan \alpha$

3 degressiv $\frac{d^2 F}{ds^2} < 0$

„am Ende härter“

„am Ende weicher“

- Bsp.: ① Fahrzeugfeder → vermeidet „Durchschlagen“ ② Federwaage
③ Kupplungsfeder → erleichtert Ausrücken (Lüften) der Kupplung

- **Federrate / -konstante R**
- $\frac{dF}{ds} = \tan \alpha = R \quad \left[\frac{N}{mm} \right] \quad (13.5)$
- $\frac{dM}{d\varphi} = \tan \alpha = R_t \quad \left[\frac{Nmm}{rad} \right] \quad (13.6)$

13.3. Gekoppelte Federn

a) parallel geschaltet	b) hintereinander geschaltet
$s_1 = s_2 = \dots = s_n$ $F = F_1 + F_2 + \dots + F_n$	$s = s_1 + s_2 + \dots + s_n$ $F_1 = F_2 = \dots = F_n$
$R_{ges} = R_1 + R_2 + \dots + R_n = \sum_{i=1}^n R_i$	$\frac{1}{R_{ges}} = \frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} + \dots + \frac{1}{R_n} = \sum_{i=1}^n \frac{1}{R_i}$

„reziproke“

13.4 Auslegung und Berechnung der Federn

- Federwerkstoff sollte möglichst hohe Festigkeit aufweisen
- bei ruhender oder sich selten ändernder Belastung prüfen: $\sigma_{max} \leq \sigma_{zul}$
- bei dynamischer außerdem $\sigma_a \leq \sigma_{a,zul}$ Schubspannungen analog

- ① **Zugstabfeder** → Beanspruchung im ganzen Federvolumen gleich groß

- Belastbarkeit: $F = A \cdot \sigma_{zul}$ • max. Federweg: $s = \frac{l \cdot F}{E \cdot A} = \frac{l \cdot \sigma_{zul}}{E}$

- ② **Biegestabfedern** → in allen Querschnitten lineare Biegespannungsverteilung
→ Biegemoment im Einspannungsquerschnitt maximal

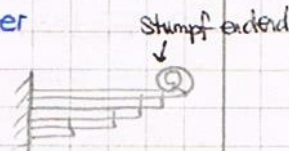
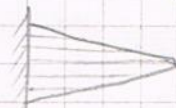
- Belastbarkeit $F = \frac{\sigma_{zul} \cdot W_b}{l} = \frac{\sigma_{zul} \cdot b \cdot h^2}{6 \cdot l}$ (13.11)

- Federweg $s = \frac{F \cdot l^3}{3 \cdot E \cdot I} = \frac{4 \cdot F \cdot l^3}{E \cdot b \cdot h^3}$ (13.12)

- max. Spannung: $\sigma_{max} = \frac{F \cdot l}{W_b} = \frac{6 \cdot F \cdot l}{b \cdot h^2}$ • Durchbiegung: $\tan \alpha = \frac{F \cdot l^2}{2 \cdot E \cdot I} = \frac{6 \cdot F \cdot l^2}{E \cdot b \cdot h^3}$

→ bessere Lösung: Dreiecksfeder ⇒ geschichtete Blattfeder

$$\sigma_{\max} = \frac{6 \cdot F \cdot l}{b_0 \cdot h^2} ; S = \frac{F \cdot l^3}{2 \cdot E \cdot I_0} = \frac{6 \cdot F \cdot l^3}{E \cdot b_0 \cdot h^3}$$



unterscheide: einfach- und doppelseitige Biegefedern

③ Torsionsbeanspruchte Federn

1) Drehstabfedern: i.d. Regel Kreis oder Rechteckquerschnitt; hohl, massiv o. geschichtet

Verdrehwinkel $\varphi = \frac{M_t \cdot l}{G \cdot I_t} = \frac{M_t \cdot l \cdot 32}{G \cdot \pi \cdot d^4} \cdot \tau_{\max} = \frac{M_t}{W_t} = \frac{M_t \cdot 16}{\pi \cdot d^3}$

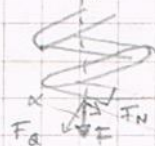
2) Zylindrische Schraubenfedern (häufigste!) → Federdraht auf Torsion beanspr.

+ lineare Kennlinie

+ praktisch keine Dämpfung

+ große Federwege bei begrenzter Bauhöhe mögl.

+ rechnerisch gut zu erfassen



$$M_t = F \cdot \frac{D}{2} \cdot \cos \alpha ; M_b = F \cdot \frac{D}{2} \cdot \sin \alpha$$

$$\hookrightarrow \tau_t = \frac{M_t}{W_t} = \frac{8 \cdot F \cdot D}{\pi \cdot d^3} \text{ nur Torsion!}$$

• Belastbarkeit $F = \frac{\pi \cdot d^3 \cdot \tau_{zul}}{8 \cdot D \cdot k}$

• Federweg $s = \frac{8 \cdot i \cdot D^3 \cdot F}{G \cdot d^4}$

• erforderlicher Drahtdurchmesser

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

• Federate $R = \frac{4 \cdot G \cdot I_t}{\pi \cdot i \cdot D^3}$
Anzahl d. Windungen

→ Faktor k in Abh. vom Wickelverhältnis $\frac{D}{d}$

Merke: max. Torsionsspannung am Innendurchmesser der Windungen!

Blocklänge $L_g = i \cdot d$

Länge d. unbelasteten Feder: $L_0 = L_g + s_0 + s$

$s_0 \approx (0,1 \dots 0,3) \cdot d \cdot i$
Summe d. Mindestabstände d. Windungen

► Gestaltung:

• Federenden meist plangeschliffen bei Druckbelastung

• Zug: ösen • Federende als Gewinde oder Schlingkegel genutzt

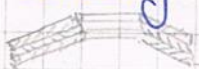
④ Tellerfedern → Federkraft F wirkt als Stülpkraft auf kegelförmige T.-feder

in Umfangsrichtung am inneren Rand Druck	am äußeren Rand Zug	in radialer Richtung Biegung
---	------------------------	---------------------------------

→ unterschiedl. starke Kennlinien; optimale Ausnutzungsfaktor

$$\frac{D_i}{D_a} \approx 0,6$$

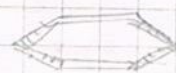
► Schichtung



parallel



parallel hintereinander



hintereinander

- viele Kombis möglich → Führung durch Bolzen
- sehr lange Federsäulen mit vielen Einzelfedern vermeiden
- fast jede gewünschte Kennlinie erreichbar

Gegenüberstellung: Belastungs- u. Beanspruchungsart versch. Federn

13.5 Maßnahmen zur Erhöhung der Bruchfestigkeit und Streckgrenze

- starke Kaltverformung
- Härtung
- niedrige Anlasttemperatur

→ Erhöhung der Dauerfestigkeit

- Härtung
- Oberflächenfehler meiden
- Polieren/Glattschleifen
- Kugelstrahlen, ...

→ Festigkeit von Federstählen
ruhend: $\sigma_{zul} = 0,5 \dots 0,7 \cdot R_m$
dynamisch: $\sigma_{zul} = 0,8 \cdot \sigma_A$
bzw. $\tau_{zul} = 0,6 \dots 0,8 \cdot R_e$
bzw. $\tau_{zul} = 0,8 \cdot \tau_A$

► Gestaltung von Wellen

• einfachste Gestaltung

- glatt, konstanter $\varnothing$
- min. Herstellkosten
- keine Funktionsabschnitte

- meist mit **Klemmsitz** und **Kegelsitz**
→ geschützt für Übertragung
- am Ende evtl. **Querbohrungen** für axiale Festlegungen

• differenzierte Gestaltung

- Funktionsabschnitte
→ unterschiedl. Durchmesser

- radiale Lagerk. übertragen → **Zapfen z**
- axiale ... → **Anlaufbunde B**
- Drehmoment / Kräfte übertr. → **Nabensitze N**
- axiale Kräfte übertr. → **Anschläge A**
- Kräfte / Momente leiten → **Längen L**

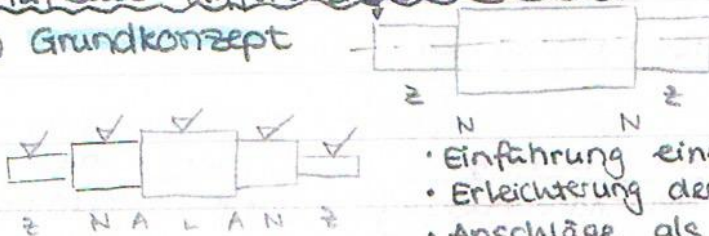
- wirtl. Ausnutzung des Werkstoffs: Anpassung d. Querschnitts an örtliche Beanspruchung

- Montierbarkeit → Abnahme der $\varnothing$ zum Wellenende

- mind. 4 Abschnitte <: 2 Zapfen um radiale Kräfte zu übertragen
- <: 2 Nabensitze um Kräfte und Drehmomente zu übertr.

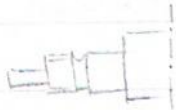
• Aufbau differenzierter Gestalt

a) Grundkonzept



- Einführung einer Länge L
- Erleichterung der Fertigung durch Fassungen + Oberflächgl.
- Anschläge als Montagehilfe

- Schonung d. Zapfen z durch größere N
- größerer $\varnothing$ bei max. Mb



- Einführung weiterer Abschnitte
- Gewinde, Nut, Sicherungsring
- Welle wird länger

b) Feingestaltung

→ Kerbwirkung beachten!

- Einfluss der Kerbwirkung:

- unerwünschte Überdimensionierung vermeiden
- Gestaltung der Querschnittsübergänge

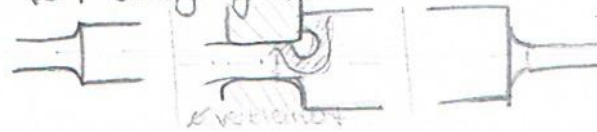
- Gestaltungshinweise

- Kerbe in wenig beanspruchte Abschnitte legen
- genug Abstand zw. zwei Kerben oder Keil-, Passfedernut
- Nuten zur Sicherung in wenig beanspr. Stelle
- keine Gewinde in stark belastete Abschnitte → Kerbwirkung

- Hals zur axialen Fixierung → Toleranzprobleme

- Gestaltung von Übergängen:

• **ungünstig**

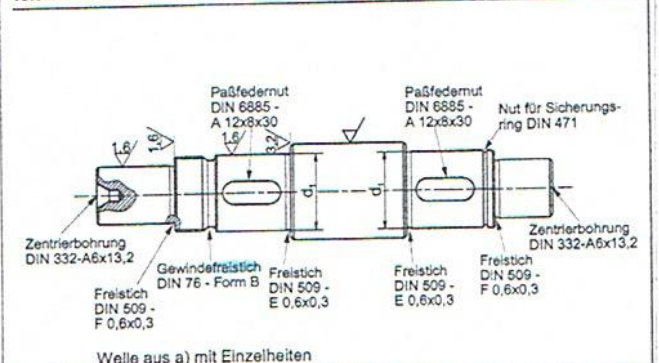


• **günstig**



- kl. $\varnothing$ Veränderungen
- Korbbogen
- **kegelige Übergänge**
- Entlastungskerb
- Zwischeneinge für Walzlager

15.5.2.1 Aufbau einer differenzierten Wellengestalt



17 Lager

Wälzlager

Gleitlager

- | | | |
|-----------------|---------------------|---------------------|
| Radial - | Radial-axial | Axial - |
| • Zyl.-Rollen- | • Radial-Rikula | • Axial-Rikula |
| • Nadel- | • Schräghügel- | • Axial-Zyl.-rollen |
| | • Pendelhügel- | • Axial-Nadel |
| | • Kegellagen- | |

- **Aufgabenstellung:** Druckkraftübertragung zwischen zwei Bauteilen,
 1. ... deren relative Lage nicht genau festzulegen oder veränderlich ist
 2. ... die sich relativ zueinander fortschreitend bewegen, wobei Gleitreibung vermieden werden soll

unterscheide: Linien- und Punktberührung → kritische Stelle zw. Wälzkörper und Lauf rings

- **Beanspruchung:** → real: elastische Verformung mit Pressungsverlauf

→ **Hertz'sche Pressung:**

$$\sigma_{H,max} = p_{max} = \frac{2 \cdot F}{\pi \cdot b \cdot l} \quad (17.1) \quad \begin{matrix} \text{Zyl. geg. Zyl.} \\ \text{Zyl. geg. Ebene} \end{matrix}$$

$$b = \sqrt{\frac{8Fr(1-\nu^2)}{\pi \cdot E \cdot L}}$$

mit $\alpha = \sqrt[3]{\frac{1,5(1-\nu^2)Fr}{E}}$
 $E = \frac{2E_1E_2}{E_1+E_2}$ bei unterschiedl. E

$$\sigma_{H,max} = p_{max} = 1,5 \frac{F}{a^2 \pi} \quad \text{bei Punktberührung}$$

mit $\nu \approx 0,3$

- **Versagensursachen**

- **plastisches Eindellen** / Abplattung der Laufflächen: bei Stillstand, bei $n < 20 \text{ min}^{-1}$, bei Pendelbewegungen → „**statische Tragfähigkeit**“
- **Werkstoffermüdung** infolge häufiger Überrollens → Risse → kleine Werkstoffausbrüche → „Grübchen“ (Pittings) → „**dynamische Tragfähigkeit**“
- **Betriebsfehler** (Schmierstoffmangel, Schmutz, ...)

17.3 Wälzlager (Außen-, Innenring, Käfig, Wälzkörper; zunehmend: integrierte Dichtungen + Schmierstoff)

- bei geringem radialem Bauraum:
 - Verzicht auf einen oder beide Lageringe → Laufbahnen und Borde in Welle oder angrenzendem Außerteil integriert → Δ Oberflächenqualität & Genauigkeit
- für hohe radiale Tragkraft:
 - vollrollige Zylinderrollenlager ohne Käfig → mehr Rollen → Δ **Schlupffahrer**

- **Einteilung nach**

- | | |
|-----------------------------------|--|
| 1) Hauptbelastungsrichtung | { Radiallager: <u>Nenndruckwinkel</u> : $\alpha_0 = 0^\circ \dots 45^\circ$
Axiallager: - " - : $\alpha_0 = 45^\circ \dots 90^\circ$ |
| 2) Art der Wälzkörper | |
| | { Kugellager: Punktbelastung → geringer Belastbarkeit; höher Drehzahlbereich
Rollenlager: Linienbelastung → höhere Belastbarkeit; geringe Drehzahlbereich |

→ **Nenndruckwinkel**

- **Gestaltung der Lagerteile**

① **Wälzkörper** (Kugel, Zylinder-Rolle, Nadel, Kegel, Tonne (symmetr. / asymmetr.))

- für hohe Tragfähigkeit
- möglichst viele und möglichst große Wälzkörper
- Mantellinie mit logarithmischem Profil
- Nadelrollen → Enden leicht ballig, um Kantenträger zu vermeiden
- typ. Werkstoff (auch für Käfig): Chromstahl 100 Cr6

② **Lageringe mit Laufflächen und Borde**

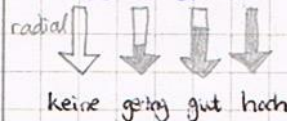
- u.a. zerlegbar z.B. Vierpunktlager; Kegelrollenlager
- Ringe können gebremt eingebaut werden
- feste Passung bei beiden Ringen möglich

⑤ Käfige

- gegen Reiten d. Wälzkörper & für gleichmäßige Lastverteilung; hindern Herausfallen
- keine Kraftübertragung!
- Herstellungsort: $\left\{ \begin{array}{l} \text{Blechkäfige} \rightarrow \text{geringes Gewicht} \\ \text{Massivkäfige} \rightarrow \text{für hohe Belastungen} \end{array} \right.$
- Werkstoffe: Messing, glasfaserverstärkte Kunststoffe (z.B. Stabbel.); Stahl

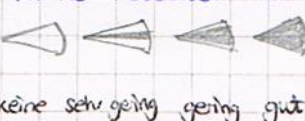
► Symbole:

Belastbarkeit



axial

Winkelseinstellbarkeit

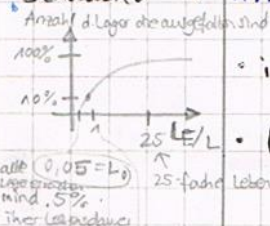


Drehzahlleistung



↗ Bauarten: Rillenkugel-; Schrägkugel- (ein-/zweireihig); Vierpunkt-; Pendelkugel-; Zylinderrollen-; Nadel-; Kegelrollen-; Tonnen-; Pendelrollen-; Axial-Rikula; Axial-Zylinderrollen; Axial-Pendelrollen-;

! Schaubild ↗



17.3.4.1 Dynamische Belastung - Nominelle Lebensdauer

• in Millionen Umdrehungen:

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P} \right)^p$$

C: dyn. Tragzahl

P: äqu. dyn. Lagerbelastung

• (nominell) in Stunden:

$$L_h = \frac{10^6}{60 \cdot n} \left(\frac{C}{P} \right)^p$$

$$P = \begin{cases} 3 & \text{Kugellager (Punktb.)} \\ 10/3 & \text{Rollerlager (Linienb.)} \end{cases}$$

Drehzahl in min^{-1}

► Äquivalent dynamische Lagerbelastung

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

F_r = radiale Lagerbelastung; F_a = axiale Lagerb.

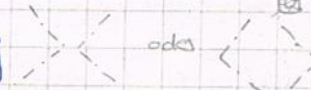
• bei rein radialer oder rein axialer + zentrischer Belastung: $P = F$

• Axialpendelrollenlager: $F_r \leq 0,55 \cdot F_a \rightarrow P = F_a + 1,2 \cdot F_r$ (17.3)

Merke: Radialbelastungen greifen in den Druckmittelpunkten an



unterscheide: X-Anordnung und O-Anordnung



• Lager A nimmt äußere Axialkraft auf!

a) zeitlich veränderliche Belastungen:

$$P_m = \sqrt[3]{P_1^3 \cdot \frac{q_1}{100} + P_2^3 \cdot \frac{q_2}{100} + \dots} \quad [\text{kN}]$$

mit $P_1, P_2, \dots$ = einzelne Belastungen
 $q_1, q_2, \dots$ = Wirkungsdueren in %

b) zeitlich veränderliche Drehzahlen:

$$P_m = \sqrt[3]{P_1^3 \cdot \frac{n_1}{n_m} \cdot \frac{q_1}{100} + P_2^3 \cdot \frac{n_2}{n_m} \cdot \frac{q_2}{100} + \dots} \quad [\text{kN}] \quad (17.1A)$$

$$\text{mit } n_m = n_1 \cdot \frac{q_1}{100} + n_2 \cdot \frac{q_2}{100} + \dots$$

17.3.4.2 Statische Belastung

• im Stillstand • bei Schwerkbewegungen • bei $n < 10 \text{ min}^{-1}$ • kurze hohe Bel.-Stöße

► statische Tragzahl C_0 = Belastung, bei der an der am höchsten belasteten Stelle des Lagers eine bleibende Gesamtverformung von Wälzkörpern und Laufbahn d.h. von etwa 0,1% des Wälzkörper- $\varnothing$ dw auftritt

$$\frac{\delta_{dw} + \delta_{dr}}{dw} = 0,0001$$

dabei max. Hertz'sche Flächenpressung

$\left\{ \begin{array}{l} 4600 \text{ MPa} \text{ Kugellager} \\ 4200 \text{ MPa} \text{ andere Kugl} \\ 4000 \text{ MPa} \text{ Rollenl.} \end{array} \right.$

erforderliche stat. Tragzahl aus

$$f_s = \frac{C_{\text{ed}}}{p_0}$$

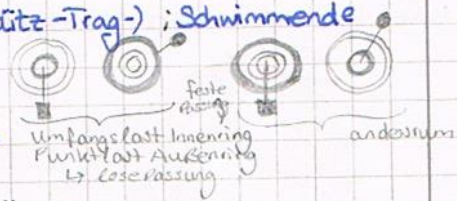
$$p_0 = x_0 \cdot F_t + y_0 \cdot F_a$$

mit f_s = statische Kennzahl (Sicherheit) = $\begin{cases} 0,7 \dots 1 \\ 1 \dots 1,5 \\ 1,5 \dots 2,5 \end{cases}$

geringe Ansprüche
normale Ansprüche
hohe Ansprüche

17.3.5. Einbau der Wälzlager

1. Axiale Festlegung (Fest-Los; Angestellte (Stütz-Trag-); Schwimmende
2. Radiale Festlegung ~ Wahl der Passungen



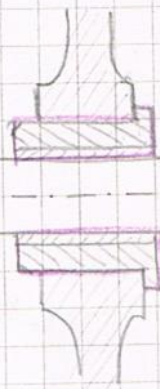
17.3.6 Vor- und Nachteile gegenüber Gleitlagern

- + geringe Anlaufreibung ($\mu = 0,002 - 0,006$)
- + geringer Einfluss der Drehzahl auf die Betriebsreibung
- + nur geringer Einlauf erforderlich
- + geringe Ansprüche an Schmierstoffart und -menge
- + große Tragfähigkeit bezogen auf Lagerbreite
- + genormte Abmessungen
- stärkeres Laufgeräusch
- Empfindlichkeit gegen Erschütterung im Stillstand
- Drehzahl nach oben begrenzt
- geteilte Lager nur bedingt möglich

17.4 Gleitlager

17.4.1.1 Prinzipieller Aufbau

- Gleiten fester Körper aufeinander → Reibung und Verschleiß → Zwischenmedium
- ↳ bei kleinen Geschw. und Belastungen: reibungs- und verschleißmindernde Werkstoffe u.U. ausreichend, z.B. PTFE (Teflon); „selbstschmierende“ Werkstoffe wie Graphit und Molybdänsulfid
- ↳ falls nicht ausreichend → Wälzkörper oder Schmierstoff



Schmierung
Reibung/Schmierfilm
Druckaufbau

Festkörperreibung.	Mischreibung.	Hydrodynamische	Hydrostatische	Aerodyn.	Aerostat.
keine	Mangel-(Teil)	Voll-	Voll-	Voll-	Voll-
Festkörperreibung	Mischreibung	-/im Betrieb innerer	-/Betrieb+Stillstand durch Pumpe	-/Betrieb innerer	-/Betrieb+Stillstand durch Pumpe

► Einteilung nach dem Schmierstoff:

- nicht, • feststoff-, • fett-, • öl-, • wasser-, • gasgeschmierte Lager

17.4.2 Festkörperreibungslager

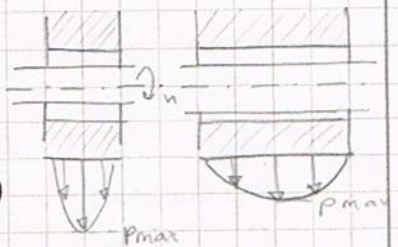
- Bsp. Gleitbreifen, zyl. Buchsen, Bundbuchsen, Anlaufschleifer
- trocken laufende Gleitlager insbesondere bei niedrigen Lasten und Geschwindigkeiten
- geringe Kosten & Wartungsfreiheit

17.4.3 Hydrodynamische Gleitlager

Funktionsprinzip: Schmierstoff wird in konvergenten Lagerspalt gefördert → Staudruck
Schmierstoffpolster (= vollständige Trennung) als Übergangsdrehzahl

- Schmierzustand von Geschwindigkeit, Viskosität und Lagerbelastung beeinflusst
- ↳ niedrige Geschw. + hohe L.-belastung ⇒ hochviskos ⇒ dickerer Schmierfilm
- ↳ hohe Geschw. + niedrige Belastung ⇒ Welle schwimmt leichter, daher Staudruck
- ⇒ dünner Schmierstoff, wegen geringerer innerer Reibung
- ⇒ Reibungsverlust kleiner ⇒ weniger Wärme

Merke: je breiter das Lager, desto kleiner p_{max}



17.4.4 Hydrostatische Gleitlager

- Welle wird durch hydrostat. Druck des Öls angehoben (gepumpt)
- Öldruck muss auch bei Pumpenausfall erhalten bleiben, um Schäden zu vermeiden (Druckspeicher)
- Druckdifferenzen zwischen Kammern infolge untersch. Spaltweiten & Drosselstellen in Ölauführung



b: Breite d. Lagers
L: Schmierzänge & Lax

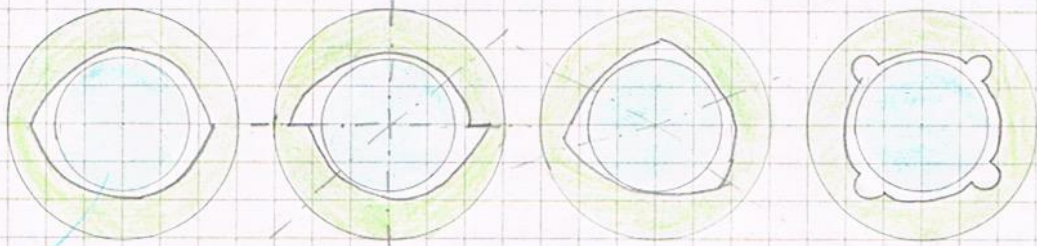
Radial $p \approx \frac{F}{b \cdot L}$
Axial $p \approx \frac{F}{L}$

► Gestaltung

① Trocken oder mit Mangelschmierung unlaufende Lager

- am besten geeignete Werkstoffe
- Anpassung an Belastungsbedingte Verformung
- Anwendung auf kleine Belastung und Geschwindigkeiten beschränken

② Hydrodynamische Radiallager



Zitronenspiel für instabile Lager ($So < 0,5$)

versetztes Zitronenspiel

Mehrfächengleitlager mit dreiliniiger Anlage

vielkinnige Anlage

Lagerzapfen: kreiszylindrisch, „hart“, mit großer Formgenauigkeit, angemessener $\varnothing$ -toleranz, geringe Rauigkeit

Lagerschale: Form richtet sich nach Größe der Sommerfeldzahl (So) (= aus Reibungskennzahl eines Gleitlagers ermittelte dimensionslose Ähnlichkeitsgröße ($0,001 \leq So \leq 100$))

- während An- und Auslauf: Mischreibung unvermeidbar → Lagerschale als auswechselbares Verschleißteil versehen
- Lagerwerkstoff teuer + nur geringe Festigkeit → oft nur dünne Schicht
- gute Haftung zw. Lagermetall und -schale wichtig
- u. U. Schwabenschwanznuten versehen
- Anhaltsweite für Schichtdicken: Weißmetall (2...5 mm; abh. von d): Bronze (aufgegossen oder gespritzt (2...5 mm); als Buchse gepresst ($0,1...0,2$) $\cdot d$)
- Ölkanäle und Schmieraschen!

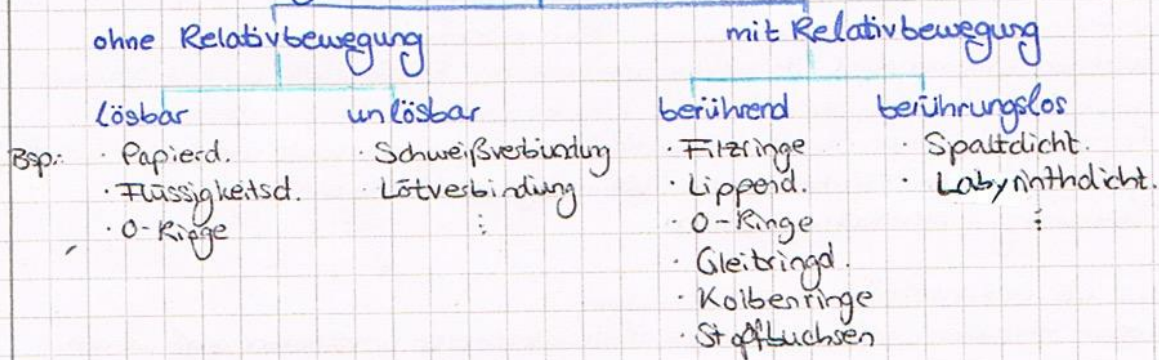
③ Hydrodynamische Axiallager

- Anlaufbund bzw. Stirnfläche mit großer Formgenauigkeit eben & rechtwinklig zu Wellenachse mit geringer Rauigkeit
- Stützfläche in Segmente auflösen und Keilflächen anarbeiten oder als Kippsegmente
- Drehrichtung beachten
- bei kleinen Drehzahlen $\varnothing$ größer

17. 4. 6 Gesichtspunkte für Gleitlagereinsatz

- 1) Geräuscharmheit verlangt
- 2) starke Erschütterungen; Vibrationen
- 3) geteilte Lager notwendig
- 4) geringer radialer Bauraum
- 5) Drehzahlbereich oder Lebensdauer von Wälzlagern nicht ausreichend
- 6) „einfache“ Gleitlager reichen aus
- 7) wirtschaftl. Baugröße von Wälzl. überschritten

18 Dichtungen



- abzudichtende Medien **drucklos** oder unter **Überdruck** $\rightarrow \Delta p$
- Wirkung: - „hermetisch.“ - „technisch dicht“ (Bsp. berührungsfreie D.)
- △ Gase und Flüssigkeiten dringen durch engste Spalte

► Anforderungen:

- unter **allen** vorhersehbaren **Betriebsbedingungen** dichten
- kurzzeitige Überlastung (Druck) am besten: **selbstverstärkende Wirkung** statt Totalausfall
- Optimalfall: **Lebensdauer** der Dichtung = Lebensdauer der Maschine
- **kleine Reibung** zwischen Dichtung und bewegten Teilen
- Dichtungswerkstoff darf **keine Wirkungen** auf Arbeitsmedium, Betriebsstoff oder Produkt ausüben

18.2 Dichtungen ohne Relativbewegung

18.2.1 Lösbare Dichtungen

- Dichtpressung durch $\nearrow$ äußere Kräfte (z.B. Schrauben)
 $\searrow$ innere Kräfte (z.B. Betriebsdruck) $\rightarrow$ selbstverstärkend
- **hohe Oberflächenqualität** erforderlich

↪ Dichtungswerkstoffe: a) **elastisch** b) **plastisch** c) **pastös**

es muss gelten: $p_D > \Delta p = p_2 - p_1$ (18.2)

$$\tau = \frac{F}{2 \cdot b \cdot l} = p_D \cdot \mu \quad ; \quad \text{Kräftegleichgewicht, da Dichtungselement nicht verschoben werden darf} \Rightarrow \Delta p = \frac{F}{h \cdot l}$$

$$p_D = S \cdot \Delta p = 1,25 \cdot \Delta p \quad (18.6) \quad \text{schätze } \mu = 0,25 \sim b = 1,6 \cdot h$$

→ **Gesamt-Dichtkraft** $F_D = p_D \cdot b \cdot l = p_D \cdot 1,6 \cdot h \cdot l = f(h)$ (18.9)

↪ h möglichst klein wählen ↪ Grenzwert: $h > \text{Summe der max. Rauheiten beider Fügeflächen!}$

18.2.1.3 Flachdichtungen

- niedriger **E-Modul** $\rightarrow$ gute Dichtwirkung auch bei niedrigen Anpressdrücken
- große **Kräfte** und/oder **hohe Temperaturen** $\rightarrow$ überwiegend **Harddichtungen** (Metalle, z.B. Al, Cu) $\rightarrow$ plastische Formänderung
- **Zentrierung** oder andere Mittel (**Sifte**) stellen relative Lage sicher
- **Nachteile:**
 - Druckstoß kann Dichtung ausblasen
 - Lage des D.-elements unsicher
 - Dichtung wird leicht schief gezogen
 - Innendruck entlastet Dichtung

→ Verbesserung durch **gefangene Dichtung** $\rightarrow$ **PROBLEM!** **Doppelzentrierung** $\rightarrow$ eine Fassung als **Spießfassung** vorsehen

↪ Anordnung der Schrauben bei Zylinderkopfdichtungen
↪ Linien dürfen Bohrung nicht schneiden

18.2.1.4 (Metallische) Formdichtungen / Hartdichtungen

- als Flachdichtung problematisch (hohe Verformungskraft)
- vorteilhaft bei Verschlusschrauben / Rohrschraubungen
- wichtiges Einsatzgebiet: Hochvakuumtechnik, da diffusionsdicht und kein Ausgasen
- vorwiegende Anwendungsbereich: hohe Drücke und/oder Temperaturen
- Begrenzung der Vorspannkraft → Formdichtungen → Anpresskraft auf kleine nicht genau definierte Fläche verteilt (Verformung der Linienberührung)
- Verformung: elastisch / plastisch

18.2.1.5 Selbstverstärkende Dichtungen

- wenn Schrauben und (andere) Krafteinleitungselemente unvermeidbar groß werden, weil hohe Drücke hohe Kräfte erfordern
- ⇒ wird Betriebsdruck zur Verstärkung der notwendigen Anpresskraft genutzt
- bei Montage erzeugen äußere aufgespannte Kräfte "Vorpressung" / "Mindestdichtung"

► Prinzip der Selbstverstärkung: Dichtfläche < Druckfläche

► Prinzip der „Selbsthilfe“ (Hasket-Dichtung )

- Stahl oder Alu, kein Gummi!
- hermetische Dichtung von Oberfläche abhängig

Weichstoffdichtungen:

- vorwiegend aus Elastomeren
 - empfindlich gegen Spalte, die sich im Betrieb vergrößern
 - müssen gegen herausquetschen gesichert werden
 - häufig: O-Ringe (innen- oder außenzentriert) Einbau
- ↳ $p_i < p_a$ ↳ $p_i > p_a$

Einbaugeometrie: Nutquerschnitt = 1,25 x Ringquerschnitt

wichtig: Kanten gratfrei verrunden! → damit Ring nicht verletzt wird

Z: 15 ← Einbauschrägen für O-Ring-Dichtungen

radialen Einbau vorziehen! ; nur in Notlagen Dreiecksnuten

- bei dynamischer Belastung: größere Tiefe, aber kleinere Breite
- übliche Werkstoffe: NBR (Kautschuk), FPM, CR, EPDM, SIR



18.3 Dichtungen mit Relativbewegung

18.3.1 Berührende Dichtungen

- mechanischer Verschluss nicht möglich
- Dichtwirkung durch Drosselung
- vollkommene Dichtung ist unmöglich

↳ unterscheidet zwei Klassen: ^{a)} Bewegung parallel oder ^{b)} senkrecht zur Richtung des Druckgefälles

- reine Elastomere (hohe Reibkoeff. bereits bei niedrigen Drücken; bei hohen Drücken: Gefahr des Trockenlaufens; am besten: gewebearmierte Elastomere → Flüssigkeit sammelt sich in Vertiefungen → hydrostatische Schmierung)

! ► Gestaltung der Dichtstelle

- | | | |
|------------------|---------------------------|---------------------------|
| 1) <u>Druck</u> | 3) <u>Geschwindigkeit</u> | 5) <u>Konstruktion</u> |
| 2) <u>Medium</u> | 4) <u>Werkstoff</u> | 6) <u>Dichtungsfläche</u> |

► Dichtungsfläche

- Oberflächeneigenschaft: ausreichende Benetzbarkeit, jedoch nicht so rau, dass Flüssigkeitsfilm durchbrochen
- verchromte, galvanisierte und nitrierte Oberflächen aufgrund ihres dichten Gefüges schlecht benetzbar → nachträglich honon für gleichmäßige Haftung
= aufrauen

18.3.1.1 Werkstoffe

► Abrasionsverschleiß: bei bewegten Dichtungen

- bevorzugt elastische W. (weichen vorbeigleitenden Rauheiten besser aus)
- Oberflächenrauheiten möglichst gering (u.U. polieren)
- Anforderungen an Härte & Oberflächengüte steigen mit zunehmender Gleitgeschwindigkeit (Erwärmung)
- Anpressdruck möglichst gering (wegen Erwärmung)

↘ Elastomere Dichtungswerkstoffe

► harte Werkstoffe (Sonderstähle, Hartmetalle, Keramik)

- für Gleitringdichtungen bei mäßigen Drücken bis zu mittleren Geschw. unter erschwerenden Bedingungen (mangelnde Schmierung, Verschmutzung)

► gut verschleißbare W. (mit Notlaufeigenschaft, z.B. Bronze, Kohle)

- für berührungsfreie Dichtungen bei allen Drücken und Geschw.

18.3.1.2 Filzringe: einfach, billig, geschlossen oder endloser Streifen

- gegen Staub, Fett, begrenzt Öl • keine Überflutung! • darf im Nutgrund nicht aufsteigen
- Umfangsgeschwindigkeit $v \leq 7 \text{ m/s}$

③ Manschettenringe: • Rückschlagklappe → eine Richtung • für rotatorische und transl. Bew. • bei drehender Bew. → Gleitflächen feinst bearbeiten!

↘ Bauformen (Hut-, Topf-, Radial-Wellen-..., Nutring, V-Ring)

↘ Anhaltswerte für den Einsatz (Tab.)

1) Nutringe: • längsbewegt • mittleren bis hohen Drücke • frei in axialer Richtung kein übermäßiges Spiel • Gefahr Spaltextrusion

2) Radial-Wellendichtring (RWDR): • rotierend • gegen flüssige Medien und geringe Überdrücke bis ca. 0,5 bar • Lippe aus Elastomer • metallischer Verstärkungsring • Schraubenzugfeder → Atmung • Montage (-hilfe etc.)

↘

④ O-Ringe: • hohe Drücke bei kleinem Bauraum • transl. & rotatorisch nur begrenzt ($v_{\text{längs}} \leq 0,3 \frac{\text{m}}{\text{s}}$; $v_{\text{u}} < 3 \dots 4 \frac{\text{m}}{\text{s}}$) • $p \leq 250 \text{ bar}$ • Stüttringe wenn $s > 0,1 \dots$ • geschlitz, damit besser montierbar

⑤ Gleitringdichtungen: • nur Drehbewegungen • Stahl/harte (evtl. selbstschmierende W.) a) leicht, elastisch b) massiv, widerstandsfähig • hohe Temperaturen • nicht schmierende oder/und abrasive Medien

⑥ Stopfbudsen: • hohe Drücke, hohe Temp. • drehende Bew. / schraubend • kleine bis mittlere Geschw. • hemetisch dicht → Wasserarmaturen

↘ Pressungsverteilung

18.3.2 Berührungsfreie Dichtungen

- Vermeiden der Reibung • nicht hermetisch dicht

es entfallen: 1) Notwendigkeit der Schmierung

2) - " - Kühlung

3) Begrenzung der Gleitgeschwindigkeit

4) - " - Druck

5) - " - Temperatur

Druck Geschw. (Medien) → gegen Fieber: Temperatur) → wird kühlen sein

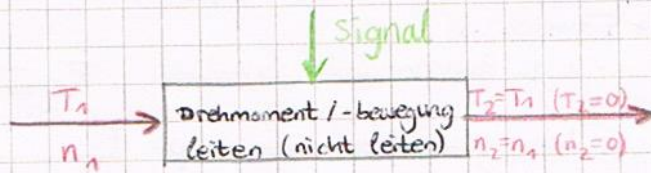
↘ ① Spaltdichtungen Axialer Kreisring-Dichtspalt; Radialer Dichtspalt für flüssige

↘ ② Labyrinthspalt: mehrfach Drucksprung → Verwirbelung erhöht Bremswirkung basiert auf Viskosität nicht auf Lege • für gasförmige

↘ Bsp.

19 Kupplungen

- Hauptfunktion: Rotationsenergie leiten



- Leitung von Biegemoment, Querkraft, Längskraft
- Ausgleich von radialem, axialem, winkligem Wellenversatz

19.2 Nichtschaltbare Kupplungen

19.2.1 Starre Kupplungen

- Aufgabe: Wellen drehstarr und biegesteif verbinden („starr“ = „nicht lösbar“)
- Wirkprinzip: Übertragung von F_u, F_A, F_Q, T_k (Kupplungsmoment), M_{bK} durch Formschluss ($\rightarrow$ Hookesches Gesetz) und Reibschluss ($\rightarrow$ Reibungsgesetz) an Wirkflächenpaaren

① Hülsenkupplung

- + einfachste Form
- + wartungsfrei
- + drehrichtungsunabhängig
- nicht radial montierbar
- keine Milderung von Drehmomentstößen
- nur für exakt fluchtende Wellen, kein Ausgleich von Lagefehlern

② Schalenkupplung

- + einfache Montage
- + geringe Unfallgefahr (mit Stahlblechmantel)
- + einfache Berechnung des Übertragb. Moments
- + kein Verschleiß
- + für wechselnde Drehrichtungen geeignet
- für Drehmomentstöße weniger geeignet
- nur für leichte und mittlere Beanspruchung
- ab 55mm $\varnothing$: keine Eindeutigkeit des Übertragungsmech. durch zus. Passfedereib.
- nur für exakt fluchtende Wellen

für starre Halbschalen ohne Übermaß gilt:

$$F_u \approx \frac{F_u}{2\mu} = \frac{T_k \cdot 2}{2\mu d_1} = \frac{T_k}{\mu \cdot d_1} \quad (19.1)$$

$$\sum F_{\text{Schraube}} = \frac{2 \cdot T_k}{\mu \cdot d_1} \cdot S_R \quad (19.2)$$

für gleichmäßig verteilte Flächenpressung gilt:

$$F_u = \pi \cdot d_1 \cdot B \cdot p \cdot \mu \quad B = \text{Einschleiftiefe eines Wellenendes}$$

Betrachtung einer Halbschale: $F_u = B \cdot d_1 \cdot p \rightarrow \frac{F_u}{F_u} = \frac{1}{\mu \cdot \pi} \quad (19.5)$

mit $F_u = \frac{T_k}{d_1/2} \rightarrow \sum F_{\text{Schraube}} = \frac{1,27 \cdot T_k}{\mu \cdot d_1} \cdot S_R \quad (19.3)$

→ Ersparnis: ca. 36% Anpresskraft bzw. Schraubenkraft werden gegenüber der starren Halbschale ohne Übermaß gespart ($\frac{19.3}{19.2} = \frac{1,27}{2,0} \approx 0,36$)

③ Scheibenkupplung

- + für hohe Beanspruchungen durch Stöße, wechselnde Belastung & Axialkräfte
 - + bei Verwendung von Passschrauben wird Drehmoment kraft- und formschlüssig übertr.
 - sorgfältige Ausrichtung notwendig
 - im Betrieb keine Verlagerungen ertragbar, auftretende Lagerexzentrizitäten und Wölbungen sind zu berücksichtigen
- unterscheide: angeschweißte und angeschmiedete Flansche

► Kraftschluss (d.h. Drehmoment durch Reibung übertragen)

- erforderliche Schraubenkraft: $F_{\text{Schraube}} = \frac{F_u}{z \cdot \mu} = \frac{2 \cdot T_k}{z \cdot \mu \cdot K} \quad (19.10)$
 z : Anzahl der Schrauben; $\mu \approx 0,25$ Stahl/Stahl trocken, $\mu \leq 0,15$... geschmiedet
 K : Abstand der Schrauben

• Zugspannung in der Schraube: $\sigma = \frac{F_{\text{Schraube}}}{A_{\text{Schraube}}} = \frac{4 \cdot F_u}{z \cdot \mu \cdot \pi \cdot d_2^2} = \frac{8 \cdot T_k}{z \cdot \mu \cdot K \cdot \pi \cdot d_2^2} \leq \sigma_{\text{zul}}$
 d_2 : Kerndurchmesser der Schraube

► Formschluss

• z.B. Passschrauben; Scherkraft $F_{\text{Schraube}} = \frac{F_u}{z} = \frac{z \cdot T_k}{z \cdot k} \quad (19.12)$

• **Leibungsdruck** zw. Welle und Flansch: $p = \frac{F_u}{z \cdot d \cdot l_s} = \frac{z \cdot T_k}{z \cdot d \cdot k \cdot l_s} \leq p_{\text{zul}} \quad (19.13)$

• **Scherungsspannung** in Schraube $\tau = \frac{F_{\text{Schraube}}}{A} = \frac{F_u}{z} \cdot \frac{4}{\pi \cdot d^2} \leq \tau_{\text{zul}} \quad (19.14)$

Allgemein Kraft und Formschluss: (19.11 + 19.13)

• Übertragbares Drehmoment

$$T_{k\text{zul}} = \frac{1}{2} \cdot k \cdot z \cdot \left[\frac{\sigma_{\text{zul}} \cdot \pi \cdot d_3^2 \cdot \mu}{4} + p_{\text{zul}} \cdot d \cdot l_s \right] \cdot \frac{1}{SR}$$

! Δ Scherungsspannung entfällt, da durch Reibung aufgenommen
Scherbüchse $\rightarrow$ Formschluss sicherstellen; Kraftschluss durch Anziehen der Schraube

19.3 Nachgiebige Kupplungen (Ausgleichskupplungen)

► Zusatzfunktion: Relativbewegungen der zu verbindenden Wellen ermöglichen, d.h. Lagefehler überbrücken

Achsversatz a
einige hundertstel mm



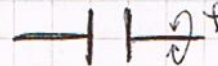
Achswinkel α
 $< 1^\circ$



Achsverschiebung h
einige zehntel mm



Drehwinkel φ



Drehwinkel φ infolge

- **Verdrehspeil**: keine Drehmomentübertragung bis zum Einsetzen der Mitnahme durch Kupplung
- **Drehfederung**: definiert durch Federkonstante $C = \frac{\Delta T_k}{\Delta \varphi} \quad (19.16)$

19.3.1 Nachgiebige Wellenkupplungen

Wirkprinzip

unterscheide: drehstarr, winkel-, axial-, oder querbeweglich; Δ Rückstellkräfte

► Funktionen der elastischen Kupplungen

1) **Stöße mildern**, entsprechend Federkonstante

$$C = \frac{\Delta T_k}{\Delta \varphi}$$

← Kupplungsmomentänd.
← Drehwinkeländerung

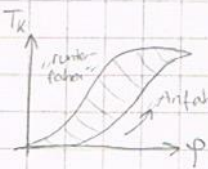
2) **Eigenfrequenzen** der Torsionsschwingungen verändern

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{C}{J}}$$

C: Drehfederkonstante
J: Massenträgheitsmoment

Merke: Durch Einführung einer zusätzlichen Federung wird ω_0 kleiner

3) **Schwingungen dämpfen** durch Hysterese



► Bauformen elastischer Kupplungen

a) **gummielastisch**: Walstkupplungen, elastische Klauenkupplungen

b) **federelastisch**: Verdrehfederkupplungen, Först-Kupplung, Federlascherkupplung

Vor- und Nachteile der obigen 5 Kupplungsorten

Bspw: Gummielastische Kupplungen empfindlich gegen Öl und Temp.; federelastisch beständig dagegen

19.3.2 Bewegliche (gelenkige) Ausgleichskupplungen

► Wirkprinzip: Gelenke statt elastische Übertragungselemente

• Bauformen a) **Oldham-Kupplung**

b) **Zahnkupplung** c) **Kardangelenke**

+ keine Rückstellkräfte

- meist Schmiering der Gelenke

+ größerer Achswinkel und größerer Achsversatz möglich

erforderlich, d.h. Wartung

! Δ Vor- und Nachteile der obigen 3 Kupplungen

► **Ungleichförmigkeitsgrad δ** bei Kardan- / Kreuzgelenken

ω_2 schwankt zwischen $\omega_2 = \frac{\omega_1}{\cos \alpha}$ und $\omega_2 = \omega_1 \cdot \cos \alpha$

$$\gamma = \frac{\omega_{2\max} - \omega_{2\min}}{\omega_1} = \tan \alpha \cdot \sin \alpha \quad (19.23)$$

$$\frac{\omega_1}{\omega_2} = \sqrt{(\tan^2 \alpha \cdot \sin^2 \varphi + 1) \cdot (1 - \sin^2 \alpha \cdot \cos^2 \varphi)} \quad \text{oder} \quad \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{\cos \alpha}{1 - \sin^2 \varphi \cdot \sin^2 \alpha}$$

Schwankung von ω_2 gegenüber ω_1 ; je größer α , desto extremer

- Merke:**
1. Doppelgelenkwellen müssen stets so zus. gefügt werden, dass die Gabeln der Zwischenwelle in eine Ebene liegen.
 2. Die Zwischenwelle läuft ungleichförmig um, die Antriebsgeschwindigkeit ist nur in symmetrischen Lagen gleichförmig.

Welle 1 $\swarrow$ Welle 3 Parallel

19.4 Schaltkupplungen

- + nach dem Einschalten ähnlich wie starre
- + schlupffrei
- nur im Stillstand oder Gleichlauf schaltbar
- Verdrehspiel problematisch bei Wechsel der Lastrichtung

19.4.1.1 Fremdbetätigte formschlüssige Schaltkupplungen

Klauenprofile (Trapez, Sägezahn, Überhol, $\gg$, $\ll$, ... etc.)

- zur Schalterleichterung: Überhol- oder Abweisklauen
- Ausschaltung unter Last kaum möglich
- Berechnung erfolgt auf Flächenpressung, bei sehr feiner Verzahnung auf Faserbruch
- Verschleiß $\propto$ Lebensdauer
- Schaltzeug zur Betätigung erforderlich

Unterschiede der Varianten:

- a) in Nut liegender Schalttring: bessere Schmiermöglichkeiten
- b) umgreifender Schalttring: muss i. d. Regel geteilt ausgeführt werden

19.4.1.2 Selbstschaltende formschlüssige Kupplungen

$\rightarrow$ Sicherheitskupplungen: „schalten bei zu hohen Drehmomenten ab, um sich selbst zu schützen“

► Formschlüssige Kupplungen:

- nur im Stillstand / im synchronen Gleichlauf anschlüssbar
- daher: Selbstschaltung = selbsttätige Ausschaltung
- meist drehmomentabhängig; auch drehrichtungsabhängig

Überlastkupplungen und Freiläufe

axialer Komponente nur in einer Momentenrichtung + Federkraft klein

Zeichnung mit Feder & Diagramm; Funktionsprinzip; Grundprinzip

$$F_A = F_u \cdot \tan \alpha \quad \leadsto \quad F_{\text{vor}} \geq F_A = F_u \cdot \tan \alpha = T_{KN} \cdot \frac{\tan \alpha}{r} \quad (19.26)$$

$$F_{Ab} = T_{K\max} \cdot \frac{\tan \alpha}{r} \quad (19.27) \quad \text{Relativbewegungen bei } F_{\text{vor}} < F < F_{Ab}$$

► Schwierigkeiten:

- Reibung an Übertragungselementen & an Drehmomentübertragung von Welle auf verschiebbare Kupplungshälfte
- konstruktiver Aufwand für vollständige Trennung im Überlastfall
- Axialkraft zw. Kupplungshälften

Bsp.

- Abhilfe:
- Einführung von Wälzkörpern für vollständige Trennung
 - symmetrischer Kupplungsaufbau
 - große Durchmesser für Drehmomentübertragung

19.4.2 Reibschlüssige Schaltkupplungen

- Drehmomentübertragung durch Reibflächen, die zeitweise rutschen können, und Klemmkörper (z.B. Freiläufe)

- + unter Betriebsdrehzahl ein- und ausrückbar
- + Drehmomentbegrenzung
- Wärmeentwicklung
- Verschleiß der Reibflächen

19.4.2.1 Schaltkupplung mit Reibflächen



Radiale, axiale Anpressung, Zwischenformen

↳ Backen- ↳ Scheiben-, Lamellen

↳ Kegel-, Konus

+ immer Rutschmoment

- mangelnde Ansprechgenauigkeit

+ Kupplung fasst selbstständig wieder,
wenn Überlastung endet

- Rutschmoment unterliegt starker Streuung
- starke Erwärmung

19.4.2.2

unterscheide bei Reibungsbremsen:

↳ a) gleichsinnige b) symmetrische Innenbackenbremsen Selbstverstärkungseffekt

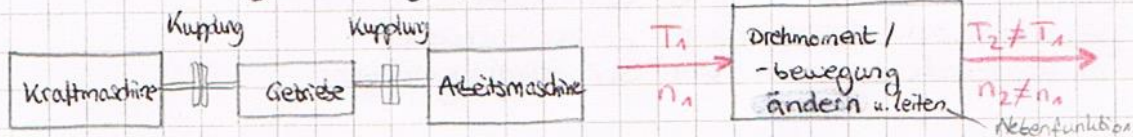
19.4.2.3 Freiläufe und Gesperre mit Klemmkörpern

- Prinzipien:
- kreisrunde Klemmkörper, eine Klemmfläche unrund
 - kreisrunde Klemmflächen, unrunde Klemmkörper

20 Getriebe

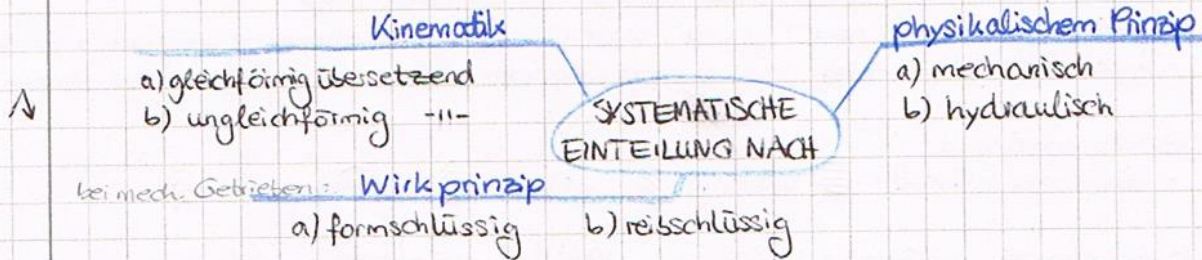
20.1 Funktionen und systematische Einteilung

→ Leistungsübertragung in antriebstechnischen Anlagen



Bsp.: Förderband: Elektromotor → Förderband; Turbosatz: Dampfturbine → Generator

► Arten: Gelenk-, Keil-, Räder-, Zugmittel-, Hydraulische Getriebe



20.2 Zahnradgetriebe = gleichförmig übersetzend (+ formschlüssig)

- Funktionen:
- 1) Drehmomente und Drehbewegungen ändern
 - 2) " " " " " " leiten
 - 3) mechanische Leistung teilen / zusammenführen

Leistung P : ohne Verluste $P = T_{an} \cdot \omega_{an} = T_{ab} \cdot \omega_{ab}$ (20.1)
mit Verlusten $P_{an} = T_{an} \cdot \omega_{an} \neq P_{ab} = T_{ab} \cdot \omega_{ab}$ (20.2)

Wirkungsgrad η : $\eta = \frac{P_{ab}}{P_{an}} < 1$ (20.3)

Übersetzung i : $i = \frac{\omega_{an}}{\omega_{ab}} = \frac{n_{an}}{n_{ab}} = \frac{z_2}{z_1}$ (20.4)
 (Note: z_1 is the number of teeth on the driving gear, z_2 on the driven gear. $i > 1$ is 'Langsame' (slow), $i < 1$ is 'Schnelle' (fast).)

Zähnezahlen $z > 0$ für außenverzähnte z.B. Stirn-, Kegel- oder Schneckenräder
 $z < 0$ innenverzähnte z.B. Hohlräder

Stirnradpaarungen $i < 0$ entgegengesetzter Drehsinn
 $i > 0$ gleicher " "

! ↗ Stirnradgetriebe: ein-, zweistufig; rückkehrend

► Kinematik beim Abwälzen $v_1 = r_1 \cdot \omega_1$
 $v_2 = r_2 \cdot \omega_2$
 $\omega_1 = \omega_{an}$
 $\omega_2 = \omega_{ab}$
 $v_1 = v_2$ Umfangsgeschw.

- wesentliche Forderung:
- gleichförmige Übertragung (Dreh-): $i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \text{konst.}$ → keine Stöße
 → " " Schwingungsbeanspr.
 → " " Zusatzgeräusche
 - bei abwälzenden Reibzylindern (reibschlüssig, schlupffrei): $i = \text{konst.}$
 - bei formschlüssigen Zähnen: $i = \text{konst.}$ (abh. von spez Zahnform)

► Zahnflankenform: Vorstellung: Zähne als Hebel → wirksamer (Hebel-) Radius untersch., da Berührungspunkt B auf Flanke wandert
 → Normale N-N muss in jedem möglichen Berührungspunkt B durch Wälzpunkt C gehen.
 → Geschwindigkeitskomponenten in Normalen-Richtung müssen gleich sein!
 $c_1 = c_2$ damit gilt: $\frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{r_2}{r_1} = i = \text{konst.}$

20.2.3 Bauformen

in Abhängigkeit von der relativen Lage der Wellen und der Lage bzw. Gestalt der Verzahnung

- a) **parallele Achsen** z.B. Stirnradgetriebe
- b) **schneidende Achsen** z.B. Kegelradgetriebe
- c) **kreuzende Achsen** z.B. Schneckenradgetriebe

Eigenschaften

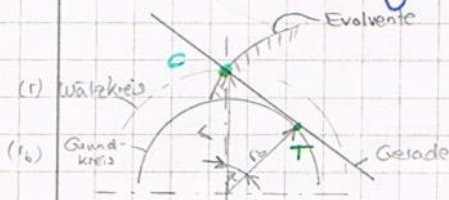
- **Stirnrad**: einfachste Herstellung; sicher beherrschbar, auch bei hohen Leistungen und Drehzahlen
- **Hohlräder**: teuer; eingeschränkte Herstellungsmöglichkeiten; + **flügender Ritzel** möglich; hpts. Planetengetriebe
- **Kegelrad**: schneidende Achsen realisierbar
- **Stirnschraubrad**: großer Achsversatz möglich; nur für kleine Kräfte
- **Schneckengetrieberad**: hohe Tragkraft; große Übersetzung; Selbsthemmung bei Umkehr d. Kraftflusses u.ä.
- **Hypoidräder**: kleine Achsversetzung; wegen Längsleiten bei Punktberührung Schmittleitend eiförmig

Verzahnungsarten

- **Stirnräder**: a) **Gerad** - ; b) **Schräg** - ; c) **Apeil** - ; d) **Kreisbogen** - 

- **Kegelräder**: a) **Gerad** - b) **Schräg**; c) **Spiral** - d) **Evolventen** -; e) **Kreisbogen** -

Evolventenbeziehung



Kinematik Zahneingriff / beim Abwälzen:

~ Berührungspunkte B bewegen sich auf einer Geraden

→ „Eingriffslinie (-geraden)“ mit Eingriffswinkel α

$$\cos \alpha = \frac{r_g}{r} = \frac{\text{Grundkreis}}{\text{Wälzkreis}} \quad (20.14)$$

wichtig: „Überdeckung“ von nachfolgendem Zahnradpaar, bevor jetziger auf Eingriff

Schrägverzahnung:

$$\beta = 0^\circ$$

- geräuschärmer als geradverzahnte Stirnrad-Getriebe
- Herstellung: Werkzeug wird um Schrägungswinkel β geschwenkt
- **Flankenlinien** ⇒ (werden zu) **Schraubenlinien**

Definitionen: 1. Flankenlinie, 2. Teilung p; 3. Modul m; 4. Teilkreis d

Geometrische Zusammenhänge: Bezeichnungen am außenverzahnten Stirnrad

$$\begin{aligned} p &= \pi \cdot m; \quad d = z \cdot \frac{p}{\pi} = z \cdot m; \quad h = h_a + h_f; \quad h_a = m; \quad h_f = m + c \\ d_a &= d + 2h_a; \quad d_f = d - 2h_f; \quad p = s + e \end{aligned}$$

Handgezeichnete Beschriftungen im Diagramm: Teilkreis-Ø, Zahnhöhe Kopfhöhe, Fußhöhe, Kopfspiel, Kopfkreis-Ø, Fußkreis-Ø, Zahndicke, Zahnstärke.

• bei Zahnradpaarungen: **Achsabstand a**
$$a = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{m}{2} (z_1 + z_2) \quad (20.23)$$

• bei Schrägverzahnungen: **Schrägungswinkel β** im allg.: $\beta \approx 8^\circ \dots 15^\circ$

20.2.4.3 Herstellverfahren

- ① **Wälzverfahren (Hüllschnittverfahren)**: Hobeln, Fräsen, Stäßen, Schaben, Schleifen
- ② **räumliche Formverfahren**: in Form gegossen, gesintert, gepresst, gespritzt
 - + Massenerzeugung kleiner Zahnräder
 - + Nichteisemetalle + Kunststoffe mögl.
 - teure Form
 - ↳ schwierig herzustellen
- ③ **Feinstbearbeitungsverfahren**: Schleifscheiben

20.2.4.4 Verzahnungsqualität und Toleranzen

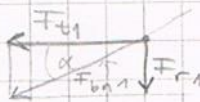
→ **Tragbild** = Bereich in dem Berührung stattfindet

Merke: Kunststoffe nie so genau wie Metall

20.2.5 Kraftverhältnisse / Spannungen

1. am Gegenstirnpaar (20.24) - (20.27)

- Nenn Drehmoment: $T_1 = F_{t1} \cdot \frac{d_{w1}}{2}$ bzw. $T_2 = F_{t2} \cdot \frac{d_{w2}}{2}$
- Nenn-Umfangskraft: $F_{t1,2} = F_{bn1,2} \cdot \cos(\alpha_w) = \frac{2 \cdot T_{1,2}}{d_{w1,2}}$
- Zahnnormalkraft (senkrecht zur Zahnflanke): $F_{bn1,2} = \frac{F_{t1,2}}{\cos(\alpha_w)}$
- Zahnradialkraft (zur Radmitte wirkend): $F_{r1,2} = F_{t1,2} \cdot \tan(\alpha_w)$



2. am Schrägstirnpaar (20.28) - (20.32)

- Nenn-Umfangskraft: $F_{t1,2} = \frac{2 \cdot T_{1,2}}{d_{w1,2}}$
- Zahnradialkraft: $F_{r1,2} = F_{t1,2} \cdot \tan \alpha_{wt}$

(im Normalquerschnitt gilt: $F_{r1,2} = F_{t1,2} \cdot \tan \alpha_{wn}$; $F_{t1,2} = \frac{F_{1,2}}{\cos \beta}$ $\alpha_{wn} = \alpha_n$)

- Zahnaxialkraft (Richtung Mittelachse wirkend) $F_{a1,2} = F_{t1,2} \cdot \tan \beta$

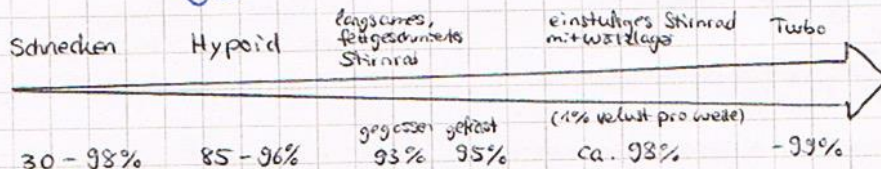
(1) Zahnspannungen: Biege-, Wälz-, Fressbeanspruchung, Reibverschleiß

20.2.6 Schadensarten

- 1) Gewaltbruch → Soll-Bruchflanke
- 2) Dauerbruch → größere Moduln
- 3) Warmfressen → kleinere Moduln
- 4) Kaltfressen → zäher Schmierstoff
- 5) Grübchenbildung (pitting) → zähere Öle

Erklärungen & Abhilfemaßnahmen

20.2.7 Wirkungsgrad einschließlich Plansch-, Lager- und Dichtungsverlusten



$$\eta_{ges} = \frac{P_{ab}}{P_{an}} = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \dots$$

η_i = Wirkungsgrad der i. Stufe

Merke: bei Teillast und Anfahren niedriger

→ abhängig von Einzelverlusten

- Zahnradpaaren:
- Lagerpaaren:
- Dichtungen:
- Sonstige (z.B. Ölplanschen):

$$\left. \begin{aligned} \eta_z &\approx 0,98 \dots 0,995 \\ \eta_L &\approx 0,97 \dots 0,99 \\ \eta_o &\approx 0,98 \\ \eta_x & \end{aligned} \right\}$$

$$\eta_{ges} = \eta_z \cdot \eta_L \cdot \eta_o \cdot (\eta_x)$$

20.2.8 Gestaltung von Stirnradgetrieben

① Laufgeräusche durch Laufunregelmäßigkeiten infolge

- Fehler der Flankenform, Eingriffsteilung, Flankenrichtung etc.
- Verformung der Zähne und Wellen unter Last



- periodische Rotationsbeschleunigungen
- Drehmomentschwankungen



- Schwingungen der Getriebeteile → Geräusch

↳ Maßnahmen: ballige Zähne; Zähnezahlen = Primzahlen; große Zähnezahl bei kleinen Moduln; Schräg- oder Bogenverzahnung; dämpfender Radwechselstoff

② Gehäuse

→ Funktion: Lagerkräfte aufnehmen; Wärme abführen; Öl vorrat speichern (bei Tauchschmierung); Öl leiten; Geräusche dämpfen; Anbauelemente aufnehmen

→ Herstellung: Stückzahl $\begin{cases} > 3 & \text{Gussgehäuse} \\ \leq 3 & \text{Schweißgehäuse} \end{cases}$

→ Konstruktion: Teilfugen mit Passstiften in den Flansch; Schaulochdeckel etc.

③ Lagerungen: wdm Wälz-, wdm Gleit-, Rikula, ...

20.3 Umlaufgetriebe

= Getriebe, die gegenüber Standgetrieben (Vorgelegegetriebe) Räder mit beweglichen geometrischen Achsen haben

→ Differentialgetriebe: mit Freiheitsgrad $F=2$; entweder zwei Antriebs- oder zwei Abtriebswellen (Ausnahme: geschlossene Diff.-g.)

→ Planetengetriebe: mit $F=1$

Definitionen: Steg-/Planetenrädler, Planetenrad/Satellit, Zentralrad, Sonnenrad, Hohlrad

+ koaxiale Anordnung der An- und Abtriebswelle

+ kompakte Bauweise: Leistung wird auf mehrere Planetenräder verteilt

+ geräuscharm

- komplizierter Aufbau $\rightarrow$ schwierige Inspektion, Wartung, Reparatur

- Übersetzung unter 3.5 schwierig

20.4 Kegelrad- und Hypoidradgetriebe

Übertragung von Drehzahl und Drehmoment zw. Achsen, die sich schnitten

• Wälzkörper = Kegel

• Unterscheidung nach Verlauf d. Flankenlinie

• 4 vom Fertigungsverfahren bestimmt

..., die sich bei kleiner Achsversetzung kreuzen
 $\rightarrow$ kleinen Achsversatz für hohen Wirkungsgrad
unterscheide: Minus- und Plus-Achsversatz

Ausführungsformen: Ritzelwelle, Vollrad; Guß-, Schweiß-, Schraub-

Bild 1 20.5 Schneckengetriebe

a) Zylinderschnecken: Zylinderschnecke, Globoidrad 

b) Stirrad-schnecken: Globoidschnecke, Stirrad 

c) Globoid-schnecken: Globoidschnecke, Globoidrad

Eigenschaften...

bspw. große Übersetzung in einer Stufe möglich $\begin{cases} i=1 \dots 120 & \text{ins Langsame} \\ i=1 \dots 0,05 & \text{ins Schnelle} \end{cases}$

unterscheide:

• eingeschnittene Vollschnecke: bevorzugt für schnelllaufende Leistungsgetriebe

+
-
-

• Vollschnecke: nur für langsam laufende Getriebe

+
+
-
-

a) Zahnkranz verschraubt b) ... aufgeschraubt
c) Ausführung komplett in Guss d) -"- ; Radkörper in Schweißkonstr.