

Vorlesung

Maschinenelemente 1

DozentIn

andere DozentInnen möglich

Hoffmann

Semester:	2
Studiengang:	WI, AU, LM
Version:	2.4



Terminübersicht Sommersemester 18



Sommersemester
München 8-9



Termin	Bis	Veranstaltung	Ort	Kategorie
15.03.2018		Erstsemesteritag/Semesterstart	HM	HM-Termin
Ende März*		FS09 Semesteropening Party	Club	Spaß/Teambuilding
24.03.2018		FS09 WelcomeDay	ganz München	Spaß/Teambuilding
29.03.2018	03.04.2018	Ostern		Frei!
Ende März*		Antragfrist für Urlaubssemester	online	HM-Termin
06.04.2018	08.04.2018	Aufkaltwoche/Ende der FS09	FS09	Spaß/Teambuilding
Mitte April*		Wahl der neuen Vorstände	HM	Teambuilding/Info
18.05.2018	22.05.2018	Pfingsten		Frei!
Im Laufe des Semesters*		Office Kurse (kostenlos!)	HM & Gau	Beruf/Weiterbildung
25.04.2018	09.05.2018	Prüfungsanmeldung	online	HM-Termin
Ende Mai*		FK09 Abschlussterfeier	HM & Gau	HM-Termin
Ende Mai*		kar-Skating	HM	Spaß/Teambuilding
01.07.2018	31.07.2018	Rückmeldung für das WiSe 2018/19	HM	online
11.07.2018	27.07.2018	Prüfungszeitraum (auch samstags!)	HM	HM-Termin
nach Prüfungszeit*		FS09 SommerschoolOut (Sommerurlaub)	Ausland	Spaß/Teambuilding
26.07.2018		Praxisdiologium	HM	HM-Termin
27.07.2018		Masterelignungsprüfungen		
30.07.2018	ab 20:00Uhr	Notenbekanntgabe	online	HM-Termin
31.07.2018		Prüfungseinblick	HM	HM-Termin
30.07.2018		Semesterende		HM-Termin
		FS09 sonstige Events (Infos in der Fachschaft)		Spaß/Teambuilding

Informationen über diverse Veranstaltungen erhalten Sie u.a. in der FS09

* Termine werden nach bekannt gegeben

Weitere Informationen findet ihr unter www.fs09.de, www.wi-muenchen.de, www.hoko-online.de und www.wi.hm.edu

Änderungen unter Vorbehalt

Maschinenelemente I

Vorlesungsskript für Studierende der Studiengänge
Wirtschaftsingenieurwesen, Automobilwirtschaft, Logistikmanagement
an der Fakultät für Wirtschaftsingenieurwesen der Hochschule München

Dozenten:

Prof. Dr. Manfred Anzinger
Prof. Dr. Markus Däubel
Prof. Dr. Joachim Günther
Prof. Dr. Eckhard Hoffmann
Prof. Dr. Robert Meier-Staude
Prof. Dr. Bernd Schulz

Version 2.3

0. Vorbemerkung
1. Achsen und Wellen
2. Stifte und Bolzen, Sicherungselemente
3. Schraubenverbindungen
4. Schweißverbindungen
5. Löt- und Klebeverbindungen
6. Welle-Nabe-Verbindungen

(Im Fach Maschinenelemente II werden weitere Maschinenelemente behandelt, u.a.: Federn, Wälzlager, Zahnräder und Getriebe, Kupplungen und Bremsen)

Literaturempfehlungen*

- Roloff – Matek, Buch und Aufgabensammlung
- Niemann, Maschinenelemente, Bd. 1
- Decker, Buch und Aufgabensammlung
- Tabellenbuch Metall

* in diesem vorlesungsbegleitenden Skript sind zahlreiche Bilder, Diagramme, Tabellen, etc. aus diesen Quellen entnommen. (Verlag, Auflage und Erscheinungsjahr, s. letzte Seite). Der Autor dankt den Verlagen für die freundliche Genehmigung zur Verwendung an dieser Stelle.

Das Skript ist bewusst nicht als Lehrbuch konzipiert, sondern aus einer Vorlesungsmitschrift entstanden. Es findet sich eine Vielzahl hervorragender Fachliteratur bzw. ausführlicher Lehrbücher zum Thema, welche zur Vertiefung durchaus empfohlen werden. Die hier genannten vier Bücher sind allesamt fachlich fundiert und didaktisch außergewöhnlich gut aufbereitet.

Das Skript kann und soll also nicht den Vorlesungsbesuch ersetzen, sondern soll diesen ergänzen, dergestalt, dass ein Mitschreiben seitens der Studierenden sich auf Randnotizen oder Ergänzungen zum eigenen Verständnis beschränken kann.

Was ist ein „Maschinenelement“ ?

„Ein Maschinenelement kann allgemein als kleinstes, nicht mehr sinnvoll zu zerlegendes und in gleicher oder ähnlicher Form immer wieder verwendetes Bauteil in technischen Anwendungen verstanden werden.

Maschinenelemente können sowohl Einzelbauteile wie Schrauben, Stifte, Zahnräder usw. sein, als auch Bauteilgruppen wie Wälzlager, Kupplungen, usw.“
[1]

Einteilung der gängigen Maschinenelemente nach dem Verwendungszweck [1]

- Verbindungselemente: Niete, Schrauben, Federn, Stifte, Bolzen; ferner Schweiß-, Löt- und Klebeverbindungen
- Lagerungselemente: Gleit- und Wälzlager
- Übertragungselemente: Achsen, Wellen, Zahnräder, Getriebe, Riemen, Ketten
- Dichtungselemente: Berührungsdichtungen, berührungslose Dichtungen
- Elemente zum Transport von Fluiden: Rohre, Ventile, Schieber, Hähne
- Schmierstoffe: Schmieröle, Schmierfette

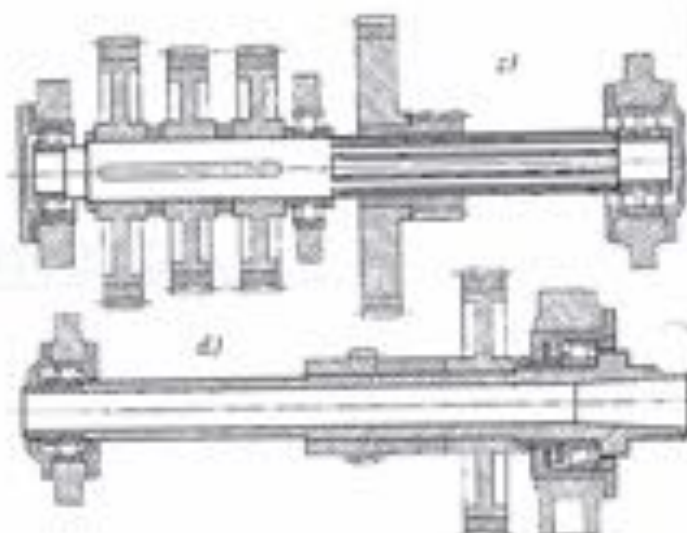
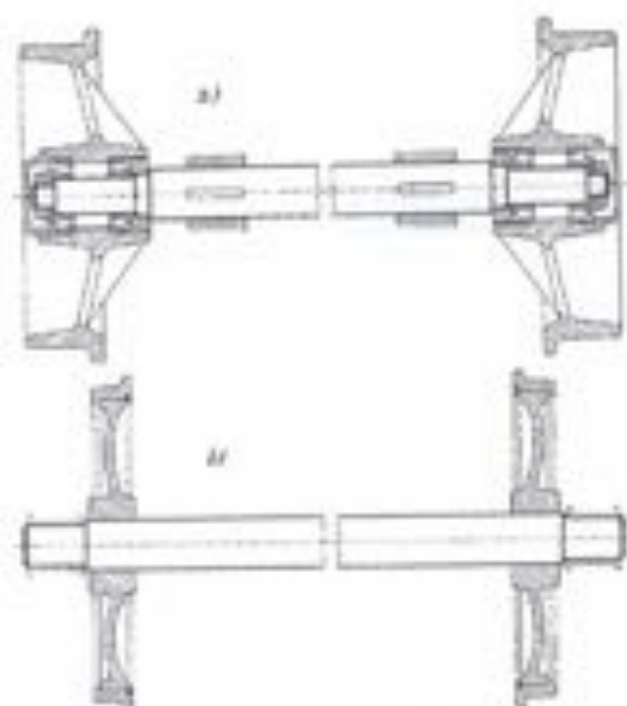
Die Bauteilgruppen, wie Wälzlager, Kupplungen, Ventile, Getriebe, usw. bestehen zwar aus mehreren Einzelbauteilen und lassen sich naturgemäß weiter zerlegen, werden aber hinsichtlich ihres Einsatzes als Einheit verwendet [1].

Im Rahmen der gesamten Vorlesung Maschinenelemente I + II werden die ersten drei Gruppen von Maschinenelementen detailliert behandelt. Maschinenelemente der drei letztgenannten Gruppen sind dagegen nicht Gegenstand der Vorlesung. Dies würde den Rahmen einer Grundlagenvorlesung sprengen, hier sei auf die einschlägige Literatur verwiesen.

Maschinenelemente sind die Grundlage von allen technischen Konstruktionen. Sie stehen durchaus untereinander in Konkurrenz. So wird ein Konstrukteur beim Fügen zweier Bauteile beispielsweise abwägen, ob er diese verschraubt, klebt, lötet oder schweißt. Je detailreicher seine Kenntnisse hinsichtlich Eigenschaften sowie Vor- und Nachteilen der zur Wahl stehenden Maschinenelemente sind, umso besser und sicherer wird seine Wahl für die betreffende Anwendung sein können. In gewisser Weise lassen sich Maschinenelemente in einer technischen Anwendung vergleichen mit Vokabeln in einer Fremdsprache. Je mehr und besser man die Vokabeln in seinem aktiven und passiven Wortschatz zur Verfügung hat, umso praktischer und auch spielerischer kann man sich in der Sprache bewegen. Ganz ähnlich verhält es sich auch mit den Maschinenelementen in einer Baugruppe oder Konstruktion. (Zugegebenermaßen ist das zunächst erforderliche Erlernen von Vokabeln sicher nicht immer das spannendste, aber eben eine Grundvoraussetzung!)

1. Achsen und Wellen

„Die Aufgabe von Achsen und Wellen ist das Stützen und Leiten von Kräften an die Abstützstellen“ [4]. Wesentlicher Unterschied: Achsen übertragen nie ein Drehmoment, Wellen immer!



Beispiele für Achsen und Wellen (alle: [3])

- a) Stillstehende Vollachse
- b) Umlaufende Vollachse
- c) Vollwelle
- d) Hohlwelle

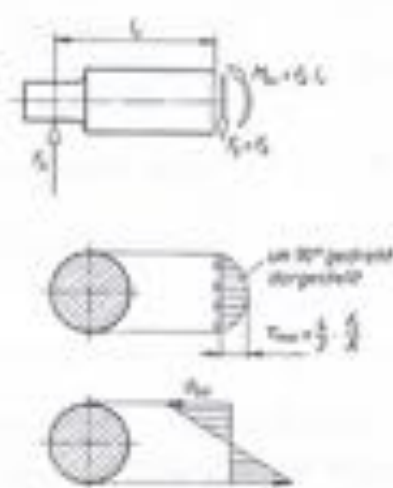
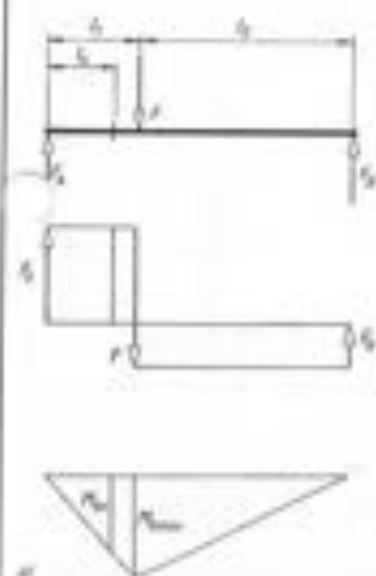
„**Achsen** dienen zur Lagerung von Laufrädern, Seiltrommeln, Seil- und Kettenrollen, u.ä.. Sie übertragen kein Drehmoment“ [2]. Man unterscheidet zwischen stillstehenden (a) und umlaufenden (b) Achsen. Erstere sind festigkeitsmäßig günstiger, da die Beanspruchung ruhend oder schwelend auftritt. Beispiel: Seilrollen, die lose auf der Achse drehen. Umlaufende Achsen, meist mit feststehenden Bauteilen, sind hingegen wechselnd auf Biegung beansprucht, aus dem Kurvenverlauf im Smith- bzw. Dauerfestigkeitsdiagramm wissen wir, dass die zulässigen Oberspannungen bei Wechselbeanspruchung deutlich geringer sind. Umlaufende Achsen weisen also geringere Tragfähigkeit auf bei gleicher Größe und gleichem Werkstoff als stillstehende Achsen.

„**Wellen** laufen stets um und übertragen immer ein Drehmoment. Häufig sind Wellen hohl (d) ausgeführt, da die wesentlichen Beanspruchungen, nämlich Biegung und Torsion, ihre Maximalwerte jeweils in den außenliegenden Randfasern haben. Die innenliegenden Fasern tragen also kaum zum Spannungsaufbau bei, machen die Welle im Grunde genommen nur schwer! Längskräfte, welche in der Welle Zugspannungen erzeugen, sind selten, z.B. bei schrägverzahnten Stirnrädern, Querkräfte treten auf, sind aber zumeist klein, vor allem im Vergleich zur auftretenden Biegung. Wir wollen uns daher hier auf den häufigsten Fall beschränken, also auf biege- und torsionsbelastete Wellen.

„Achsen und Wellen, die mit Drehzahlen $n > 1500$ U/min umlaufen, müssen möglichst steif, starr gelagert und ausgewuchtet sein“ [3].

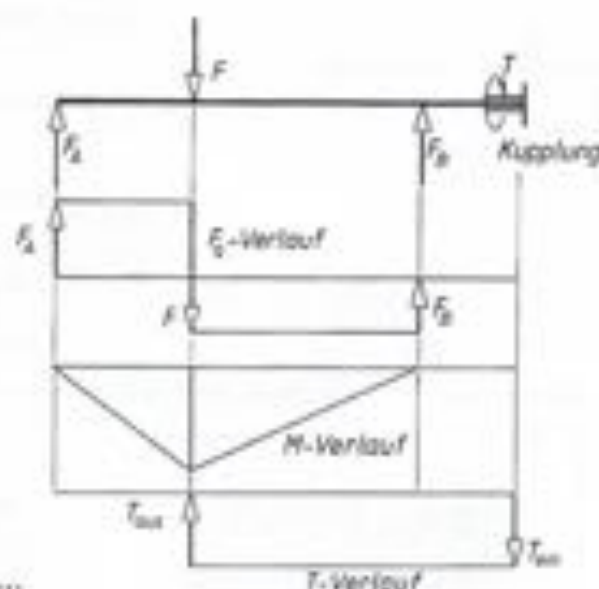
... bei Achsen

- immer Biegung infolge Querkraft
- Schubspannung infolge Querkraft: (meist vernachlässigt)
- i.d.R. keine Zug-/Druckspannung
- keine Torsion



... bei Wellen

- meist Biegung infolge Querkraft
- Schubspannung infolge Querkraft: (meist vernachlässigt)
- i.d.R. keine Zug-/Druckspannung
- immer Torsion

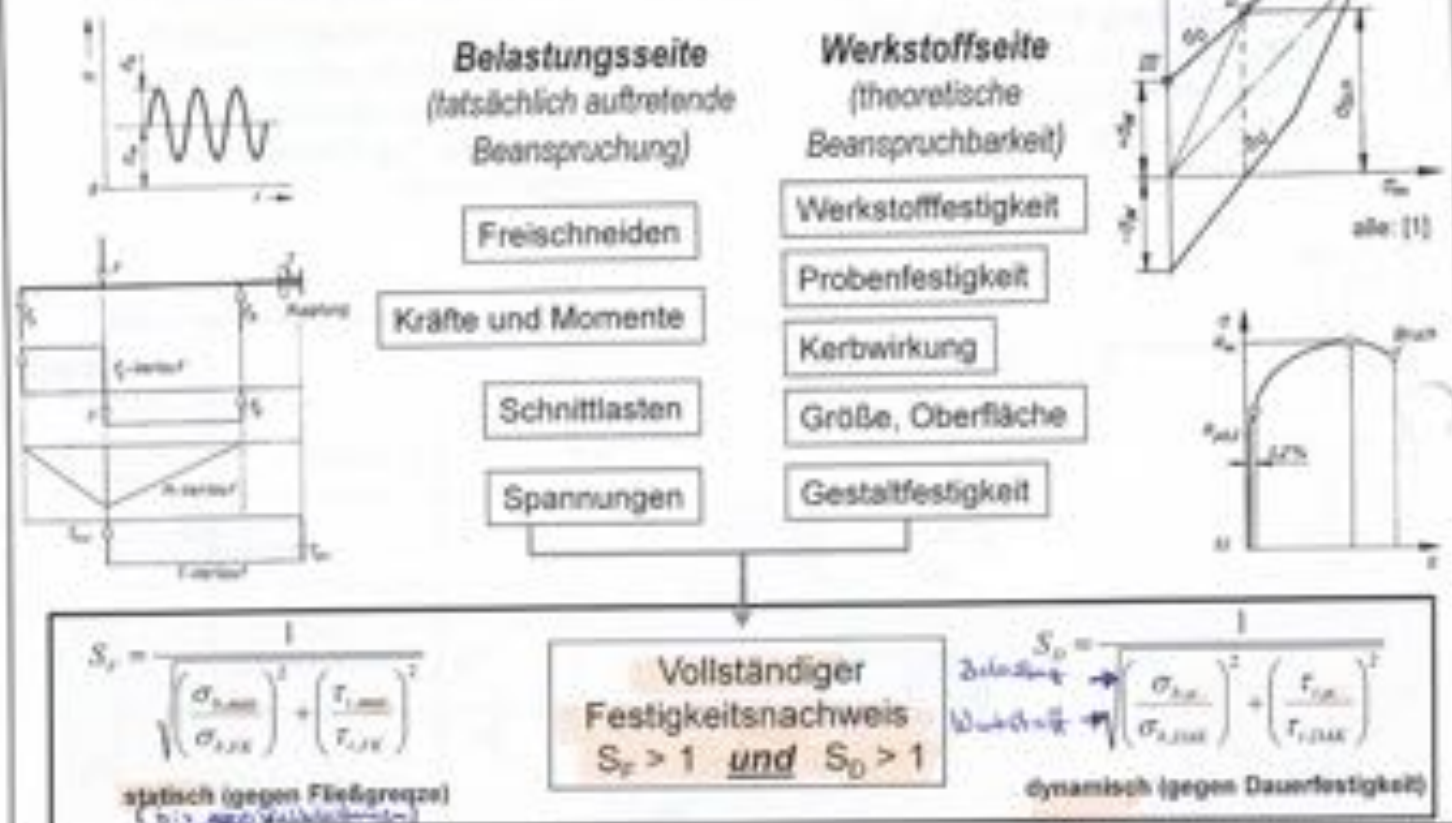


alle: [1]

Die hier dargestellten Zusammenhänge zwischen äußerer Belastung auf eine Achse bzw. Welle sowie die sich einstellenden Schnittlasten-Verläufe für Querkraft F_Q , Biegemoment M_b und Drehmoment T sind ebenso wie die sich daraus ergebenden Spannungsverläufe über den jeweiligen Querschnitten der Bauteile in der Vorlesung „Technische Mechanik“ ausführlich behandelt worden. Diese Zusammenhänge werden daher an dieser Stelle vorausgesetzt und nicht erneut im Detail hergeleitet. Im Zweifelsfall bitte nochmals das Kapitel Schnittlasten im TM-Skript heranziehen.

Der Einfachheit halber wird bei den folgenden Berechnungen bei **Achsen** von reiner Biegebeanspruchung (also kein Querkraftschub, keine Zug-Druckbeanspruchung, keine Torsion) und bei **Wellen** von kombinierter Biege- plus Torsionsbeanspruchung (also kein Querkraftschub, keine Zug-Druckbeanspruchung) ausgegangen. Dies entspricht in sehr guter Näherung der überwiegenden Mehrzahl aller praktischen Anwendungsfälle.

1.3.1 Grundsätzliche Vorgehensweise nach DIN 743



Für die praktischen Anwendungen mit Schwerpunkt auf Achsen und Wellen sind die Gleichungen für nahezu beliebig zusammengesetzte Beanspruchungen in der DIN 743 zusammengestellt [9]. Da viele Einflüsse berücksichtigt werden müssen, ist dieses Rechenverfahren sehr umfangreich und ohne Software-Unterstützung nur sehr mühsam durchführbar. Daher soll hier nur ein verkürzter Weg dargestellt werden mit einer ersten Annahme, dass Achsen nur auf Biegung, und Wellen nur auf Biegung und Torsion belastet werden (Zug-Druck-Belastung ist hier nur selten zu finden. Für Schub aus Querkraft, wie z.B. bei kurzen Bolzen gilt DIN 743 nicht!).

Die Berechnung erfolgt nach dem sog. Nennspannungsprinzip. Dabei werden bei Festigkeitsnachweisen grundsätzlich immer zwei Spannungen miteinander verglichen:

- die errechneten **Einzelspannungen** geben an, wie stark das Bauteil im gegebenen äußeren Lastfall tatsächlich belastet ist (**Belastungsseite**)
- die **Gestaltfestigkeit** beinhaltet die Beanspruchbarkeit, also die Aussage, was das Bauteil theoretisch aushalten könnte, auf der Grundlage des eingesetzten Werkstoffes und unter Berücksichtigung der „Gestalt“, also Größe, Kerben, Oberflächenzustand, etc. (**Werkstoffseite**).

Nach DIN 743 werden die beiden Spannungen für jede Beanspruchung getrennt ermittelt, ins Verhältnis gesetzt und mit o.g. Formeln die sogenannten Sicherheiten ausgerechnet, die immer größer eins sein müssen. [Empfohlen wird sogar eine Mindestsicherheit von $S_{min} = 1,2$ zu fordern, diese Forderung gleicht dabei nur die Ungenauigkeit des Rechenverfahrens aus [DIN 743], weitergehende Sicherheitsaspekte sind aufzuschlagen].

Es ist ein **statischer** (gegen Fließen) und ein **dynamischer** (gegen Dauerfestigkeit) Festigkeitsnachweis zu führen. Die Festigkeitswerte für den statischen Nachweis gewinnt man aus dem Spannungs-Dehnungs-Diagramm (Zugfestigkeit R_m , Proportionalitätsgrenze $R_{p0.2}$), für den dynamischen Nachweis aus dem Smith- bzw. Gestaltfestigkeitsdiagramm (Dauerfestigkeit z.B. σ_{L50} oder σ_{L10}).

Ein Nachweis alleine genügt nicht, ein dynamisch sicheres Bauteil muss noch lange nicht statisch sicher sein und umgekehrt.

dynamisch ≠ statisch → beides berechnen falls dyn. Beanspruchung
 statisch (4-1000) Maximalbelastung; dynamisch - Dauerbelastung (< Maximalbelastung)

1.3.2 Statische Beanspruchung

Sicherheit S_F gegen Fließen

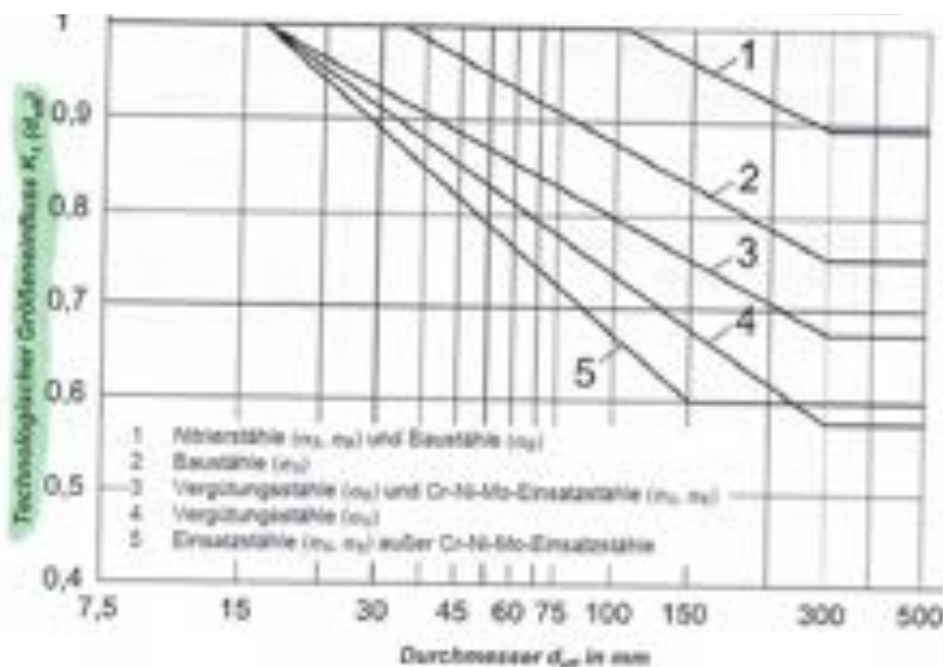
$$S_F = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{\sigma_{b,max}}{\sigma_{b,FK}}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{t,max}}{\tau_{t,FK}}\right)^2}}$$

$$\sigma_{b,max} = \frac{M_{b,max}}{W_b}$$

$$\tau_{t,max} = \frac{M_{t,max}}{W_t}$$

$$\sigma_{b,FK} = K_1 \cdot K_{ZF} \cdot R_{p0.2}$$

$$\tau_{t,FK} = K_1 \cdot K_{ZF} \cdot (R_{p0.2} / \sqrt{3})$$



- mit: K_1 : Technologischer Größeneinfluss, s. Diagramm
 K_{ZF} : Statische Stützwirkung bei Vollwellen
 = 1,2 bei Biegung u. Torsion (Werkstoffe ohne harte Randschicht)
 = 1,1 bei Biegung u. Torsion (Werkstoffe mit harter Randschicht)
 (Index „FK“: Fließgrenze für gegebtes Bauteil)

- Biege-Achsen enthält den Torsionsanteil

Statische Beanspruchung:

Die jeweiligen maximalen Spannungen $\sigma_{b,max}$ bzw. $\tau_{t,max}$ erhält man mit den aus der Technischen Mechanik bekannten Formeln.

Die jeweiligen Gestaltfestigkeitswerte $\sigma_{b,FK}$ bzw. $\tau_{t,FK}$ ergeben sich aus der Fließgrenze R_p ($R_{p0.2}$) und zwei Reduzierungsfaktoren: K_1 und K_{ZF} .

Der „Technologische Größeneinfluss“ K_1 berücksichtigt die mit zunehmender Größe (Wandstärke) des Bauteils immer schlechter werdende Möglichkeit eine im gesamten Bauteil konstante Warmbehandlung, Härte, etc. zu garantieren. Außerdem steigt die Wahrscheinlichkeit von Werkstofffehlern (Risse, Lunker, Poren) überproportional an.

Die „Statische Stützwirkung“ K_{ZF} berücksichtigt, dass bei einer rein statischen Beanspruchung sich Kerben und Oberflächenrauigkeiten bei den meisten Stahlsorten nicht negativ, sondern eher leicht positiv auswirken (daher Faktor K_{ZF} meist positiv).

(Erklärung Indices: $\sigma_{b,FK}$ = Gestaltfestigkeit bei Biegung gegen Fließen am gegebten Bauteil)

Im Diagramm steht für: $\sigma_b = R_m$ (Zugfestigkeit) sowie $\sigma_s = R_{p0.2}$ (Streckgrenze)

Erhöhung der Sicherheit durch ($\sigma_{b,max}$ kleiner oder $\sigma_{b,FK}$ größer)
 - Durchmesservergrößerung (Wk nicht gegeben)
 - anderer Werkstoff

1.3.3 Dynamische Beanspruchung

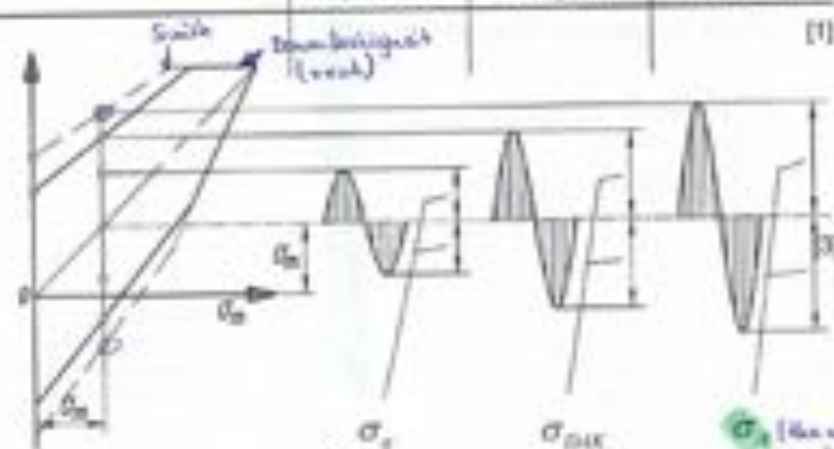
Sicherheit S_D gegen Dauerfestigkeit

$$S_D = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{\sigma_{b,d}}{\sigma_{b,DAK}}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{t,d}}{\tau_{t,DAK}}\right)^2}}$$

Bem. Z_a = zweiseitige Ausprägung

(Z_a = Werkstoffseite Smith)

Dauerfestigkeits-Schaubild nach Smith	Nennspannungsamplitude	Bauteil-Gestalt-ausschlagsfestigkeit	Proben-Ausschlagsfestigkeit
---------------------------------------	------------------------	--------------------------------------	-----------------------------



Biegung: $\sigma_{b,d} = \frac{M_{b,d}}{W_b}$ $\sigma_{b,DAK} = \frac{\sigma_{b,d} \cdot K_1}{K_\sigma}$ $\sigma_{b,d}$

Torsion: $\tau_{t,d} = \frac{M_{t,d}}{W_t}$ $\tau_{t,DAK} = \frac{\tau_{t,d} \cdot K_1}{K_\tau}$ $\tau_{t,d}$

K_2

Dynamische Beanspruchung:

Bei dynamischer Beanspruchung werden keine Maximalwerte (wie bei statischer Beanspruchung) miteinander verglichen, sondern sogenannte Ausschlagsspannungen (auch Amplitudenspannungen), mit Index klein-„a“ für tatsächlich am Bauteil vorhandene Spannung (Belastungsseite) und Index groß-„A“ für Dauerfestigkeit der Normprobe aus gleichem Werkstoff (Werkstoffseite). Index „DAK“ entspricht einer Gestalt-Dauer-Ausschlagsfestigkeit am gegebenen, also am realen Bauteil gleichen Werkstoffs. (Zur Erinnerung aus Technischer Mechanik: σ_A für die Normprobe kommt aus dem Smith-Diagramm; σ_{DAK} für das reale Bauteil kommt aus dem Gestaltfestigkeitsdiagramm, welches durch die diversen Einflussfaktoren gegenüber dem Smith-Diagramm reduziert ist.)

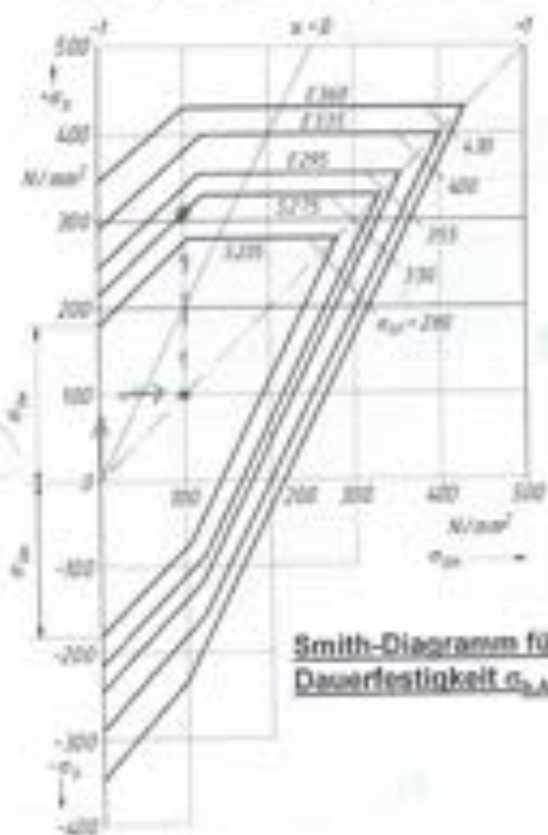
Die jeweiligen Ausschlagsspannungen $\sigma_{b,d}$ bzw. $\tau_{t,d}$ erhält man mit den aus der Technischen Mechanik bekannten Formeln.

Die jeweiligen Gestalt-Dauerausschlagsfestigkeiten $\sigma_{b,DAK}$ bzw. $\tau_{t,DAK}$ ergeben aus der Dauerausschlagsfestigkeit σ_{bA} bzw. τ_{tA} und den beiden folgenden Reduzierungsfaktoren:

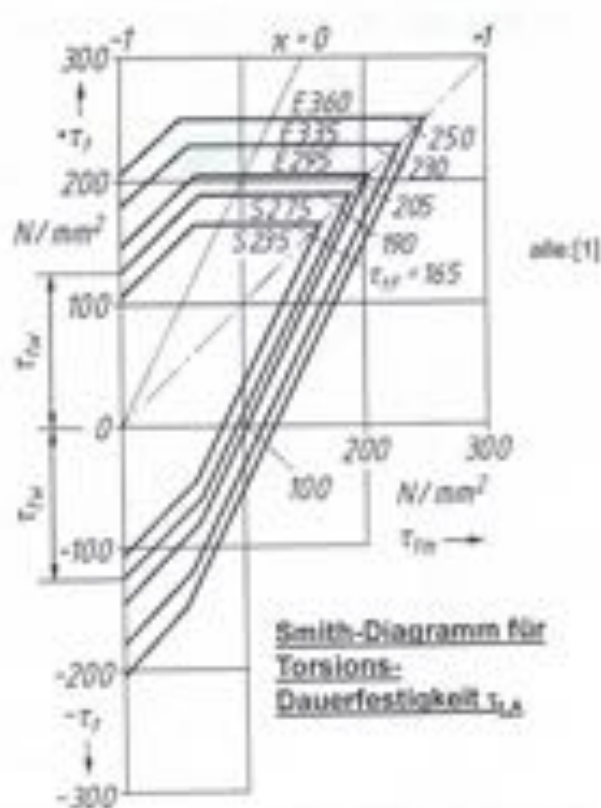
Der „Technologische Größeneinfluss“ K_1 (s. statischer Nachweis, vorherige Seite)

Die „Gesamteinflussfaktor“ K_2 berücksichtigt die Kerbwirkung, den Oberflächenzustand und den geometrischen Größeneinfluss (s.u.).

1.3.3.1 Ermittlung der Dauerfestigkeiten



Smith-Diagramm für Biege-Dauerfestigkeit $\sigma_{b,A}$



Smith-Diagramm für Torsions-Dauerfestigkeit $\tau_{t,A}$

Material = S275 Mittelspannung = 100 MPa \rightarrow 165 Biege (Torsionsprobe)

Aus dem Smith-Diagramm lässt sich die **Ausschlagsfestigkeit** σ_A bzw. τ_A für eine glatte, ungekerbte Standardprobe des jeweiligen Werkstoffes ablesen (s. Skript „Technische Mechanik“, letztes Kapitel). Bei gegebener Mittelspannung lassen sich hieraus die Ausschlagsfestigkeiten sowohl für alle Lastfälle (also allgemein, schwellend oder wechselnd) als auch für die verschiedenen Spannungen (also hier: Biegung, Torsion) ermitteln.

Liegt kein Smith-Diagramm vor, können für den rein wechselnden Lastfall folgende Werte näherungsweise herangezogen werden: $\sigma_{w0,A} = 0,5 \cdot R_m$ und $\tau_{w0,A} = 0,3 \cdot R_m$. (Für geringe Mittelspannungen σ_m („links vom Knick“) kann die sogenannte Mittelspannungsempfindlichkeit von σ_A vernachlässigt werden, d.h. hier gilt ungefähr: $\sigma_{w0,A} = \sigma_{w0}$)

Smith-Diagramme für alle gängigen Werkstoffe finden sich in der einschlägigen Literatur.

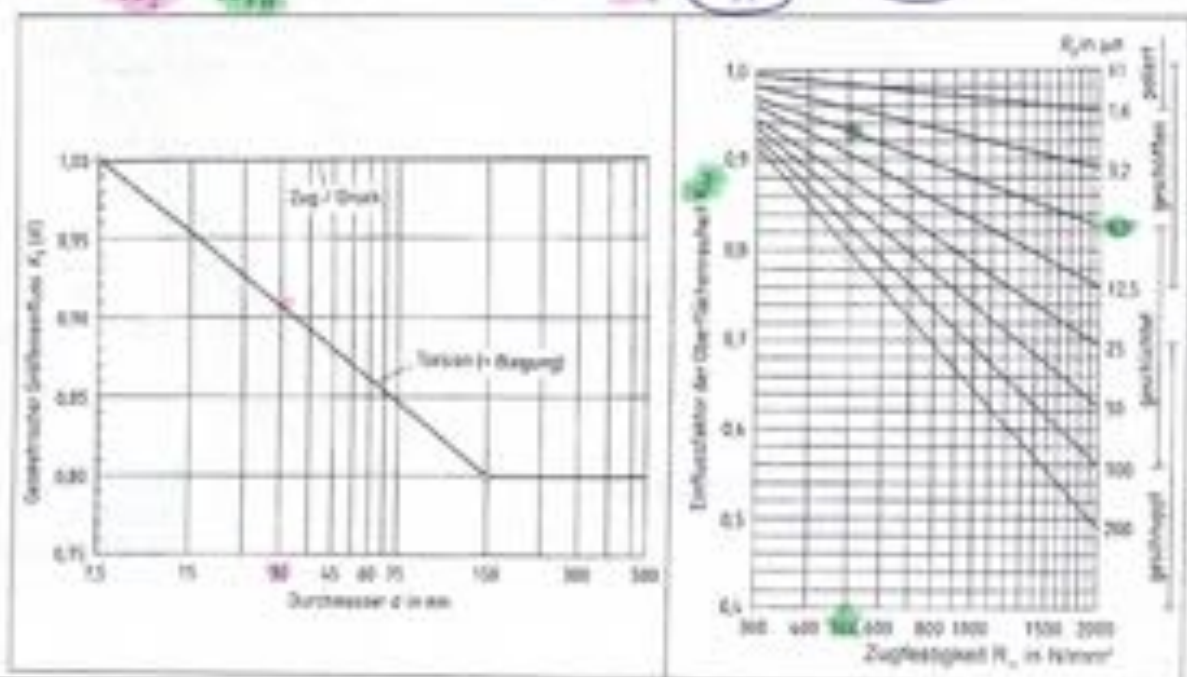
1.3.3.2 Ermittlung des Gesamteinflussfaktors K_D

Für Biegung: (K_2 und K_{Fe} aus Diagrammen)

Für Torsion: (K_2 aus Diagramm)

$$K_D = \frac{\beta_{k,z}}{K_2} + \frac{1}{K_{Fe}} - 1$$

$$K_D = \frac{\beta_{k,z}}{K_2} + \frac{1}{K_{Fe}} - 1 \quad K_{Fe} = 0,575 \cdot K_{Fe} + 0,425$$



Der Gesamteinflussfaktor K_D (bzw. K_f) hängt ab von:

- dem geometrischen Größeneinfluss K_2 , s. Diagramm
- dem Oberflächeneinflussfaktor K_{Fe} (für Zug-Druck bzw. Biegung), s. Diagramm bzw. K_{Fe} (für Torsion). Letzterer ist etwas geringer und wird von K_{Fe} gemäß Formel abgeleitet. Der Oberflächeneinfluss entsteht durch Mikrokerbwirkung, daher ist dieser Einflussfaktor neben der geometrisch messbaren Rauheit auch von der Kerbempfindlichkeit des Werkstoffes abhängig, hier ausgedrückt durch die Zugfestigkeit R_m .
- der Kerbgeometrie, berücksichtigt durch die Kerbwirkungszahl β_k (s. nächste Seite).

(DIN 743 nennt auch noch einen Faktor K_v für den positiven Effekt einer Oberflächenverfestigung, z.B. durch Einsatzhärten oder Kugelstrahlen. In dem hier dargestellten vereinfachten Verfahren sind diese Einflüsse nicht berücksichtigt.)

Beispiel St 50
 $R_m = 500 \text{ MPa}$
 $\Rightarrow K_{Fe} = 0,73$

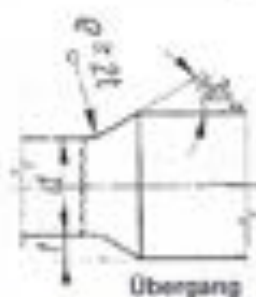
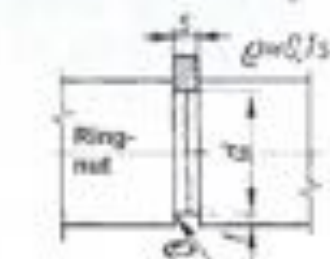
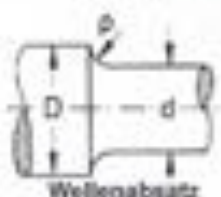
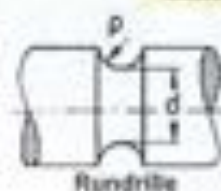
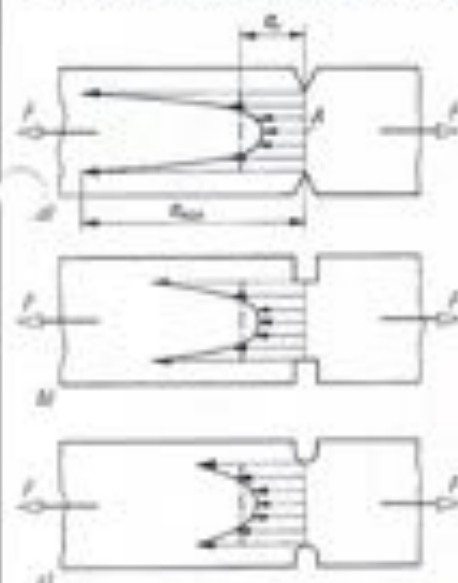
1.3.3.3 Ermittlung der Kerbwirkungszahl β_k

$$\beta_k = \frac{\text{Dauerfestigkeit ungekerbte Probe}}{\text{Dauerfestigkeit gekerbte Probe}} > 1$$

je kleiner β_k , desto höher die Qualität der Fertigkeit

Typische Kerbformen alle [2]

Spannungverteilung im Kerbgrund abhängig von der Kerbgeometrie [1]



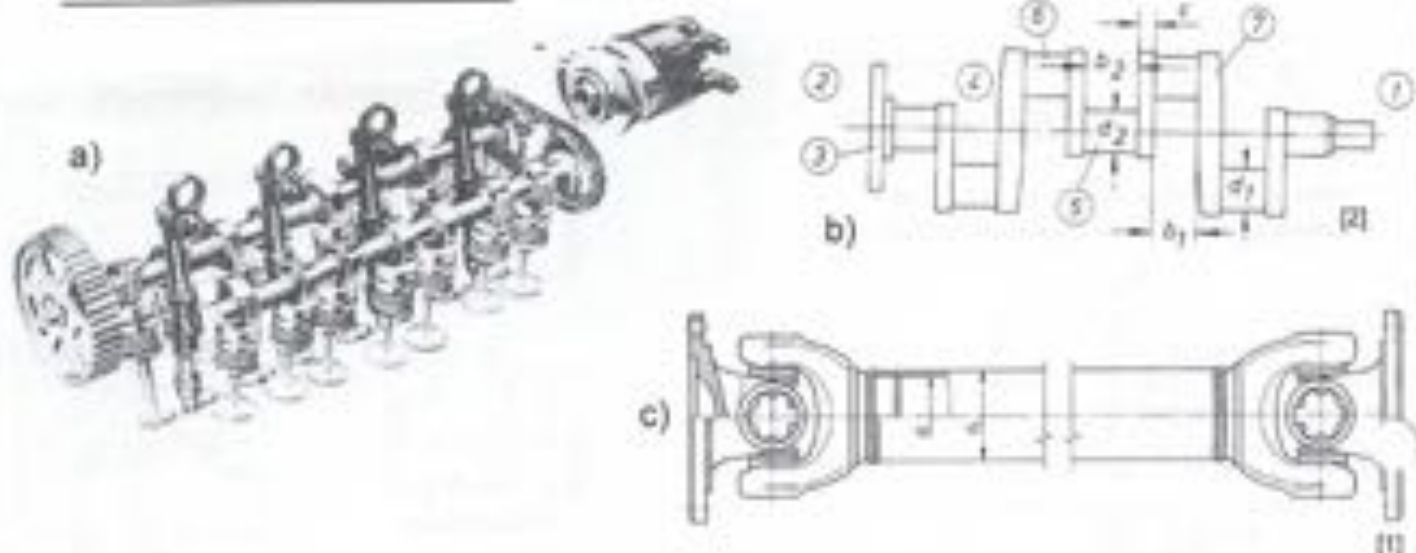
Abhängig von Form, Übergangsradius, Durchmesser ...

Die Ermittlung der Kerbwirkungszahl β_k hängt von sehr vielen Einflussfaktoren ab, ist sehr aufwändig und würde den Rahmen einer Grundlagen-Vorlesung Maschinenelemente überschreiten. Aus diesem Grund wird darauf an dieser Stelle verzichtet und auf die einschlägige Literatur verwiesen.

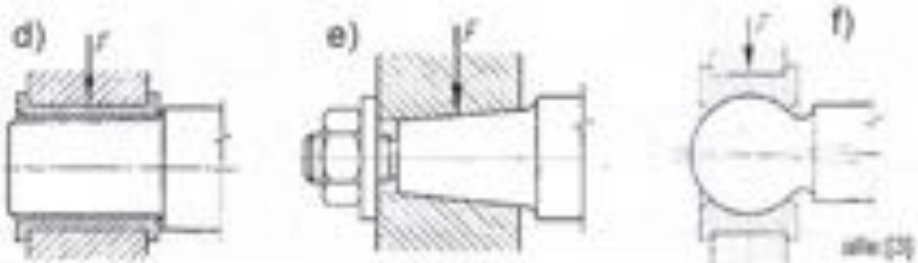
Stattdessen sind einige typische Kerbfälle bzw. -formen gezeigt, welche häufig in technischen Konstruktionen anzutreffen sind (s. auch Kapitel 2: Stift durch Querbohrung und Sicherungsring in Ringnut, sowie Kapitel 6: Passfedernut und Kerbverzahnung)

Bei weichen Durchmesser: kleiner, da so β_k was am größten ist - größte Spannung auf's Bauteil

Wellen - Sonderbauformen



Beispiele für Zapfen (Wellenenden):



Neben den Standardformen haben sich viele Sonderbauformen, insbesondere bei Wellen, also im Bereich Drehmomentübertragung entwickelt.

- a) Nockenwellenantrieb 4Zyl/16V DOHC
- b) Kurbelwelle 4Zyl.
- c) Gelenkwelle (Kardan)

Als wichtigste Beispiele sind Nockenwellen zur Steuerung von Aus- und Einlassventilen beim Verbrennungsmotor sowie Kurbelwellen zur Wandlung von translatorischer in rotatorische Bewegung zu nennen. Beispiel a) zeigt einen kompletten Nockenwellenantrieb eines 4-Zylinder/16-Ventil-Verbrennungsmotors mit zwei obenliegenden Nockenwellen („DOHC – Double Over Head Camshaft“). In b) ist eine Kurbelwelle ebenfalls für 4-Zyl.-Motor dargestellt. Gelenk- oder Kardanwellen (c) werden zumeist zur Überbrückung großer Abstände, zum Ausgleich von Wellenversätzen oder zur drehsteifen Drehmomentenübertragung eingesetzt. (Dies wird ausführlicher in ME2 behandelt.)

- d) Zylindrischer Lauf-Stirnzapfen
- e) Kegeliges Ruhezapfen
- f) Kugeliges Lauf- oder Ruhezapfen

Das Drehmoment wird häufig am Ende einer Welle eingeleitet, meist über Zapfen. Hier gibt es eine Vielzahl konstruktiver Möglichkeiten, drei Beispiele sind hier gezeigt. (Weitere Beispiele und deren Berechnung s. Kapitel „Welle-Nabe-Verbindungen“.)

2. Stifte und Bolzen, Sicherungselemente

„Dies ist die einfachste und älteste Form der Verbindung von Bauteilen.

Definition: Stifte dienen zur festen Verbindung oder Zuordnung von Bauteilen; Bolzen lassen Schwenkbewegungen eines Bauteils zu (z.B. Gelenk) [2]. Stifte und Bolzen sind vielseitig einsetzbar und fertigungstechnisch kostengünstig. Die Verbindungen sind lösbar.

Stiftverbindungen (s. Kap. 2.2)

- Feste Verbindungen
- Festlegen von Naben und Ringen auf Wellen
- Positionierung von Gehäuseteilen: „Passstift“
- Zylinder-, Kegel-, Kerb-, Spannstifte

Bolzenverbindungen (s. Kap. 2.3) „lock Bewegung“

- Mindestens ein Bauteil bleibt beweglich
- Gelenkbolzen, Scharniere, Kettenglieder, Laschenverbindungen
- Bolzen mit und ohne Kopf, Splinflöcher, Gewindezapfen

Sicherungselemente (s. Kap. 2.6)

- Sicherung i.d.R. des Bolzens gegen Verlieren
- Sprengring, Sicherungsring, Splint und Federstecker, Achshalter



§ Schrauben können keine exakte Positionierung verschaffen (Gewindespiel)
Stifte hingegen schon ✓ Passstifte z.B.

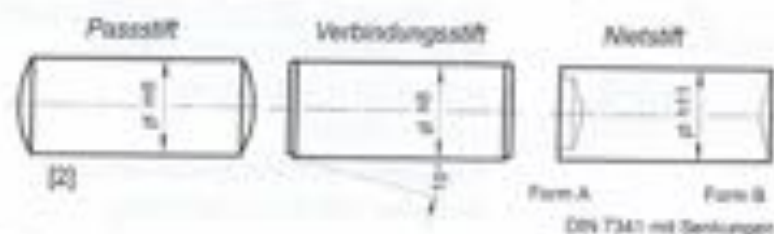
Stiftverbindungen stellen feste Verbindungen dar, somit sind keine Relativbewegungen zwischen den verbundenen Bauteilen möglich. Sie dienen u.a. zur Festlegung von Naben und Ringen auf Wellen, zur Halterung oder als Anschlag für Federn, zur genauen Lagefixierung.

„Stiftverbindungen werden hergestellt, indem in eine durch alle zu verbindenden Teile gehende Aufnahmebohrung ein Stift mit Übermaß eingedrückt wird. Die entstehende Verbindung ist form- und kraftschlüssig [1]“. „Häufig erfolgt die Montage durch Einschlagen des Stiftes in die Aufnahmebohrung, aus diesem Grund soll die Festigkeit des Stiftes höher sein als die der zu verbindenden Bauteile, damit sich beim Einschlagen am Stift keine Wulst bildet und Fressen beim Einschlagen und Lösen vermieden wird [2]“. Zwischen Stift und den Bauteilen ist also entweder eine Press- oder eine Übergangspassung (keine Spielpassung!) verwirklicht, so dass häufig keine gesonderte Sicherung des Stiftes im Bauteil erforderlich ist.

Bei **Bolzenverbindungen** hingegen bleibt mindestens ein Teil beweglich. Bolzen lassen also Schwenkbewegungen zu, z.B. bei Gelenken, Scharnieren, Kettengliedern, d.h. zwischen Bolzen und mindestens einem Bauteil ist Spiel, u.U. auch zwischen Bolzen und beiden zu verbindenden Bauteilen. Dies wiederum erfordert eine Sicherung des Bolzens gegen Verlieren in Form sogenannter **Sicherungselemente**.

- sinnvolle Kombination von verschiedenen MC's.
z.B. Schraube (Presskraft) und Stifte (Positionierung) (z.B. Zylinderkopf) 16

2.2.1 Zylinderstift



- (Vollvolumen)
- für große Querkräfte geeignet
 - Anwendung bei selten oder nie zu lösender Verbindung (Zur Lösung durch Bohren)
 - teuer (Bohrung reiben!)
 - sehr gute Zentrierung
 - bedingt rüttelfest
 • keine Vibrationen

Zylinderstifte aus ungehärtetem Stahl und austenitischem nichtrostendem Stahl

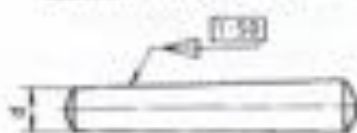
vgl. DIN EN ISO 2338 (1998-02)

d m6/h8 ²⁾	0,6	0,8	1	1,2	1,5	2	2,5	3	4	5
l von	2	2	4	4	4	6	6	8	8	10
l bis	6	8	10	12	16	20	24	30	40	50
d m6/h8 ²⁾	6	8	10	12	16	20	25	30	40	50
l von	12	14	18	22	26	35	50	60	80	95
l bis	60	80	95	140	180	200	200	200	200	200
Nennlängen l	2, 3, 4, 5, 6, 8, 10, 12, 14, 16, 18, 20, 22, 24, 26, 28, 30, 32, 35, 40 ... 95, 100, 120, 140, 160, 180, 200 mm.									
...	Zylinderstift ISO 2338 - 6 m6 x 30 - St: $d = 6$ mm, Toleranzklasse m6, $l = 30$ mm, aus Stahl									
2) Lieferbar in den Toleranzklassen m6 und h8										

* Radius und Einsenkung am Stiftende zulässig

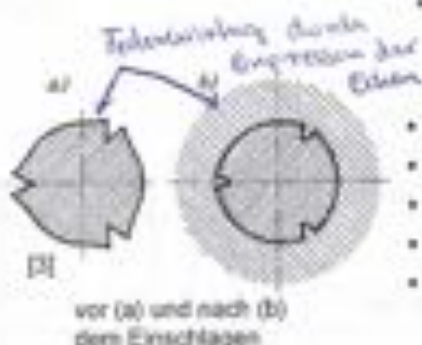
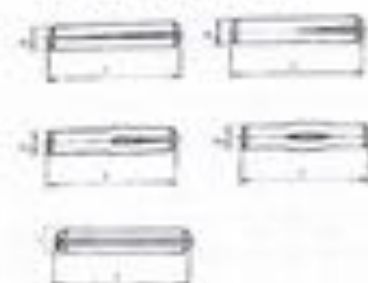
Der Zylinderstift hält als vollvolumiges Bauteil große Querkräfte aus. Durch das erforderliche Einschlagen über die gesamte Länge der Bohrung (Sitzlänge: ca. 4 ... 5 mal Durchmesser d [2]) wird der Bohrungsdurchmesser vergrößert, daher nicht für häufige Montage bzw. Demontage geeignet. Die Bohrung muß aufgerieben werden, dieser zusätzliche Fertigungsschritt verursacht zusätzliche Kosten. Je nach Einsatzgebiet kommen gehärtete und ungehärtete Zylinderstifte zum Einsatz. Insbesondere Passstifte zentrieren sehr gut und sind daher zur genauen Positions- bzw. Lagefixierung von Bauteilen zueinander hervorragend geeignet. Aufgrund der Presspassung über der gesamten Sitzlänge hält der Zylinderstift Vibrationen bzw. Rütteln bis zu einem gewissen Grad aus, so dass oft keine zusätzlichen Sicherungselemente z.B. gegen Verlieren erforderlich sind.

2.2.2 Kegelstift



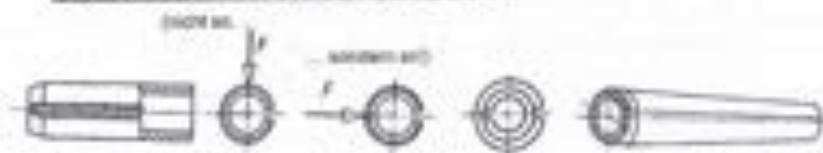
- für große Querkräfte geeignet
- für häufig zu lösende Verbindungen
- teuer (Kegelbohrung reiben!)
- sehr gute Zentrierung
- nicht rüttelfest
- Ausgleich Bohrungsaufweitung
- auch für Sacklochbohrung

2.2.3 Kerbstift



- für mittelgroße Querkräfte
- für selten zu lösende Verbindung
- wirtschaftlich (einfache Bohrung!)
- keine gute Zentrierung
- rüttelfest

2.2.4 Spannstift und -hülse



- bei Querkraften Gefahr des Gleitens der verstifteten Teile
- für häufig zu lösende Verbindung
- wirtschaftlich (einfache Bohrung!)
- Ausgleich Bohrungstoleranz durch Federwirkung
- rüttelfest

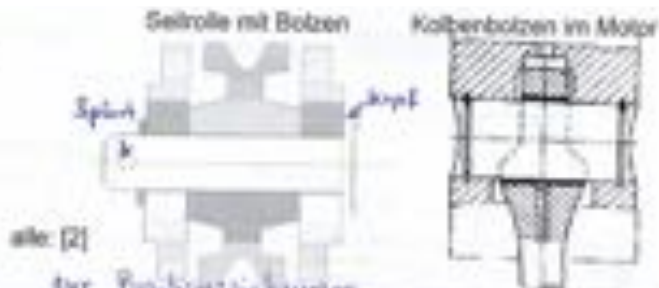
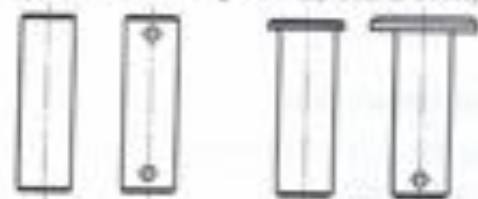
Auch der **Kegelstift** ist aufgrund des vollvolumigen Querschnitts gut geeignet, große Querkräfte aufzunehmen. Im Gegensatz zum Zylinderstift ist der Kegelstift leicht lösbar (ein kräftiger Schlag genügt), also immer dann interessant, wenn die Verbindung häufig gelöst werden muss. Aus genau diesem Grund ist er allerdings nicht rüttelfest, bei zu erwartender Vibration der zu verbindenden Bauteile also besser nicht einsetzen. Fertigungsbedingte Bohrungstoleranzen oder Aufweitung der Bohrung durch häufige Demontage kann der Kegelstift im Gegensatz zum Zylinderstift sehr gut ausgleichen (er rutscht einfach etwas tiefer in die Bohrung hinein). Auch in Sacklochbohrungen (mit stirnseitigem Innengewinde und entsprechendem Abzieh-Werkzeug) verwendbar.

„Der **Kerbstift** weist drei um 120° versetzte Wulstkerben auf, die beim Einschlagen in die Kerbfurchen zurückgedrängt werden. Die so entstehende radiale Verspannung hält den Kerbstift rüttelfest in der Bohrung [3]“. Aus diesem Grund genügen gebohrte Löcher ohne anschließenden Reibvorgang, die Verbindung ist daher sehr wirtschaftlich. Eine Wiederverwendung ist möglich, allerdings nicht zu empfehlen, da jeder Montage bzw. Demontevorgang die Bohrungswandung schädigt bzw. aufweitet. „Die Kerben rufen Spannungspitzen hervor, so dass die Verbindung nicht ganz so haltbar ist wie bei glatten Stiften [3]“. „Die Zentriergenauigkeit (wichtig für Passstifte) ist allerdings geringer als bei Zylinder- und Kegelstiften [2]“.

„**Spannstifte** werden aus gewalztem Federbandstahl gerollt. Sie lassen sich leicht austreiben und können mehrfach verwendet werden. Die in Längsrichtung geschlitzten Hülsen haben gegenüber dem Bohrungsdurchmesser (gleich Nenndurchmesser) je nach Größe ein Übermaß von 0,2 bis 0,5 mm, so dass sich nach der Montage aufgrund der Federwirkung ein rüttelfester Sitz ergibt [1]“. Sie verbinden die Bauteile kraftschlüssig und sind preiswert in der Anwendung. Bei auftretenden Querkraften können mehrere Spannstifte ineinander gesteckt werden, um die vorhandene Gefahr der Relativbewegung (Gleiten) zwischen den verstifteten Bauteilen zu minimieren. Spannstifte können eine zylindrische oder kegelförmige Form aufweisen, in beiden Fällen genügt eine einfache Bohrung ohne anschließendes Reiben, was die Anwendung wirtschaftlich macht.

Positionierung mit Beibehaltung der Beweglichkeit

– 2 H 11 – AB in Bohrung $\pm 0,10$ (Spritzbetriebe $\pm 0,11$)



[5]

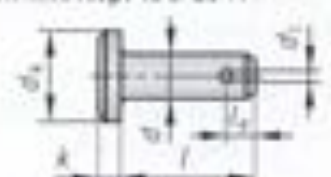
Bolzen ohne Kopf und mit Kopf

vgl. DIN EN 22340, 22341 (1992-10)

Bolzen ohne Kopf ISO 2340



Bolzen mit Kopf ISO 2341



Form A ohne Splintloch,
Form B mit Splintloch

d h11	3	4	5	6	8	10	12	14	16	18	20	22	24
d_s H13	0,8	1	1,2	1,6	2	3,2	3,2	4	4	5	5	5	6,3
d_s h14	5	6	8	10	14	18	20	22	25	28	30	33	36
k js14	1	1	1,6	2	3	4	4	4	4,5	5	5	5,5	6
l_s	1,6	2,2	2,9	3,2	3,5	4,5	5,5	6	6	7	8	8	9
l von bis	6 20	8 40	10 60	12 60	16 80	20 100	24 120	28 140	30 160	35 180	40 200	45 200	50 200
Nennlängen l	6, 8, 10 ... 30, 32, 35, 40 ... 95, 100, 120, 140 ... 180, 200 mm												
→	Bolzen ISO 2340 – B – 20 x 100 – St; Form B, $d = 20$ mm, $l = 100$ mm, aus Automatenstahl (St)												

„Bolzen gibt es in verschiedenen genormten Ausführungen. „Bolzen ohne Kopf werden aus Preisgründen bevorzugt. Bolzen mit Kopf werden verwendet, wenn dies die Montage erfordert [3]“. „Sie sind ohne oder mit Splintloch erhältlich und werden vorwiegend als Gelenkbolzen, z.B. für Stangenverbindungen verwendet. Bolzen mit Kopf und Gewindezapfen werden vorwiegend als festsitzende Lager- oder Achsbolzen, z.B. für Seil- und Laufrollen benutzt [3]“.

2.4.1 Steckstift

Verhältnis $l > d$ ist Richtung zu beachten!



Nachzurechnen sind

- Biegung (σ_{\max})
 - Flächenpressung
 - (Abscheren nur für $l < d$) (meist vernachlässigbar)
- (jeweils an der Einspannstelle, da alle Beanspruchungen dort ihr Maximum haben.)

Biegung

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{\max}}{W_b} = \frac{F \cdot l}{\frac{\pi}{32} \cdot d^3} \leq \sigma_{\text{zul}} \text{ aus } \sigma_{\text{zul}}$$

→ Anders Stützabstand (von Werten) - oder -
• Dimensionen (beliebige Maßnahme zur Abwehr der "Fog")

Flächenpressung

$$p_{\max} = p_1 + p_2 + p_3 = \frac{4 \cdot F}{d \cdot s} \cdot \left(\frac{3}{2} \cdot \frac{l}{s} + 1 \right) + p_3 < p_{\text{zul}} \text{ des schwächeren Werkstoffes}$$

(siehe mit Bauteil)
 → absolute Grenzen muss möglich

mit $M = F \cdot \left(l + \frac{s}{2} \right) = 2 \cdot p_1 \cdot d \cdot \frac{1}{2} \cdot \frac{s}{2} + \frac{2}{3} \cdot \frac{s}{2} = p_1 \cdot \frac{d \cdot s^2}{6}$

$$\Rightarrow p_1 = \frac{6 \cdot F \cdot \left(l + \frac{s}{2} \right)}{d \cdot s^2} \text{ Kantenpressung infolge Biegemoment}$$

und $p_1 = \frac{F}{s \cdot d}$ Flächenpressung infolge Auflagerkraft

sowie ggf. $p_3 =$ hydrostatischer Druck aus Presspassung

$$\sum M = 0 \quad F \cdot \left(l + \frac{s}{2} \right)$$

Der Steckstift wird auf Biegung, Flächenpressung und Abscheren beansprucht, die Maxima aller drei Beanspruchungen treten jeweils an der Einspannstelle auf, so dass nur dort nachgerechnet wird.

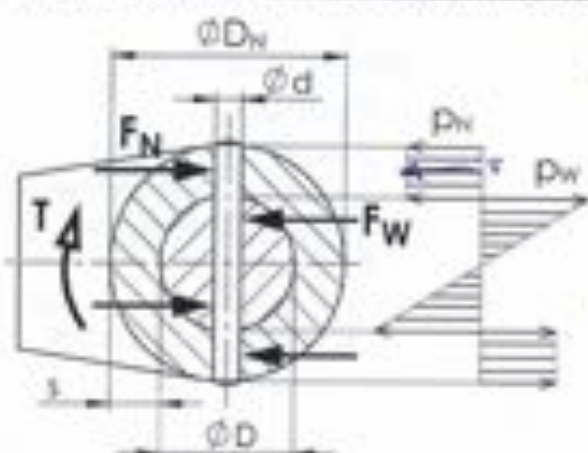
- Die Biegespannung σ_{\max} kann nur in der freien Länge l des Steckstiftes auftreten, nicht innerhalb des fest eingespannten Sitzes der Länge s .
- Die Flächenpressung p_{\max} setzt sich aus drei Anteilen zusammen: der über die gesamte Sitzlänge konstanten Flächenpressung p_1 infolge der Auflagerkraft F ; der nicht konstanten, linearen Flächenpressung p_2 infolge Biegemoment (also infolge der Tendenz des Stiftes in der Bohrung zu verkippen bzw. zu drehen); sowie der Flächenpressung p_3 infolge der Presspassung, mit der der Steckstift in die Bohrung eingepresst ist (sog. hydrostatischer Druck).
- Eine auftretende Abscherspannung τ_{\max} ist (ausser bei sehr kleinem Hebelarm $l < d$) im Vergleich zur Biegespannung vernachlässigbar klein, so dass sie i.d.R. nicht nachgerechnet wird.

$p_1 =$ hydrostatischer Druck (Flächenpressung "Stift-/pressen")

$p_2 =$ Biegemoment (Flächenpressung)

$p_3 =$ Auflagerkraft F über Bauteillänge

2.4.2 Querstift unter Drehmoment



1. Nachzurechnen ist in der Welle
- Torsion $\tau = \frac{16}{\pi} \frac{T}{D^3 \cdot \left(1 - 0.9 \cdot \frac{d}{D}\right)} < \tau_{zul, tors}$
2. Nachzurechnen sind im Stift
- Abscheren
 - Flächenpressung in Nabe und Welle (Annahme: Flächenpr. p_N in Nabe konstant)

Abscheren

$$\tau_{\text{er}} = \frac{F}{A_s} = \frac{T}{D/2 \cdot 2 \cdot \frac{d^2 \cdot \pi}{4}} = \frac{4}{\pi} \frac{T}{D \cdot d^2} < \tau_{\text{zul, abs}}$$



Flächenpressung in der Nabe aus Momentengleichgewicht

$$T = 2 \cdot d \cdot s \cdot p_N \cdot \frac{1}{2} \cdot (D + s) \Rightarrow p_N = \frac{T}{(D + s) \cdot d \cdot s} + p_{\text{St}} < p_{\text{zul, Nabe bzw. St}}$$

Flächenpressung in der Welle aus Momentengleichgewicht

$$T = 2 \cdot \frac{p_N}{2} \cdot d \cdot \frac{D}{2} \cdot \frac{2}{3} \cdot \frac{D}{2} = \frac{p_N}{6} \cdot d \cdot D^2 \Rightarrow p_N = \frac{6 \cdot T}{d \cdot D^2} + p_{\text{St}} < p_{\text{zul, Welle bzw. St}}$$

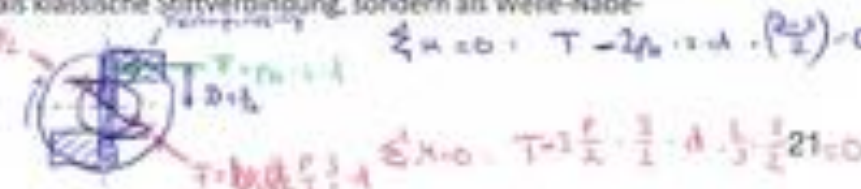
- Moment durch Drehmoment $T = \tau \cdot \rho \cdot r \cdot d\Omega$

„Stiftverbindungen sind nur für das Übertragen kleiner, stoßfreier und möglichst nicht wechselnder Drehmomente geeignet [4]“. Grund: ein wesentlicher Nachteil der Konstruktion „Querstift unter Drehmoment“ ist die Schwächung der Welle durch die erforderliche Stiftbohrung. Die Fähigkeit der Welle, ein Drehmoment zu übertragen wird also herabgesetzt, so dass zunächst die Welle hinsichtlich Torsionsbeanspruchung nachzurechnen ist.

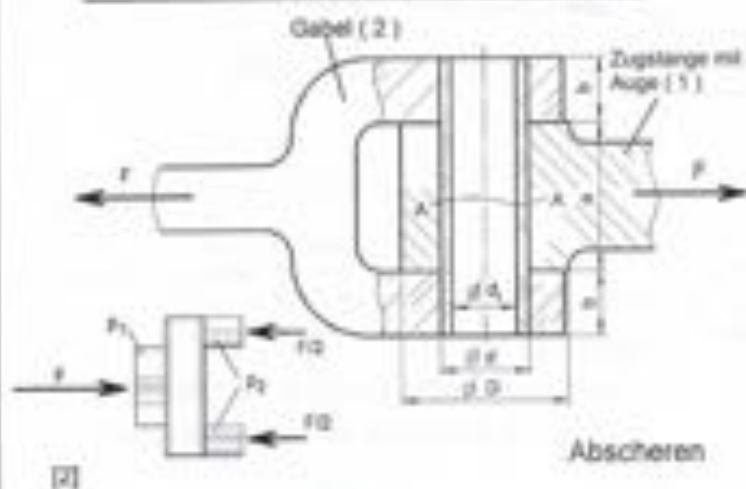
Anschließend werden die Beanspruchungen im Stift nachgerechnet. Die Abscherspannung des Stiftes tritt an den beiden Trennfugen zwischen Welle und Nabe auf, die zugehörige Fläche (Querschnittsfläche des Stiftes) ist also in der Rechnung doppelt zu berücksichtigen. Die Flächenpressungen zwischen Stift und Nabe p_N sowie zwischen Stift und Welle p_W sind i.d.R. unterschiedlich, so dass beide nachzurechnen sind, jeweils aus dem entsprechenden Momentengleichgewicht um den Mittelpunkt als Drehpunkt von Nabe bzw. Welle. Der Vergleich gegen den zulässigen Werkstoffkennwert erfolgt im Falle der Flächenpressungen jeweils gegen beide „Partner“ (Nabe und Stift bzw. Welle und Stift), jeweils der kleinere Wert dimensioniert das Bauteil.

Eine Biegespannung im Stift tritt hier nicht auf, solange der Stift sowohl in Welle als auch in Nabe hinreichend fest eingespannt ist.

Hinweis: Die Konstruktion „Querstift unter Drehmoment“ wie hier dargestellt, verbindet eine Welle mit einer Nabe und ermöglicht eine Drehmomentenübertragung. Sie findet sich aus diesem Grund in der Literatur oft nicht als klassische Stiftverbindung, sondern als Welle-Nabe-Verbindung (s. Kap. 6) wieder.



2.4.3 Gelenkbolzen in Zugstange



Nachzurechnen sind

- Abscheren
- Flächenpressungen
(Annahme: Flächenpressungen näherungsweise konst.)
- Biegung
(in Ort und Größe sehr stark abhängig von Einbaufall)

Abscheren

$$\tau = \frac{F}{2 \cdot A_Q} = \frac{F}{2 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (d^2 - d_1^2)} = \frac{2 \cdot F}{\pi \cdot (d^2 - d_1^2)} < \tau_{zul, Bolz}$$

Flächenpressung Stange - Bolzen

$$p_1 = \frac{F}{a \cdot d} + p_{st} < p_{zul, Stange \text{ bzw. Bolzen}}$$

Flächenpressung Gabel - Bolzen

$$p_2 = \frac{F}{2 \cdot b \cdot d} + p_{st} < p_{zul, Gabel \text{ bzw. Bolzen}}$$

Biegung $\sigma_{s,max} = \frac{M_{s,max}}{W_s} < \sigma_{s,zul, Bolzen}$ mit $W_s = \frac{\pi}{32} \frac{d^4 - d_1^4}{d}$ (Vollbolzen $d_1 = 0$)

Eine Bolzenverbindung wird mit drei Beanspruchungen beaufschlagt: Abscheren, Flächenpressung und Biegung. Da definitionsgemäß bei einer Bolzenverbindung immer mindestens ein Bauteil beweglich bleibt, kann mit ihr kein Drehmoment übertragen werden, die Torsionsspannung ist also null. Ebenfalls tritt keine Zug-Druck-Beanspruchung auf.

„Der freigemachte Bolzen stellt einen geraden Träger dar, der mit der Stangenkraft F belastet wird. Vereinfachend wird eine gleichmäßige Pressungsverteilung (also rechteckförmige Flächenpressung) über der Bolzenlänge und ein nicht vorhandenes seitliches Spiel des Stangenkopfes angenommen. Der tatsächlich vorliegende Beanspruchungszustand ist nur näherungsweise darstellbar [1]“.

Beim **Abscheren** ist zu beachten, dass der Bolzen an beiden Trennfugen abgesichert werden kann, die Querschnittsfläche A_Q ist also doppelt einzuführen.

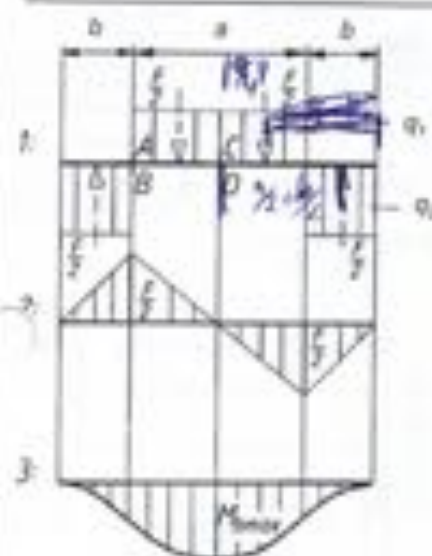
Zur **Flächenpressung** infolge der wirksamen Kraft F ist im Falle der Presspassung noch der hydrostatische Druck p_{st} hinzu zu nehmen. Es ist sowohl zwischen Stange und Bolzen p_1 als auch zwischen Gabel und Bolzen p_2 nachzurechnen. Der zulässige Werkstoffwert p_{zul} ist aus dem Minimum beider Werkstoffe zu ermitteln (auch der schwächere „Partner“ muss die Belastung aushalten, nach ihm wird dimensioniert!)

Bei der **Biegespannung** ist das max. Biegemoment $M_{s,max}$ für den konkreten Einbaufall zu ermitteln (s. nächste Seite) sowie das entsprechende Biege widerstandsmoment W_s (bei Bolzen meist kreis-symmetrischer Querschnitt, eventuell hohlwandig).

Ermittlung Maximalen Biegemoment (in Größe und Ort sehr stark vom Einbaufall abhängig!)

Einbaufall 1:

Spielpassung in Gabel und Stange

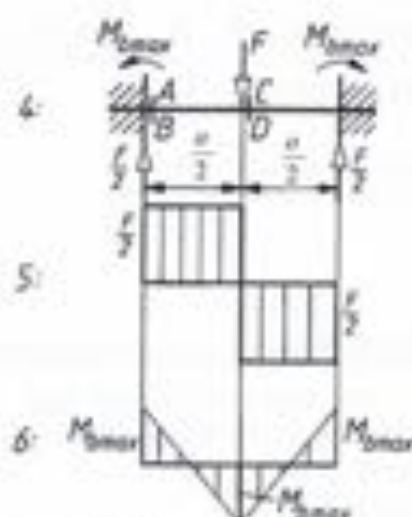


$M_{b,max}$ in Bolzenmitte

$$M_{b,max} = \frac{F}{2} \left(\frac{a}{2} + \frac{b}{2} \right) - \frac{F}{2} \cdot \frac{a}{4} = F \cdot \left(\frac{a}{8} + \frac{b}{4} \right)$$

Einbaufall 2:

Presspassung in Gabel;
Spielpassung in Stange

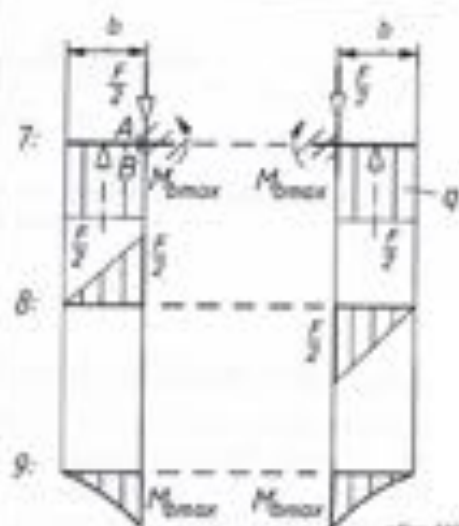


$M_{b,max}$ in Bolzenmitte und Trennfuge

$$M_{b,max} = \frac{F}{2} \cdot \frac{a}{2} - \frac{F}{2} \cdot \frac{a}{8} = \frac{F \cdot a}{8}$$

Einbaufall 3:

Spielpassung in Gabel;
Presspassung in Stange



$M_{b,max}$ in Trennfuge

$$M_{b,max} = \frac{F}{2} \cdot \frac{b}{2} = \frac{F \cdot b}{4}$$

Die im Bolzen auftretende **maximale Biegespannung** hängt in Größe und Ort sehr stark vom konkreten Einbaufall ab. Je nach Passung zwischen dem Bolzen und der Stangen- bzw. Gabelbohrung unterliegt der Bolzen dort verschiedenen Einspannbedingungen, die von erheblichen Einfluss auf die im Bolzen auftretenden Biegemomente sind.

Einbaufall 1: Der Bolzen sitzt in der Gabel und in der Stange mit einer Spielpassung. Er kann sich ungehindert verformen. Das größte Biegemoment $M_{b,max}$ wirkt in der Bolzenmitte.

Einbaufall 2: Der Bolzen sitzt in der Gabel mit einer Presspassung und in der Stange mit einer Spielpassung. Er ist als beidseitig fest eingespannter Träger zu betrachten. Praktisch führt die Nachgiebigkeit der Gabelwangen statt zu einer starren nur zu einer teilweisen Einspannung. Dies wird bei der Berechnung des Biegemomentes näherungsweise dadurch berücksichtigt, dass die Stangenkraft F als ungünstige mittige Einzelast angesetzt wird (nicht als konstante rechteckförmige Flächenlast!). Das daraus resultierende größte Biegemoment $M_{b,max}$ tritt sowohl in Bolzenmitte als auch am Ort der beiden Trennfugen auf.

Einbaufall 3: Der Bolzen sitzt in der Gabel mit Spielpassung und in der Stange mit Presspassung. Im Bereich der Stange ist keine Biegeverformung möglich. Die aus der Stange ragenden Enden bilden Kragträger (zu behandeln wie Zapfen/Wellenenden, s. Kap. 1). Das größte Biegemoment $M_{b,max}$ wirkt im Einspannquerschnitt, also am Ort der Trennfuge [1].

(Hinweis zu den Diagrammverläufen:

- äußere Belastungen (Streckenlast, Kräfte, Momente) jeweils obere Diagramme, also 1, 4 bzw. 7;
- Querkraftverläufe jeweils mittlere Diagramme, also 2, 5 bzw. 8;
- Biegemomentenverläufe jeweils untere Diagramme, also 3, 6 bzw. 9)

2.5.1 Qualitativer Festigkeitsnachweis (hält oder hält nicht!)

stellt sicher, dass die im Bauteil tatsächlich „auftretende Spannung“ (Einzel- oder Vergleichsspannung σ_v) kleiner ist als die für diesen Werkstoff und diese Anwendung ermittelte „zulässige“ Spannung σ_{zul}

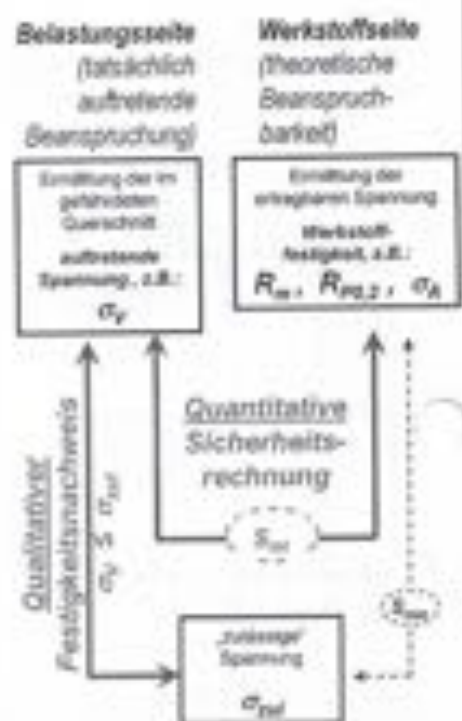
$$\sigma_v \leq \sigma_{zul} = \frac{\text{Werkstofffestigkeit (z.B.: } R_m, R_{p0.2}, \sigma_A)}{\text{erf. Mindestsicherheit } S_{min}}$$

Achtung: Zulässige Spannungen σ_{zul} enthalten bereits eine Mindest- oder erforderliche Sicherheit S_{min} !

2.5.2 Quantitative Sicherheitsrechnung (Sicherheitsfaktor)

ermittelt den tatsächlichen „Abstand“ (die Sicherheit S bzw. S_{zul}) der Werkstofffestigkeit (für den entsprechenden Lastfall, also $R_m, R_{p0.2}, \sigma_A$) zur im Bauteil tatsächlich „auftretenden Spannung“ (Einzel- oder Vergleichsspannung σ_v)

$$S_{zul} = \frac{\text{Werkstofffestigkeit (z.B.: } R_m, R_{p0.2}, \sigma_A)}{\text{Vergleichsspannung } \sigma_v}$$



„Bei jeder Art von Festigkeitsrechnung werden im Bauteil rechnerisch auftretende Beanspruchungen mit einem für das Bauteil maßgebenden Festigkeitswert verglichen, d.h. eine solche Rechnung lässt sich prinzipiell immer in diese zwei Schritte aufgliedern. Zusätzlich unterscheidet man noch zwischen einem einfachen **qualitativen Festigkeitsnachweis** und der eigentlichen **quantitativen Sicherheitsrechnung** mit Berechnung eines Sicherheitsfaktor“ (Skript TM).

Liegen Werkstofffestigkeitswerte getrennt für die einzelnen Beanspruchungsarten (Biegung, Zug-Druck, Schub) vor, entfällt die Notwendigkeit der Berechnung einer Vergleichsspannung, es kann stattdessen in diesen Fällen die jeweilige vorhandene Einzelspannung direkt mit der zugehörigen Werkstofffestigkeit verglichen bzw. ins Verhältnis gesetzt werden.


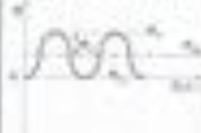
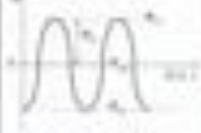
In der sogenannten **zulässigen Spannung** σ_{zul} ist i.d.R. bereits eine **erforderliche Sicherheit** (oder **Mindestsicherheit**) S_{min} eingerechnet. In Tabellen, welche solche zulässige Spannungen ausweisen, ist dies anzugeben bzw. mit zu berücksichtigen. (Diese erforderliche Mindestsicherheit S_{min} kann im Einzelfall weit übertroffen werden von der tatsächlich im Bauteil vorhandenen Gesamt-Sicherheit S_{tot} . Je nach Anwendungsfall wird die Gesamtsicherheit S_{tot} auch bewusst z.T. deutlich höher gewählt als die in den Tabellenwerten integrierte erforderliche Sicherheit S_{min}).

In manchen Anwendungen wird auch die Forderung nach einem bestimmten Sicherheitswert erhoben. Die Wahl des Sicherheitswertes ist u.a. abhängig zu machen von:

- Einhalten der Bedienungsvorschriften
- Einhalten der Konstruktionsrichtlinien
- Genauigkeit des angewandten Berechnungsverfahrens und vor allem
- Schaden im Falle eines Bauteilversagens

Ist ein Bauteil oder eine Bauteilgruppe dynamisch belastet, so sind immer zwei Sicherheitsnachweise zu führen, d.h. für statische und dynamische Beanspruchung, da eine statisch sichere Bauteile durchaus bei dynamischer Last versagen kann und umgekehrt. Im Falle der statischen Belastung ist für die Bauteilfestigkeit entweder die Zugfestigkeit R_m (bei Gewaltbruch) oder die Fließgrenze R_e bzw. $R_{p0.2}$ (bei plastischer Verformung) einzusetzen, im Falle der dynamischen Belastung ist die Dauerfestigkeit σ_D aus dem Smith-Diagramm (bzw. Gestaltfestigkeitsdiagramm) heranzuziehen (s. Skript TM).

2.5.3 Werkstofffestigkeiten: Zul. Spannungen für Stift- und Bolzenverbindungen bei Stiften oder Bolzen aus Stahl in [N/mm²]

Bauteilwerkstoff	Lastfall	Presssitz glatter Stifte			Sitz mit gekerbtem Teil			Gleitsitz glatter Bolzen		
		\bar{p}_{zul}	$\sigma_{b,zul}$	τ_{zul}	\bar{p}_{zul}	$\sigma_{b,zul}$	τ_{zul}	\bar{p}_{zul}	$\sigma_{b,zul}$	τ_{zul}
S235 E295 Stahlguss Grauguss CuSn-, CuZn-Leg. AlCuMg-Leg. AlSi-Leg.	ruhend 	98			60			30		
		104			73			30		
		83			58			30		
		66	190	80	46	160	65	40	210	80
		46			34			30		
S235 E295 Stahlguss Grauguss CuSn-, CuZn-Leg. AlCuMg-Leg. AlSi-Leg.	schwellend 	72			42			24		
		36			35			24		
		67			45			24		
		52	145	60	36	120	50	22	140	60
		47			22			22		
S235 E295 Stahlguss Grauguss CuSn-, CuZn-Leg. AlCuMg-Leg. AlSi-Leg.	wechselnd 	36			26			12		
		36			26			12		
		31			22			12		
		26	75	30	18	60	25	16	70	30
		14			10			16		

Achtung! für schwellend gilt: $\sigma_s = \frac{\sigma_a}{2} + \frac{\sigma_{m,alt}}{2}$ (also: τ_s)

Tabelle: Erfahrungswerte in N/mm² [3]

„Stifte und Bolzen sollten aus einem härteren Werkstoff als die zu verbindenden Bauteile sein, um Fressgefahr und übermäßigen Verschleiß zu vermeiden. Ungehärtete Stifte und Normbolzen werden fast ausschließlich aus Automatenstahl hergestellt (Härte 125 bis 245 HV). Hochbelastete Gelenkbolzen werden aus entsprechendem Vergütungs- und Einsatzstahl gefertigt, wärmebehandelt und geschliffen. Bei höchsten Anforderungen (extreme Temperaturen, höchste Lagerbelastung, Korrosion u.a.) ermöglicht eine dünne Gleitbeschichtung aus Festschmierstoffen (Graphit, MoS₂, PTFE) eine wartungsfreie Lebensdauerschmierung [1].“

„Für die zulässigen Beanspruchungen sind in der Tabelle Erfahrungswerte angegeben. Dabei wird unterschieden zwischen glatten Stiften mit Presssitz, Stiften mit gekerbtem Bereich (Kerbstiften) und glatten Bolzen, die mit Spiel in den Bauteilen sitzen (Gleitsitz) [3].“

Hinweis zum Auslesen der Tabelle:

- **Flächenpressung** tritt immer gleichzeitig in beiden Partnern auf (also sowohl im Stift/Bolzen einerseits als auch in den Bauteilbohrungen andererseits). Da der Stift/Bolzen im Vergleich zu den zu verbindenden Bauteilen immer der „stärkere“ Partner ist (s.o.), wird \bar{p}_{zul} immer vom schwächeren, also vom Werkstoff des Bauteils herangezogen; diese Werte sind in der Tabelle für sieben verschiedene Bauteilwerkstoffe angegeben.
- **Biegung und Abscheren** hingegen tritt ausschließlich im Stift bzw. Bolzen, naturgemäß nie in den zu verbindenden Bauteilen auf. Die Tabellenwerte für $\sigma_{b,zul}$ und τ_{zul} sind daher nur für den Werkstoff Stahl angegeben (da die gesamte Tabelle für Stifte und Bolzen ausschließlich für den Werkstoff Stahl gilt, s. Überschrift).
- Für den Fall einer Wärmebehandlung (Härten von Stift/Bolzen) können die zulässigen Festigkeitswerte deutlich höher liegen als in der Tabelle angegeben bei ruhendem Lastfall bis zu $\sigma_{b,zul} = 340\text{N/mm}^2$ und $\tau_{zul} = 200\text{N/mm}^2$ (allerdings: z.T. deutliche Kostensteigerungen durch erforderliches Härteverfahren beachten!). (Werden Stifte/Bolzen aus anderen Werkstoffen als Stahl benutzt, sind die entsprechenden Festigkeitswerte aus geeigneten Tabellenbüchern heraus zu suchen.)

2.6.1 Sicherungsring

- für Wellen und Bohrungen
- sichert Teile gegen Längsverschieben
- einfache Montage und Demontage
- sehr häufige Verwendung
- Kerbwirkung der Wellennut!

(5) Sicherungsringe in Ringeleistung¹⁾ (Auswahl)

für Wellen										für Bohrungen									
vgl. DIN 471 (2011-04)										vgl. DIN 472 (2011-10)									
Einbaumaß					Wellennut					Einbaumaß					Bohrung				
Nennmaß d1	Ring				Nut				Nennmaß d1	Ring				Nut					
	a	d1	d2	b	d1	m	n	h		v	d1	d2	b	d1	m	n	h		
10	1	8,2	11	1,8	6,8	1,1	0,8	10	1	10,8	13	1,8	10,4	1,1	0,8				
12	1	11	14	1,8	11,6	1,1	0,9	12	1	13	16	1,7	12,5	1,1	0,8				
16	1	13,8	17,8	2,2	14,3	1,1	1,1	16	1	16,2	2,0	2	15,7	1,1	1,1				
17	1,8	15,1	20	2,3	16,2	1,1	1,2	17	1,8	16,3	2,0	2,1	17,8	1,1	1,2				
20	1,2	18,5	24,4	2,8	19	1,2	1,5	20	1	21,5	11,2	2,3	21	1,1	1,5				
22	1,2	20,5	26,9	2,8	21	1,3	1,5	22	1	23,5	13,2	2,5	23	1,1	1,5				
25	1,2	23,2	29,2	3	23,8	1,3	1,7	25	1,2	26,9	15,5	2,7	25,2	1,2	1,7				
28	1,5	25,8	31,9	3,2	26,4	1,4	2,1	28	1,2	30,1	17,8	2,8	28,4	1,2	2				
30	1,5	27,9	34,5	3,5	28,6	1,4	2,1	30	1,2	32,1	19,8	3	31,4	1,2	2,1				
32	1,5	29,6	37	3,8	30,3	1,4	2,3	32	1,2	34,8	21,8	3,2	33,7	1,2	2,3				
36	1,5	32,2	40,8	3,9	33	1,6	2	36	1,5	37,8	25,8	3,4	37	1,2	2				
38	1,75	34,7	43,7	4,2	36	1,65	2	38	1,5	40,8	28,4	3,7	40	1,2	2				
40	1,75	36,5	47,4	4,4	37,8	1,65	2,3	40	1,75	43,8	27,8	3,8	42,8	1,25	2,3				
42	1,75	38,5	51,1	4,5	39,8	1,65	2,3	42	1,75	45,8	29,8	4,1	44,8	1,25	2,3				
45	1,75	41,5	55,1	4,7	42,5	1,75	2,3	45	1,75	48,5	30	4,3	47,5	1,25	2,3				
48	1,75	44,5	59,5	5	45,8	1,85	2,3	48	1,75	51,5	34,5	4,5	50,5	1,25	2,3				
50	2,0	46,8	63,5	5,1	47,8	2,15	4,5	50	2,0	54,2	38,5	4,8	53,2	2,15	4,5				
55	2,0	53,8	75,5	5,8	57,8	2,15	6,5	55	2,0	62,2	44,7	5,4	60,2	2,15	6,5				
60	2,5	60,8	81,8	6,3	62,8	2,65	6,5	60	2,5	69,2	49,8	5,8	68,2	2,65	6,5				
70	2,5	69,5	97	6,8	77,8	2,65	6,5	70	2,5	78,5	59,8	6,4	76,2	2,65	6,5				
75	2,5	75,5	107,1	7,0	83,8	2,65	6,5	75	2,5	83,5	64,8	6,8	81,2	2,65	6,5				
80	2,5	81,5	117,4	7,4	89,5	2,65	6,5	80	2,5	89,2	72,1	7,0	87,2	2,65	6,5				
85	3,0	88,5	128,5	8,2	96,5	3,15	6,5	85	3,0	95,5	77,8	7,5	93,2	3,15	6,5				
100	3,0	103,5	150,2	9	109,5	3,15	6,5	100	3,0	109,5	90,8	8,4	107,5	3,15	6,5				
--- Sicherungsring DIN 471 - 40 x 1,75 d1 = 40 mm, a = 1,75 mm										--- Sicherungsring DIN 472 - 80 x 2,5 d1 = 80 mm, a = 2,5 mm									



„Sicherungselemente dienen der Sicherung von Maschinenteilen gegen axiales Verschieben.“

Axial montierbare **Sicherungsringe für Wellen (DIN 471) und Bohrungen (DIN 472)** werden federnd in Ringnuten eingesetzt. Der aus der Nut ragende Sicherungsring bildet dann eine axial belastbare Schulter und dient zum Festlegen von Bauteilen. Durch die besondere Form der aus Federstahl bestehenden Ringe (die radiale Breite verkleinert sich zum freien Ende hin entsprechend dem Gesetz des gekrümmten Trägers gleicher Festigkeit) wird erreicht, dass diese mit gleichmäßiger radialer Vorspannung in der Ringnut sitzen [1].

Montage und Demontage sind durch die „Augen“ mit einfachem Werkzeug (Zange) schnell und häufig möglich (auch in Bohrungen), nicht zuletzt deshalb ist der Sicherungsring sehr weit verbreitet.

Nachteilig kann sich die u.U. hohe Kerbwirkung der Nuten auswirken, „daher sollten Sicherungsringe nur an den biegungsfreien Enden von Bolzen, Achsen oder Wellen angeordnet werden [1].“

Die Tabelle zeigt eindrucksvoll die Vielfalt der verfügbaren Sicherungsringe (umgangssprachlich weit verbreitet ist die Bezeichnung „Seeger-Ring“) in den verschiedensten Abmessungen. Es ist also fast immer möglich, ein für die jeweilige Anwendung passendes „Katalogteil“ zu finden, was sich positiv auf die Beschaffungskosten auswirkt.

2.6.2 Weitere Sicherungselemente

Kanten gebrochen



Sprengring

- aus gebogenem Stahldraht
- sehr wirtschaftlich
- nur für kleine Axialkräfte
- schlecht demontierbar (Bohrungen!)

ungespannt



gespannt

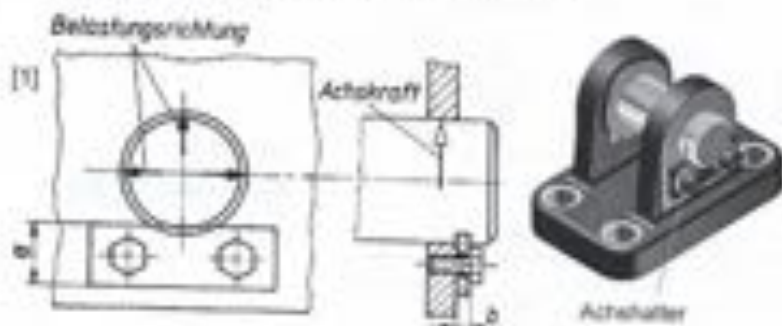


Sicherungsscheibe

- radial montierbar
- für kleine Wellendurchmesser

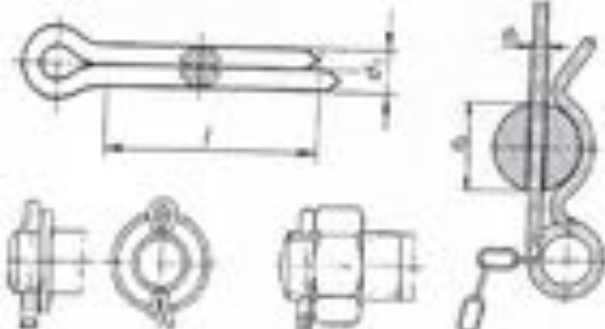
Achshalter

- für schwere Bolzen und Achsen
- Achskraft nicht in Richtung Achshalter!



Splinte und Federstecker

- Verliersicherung
- nicht zur Kraftübertragung

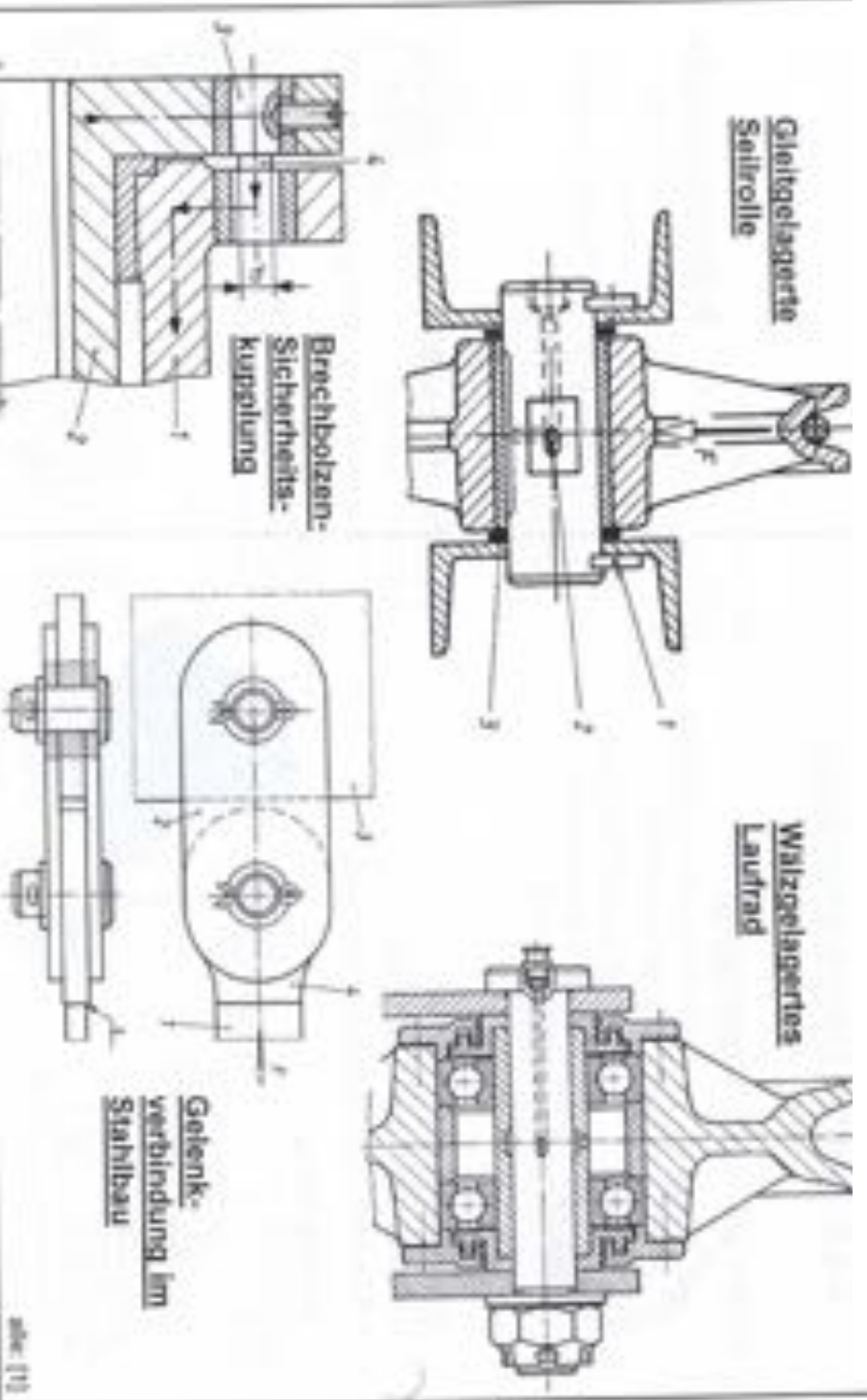


Der **Sprengring** besteht aus gebogenem Stahldraht, seine Herstellung ist sehr einfach, daher ist er sehr wirtschaftlich einsetzbar. Die Funktionsweise ist die gleiche wie beim Sicherungsring, allerdings ist der Einsatz nur für kleine Axialkräfte empfehlenswert. Auch der Sprengring wird federnd in eine Nut eingesetzt, Montage und Demontage sind aufgrund der fehlenden Augen an den beiden freien Enden allerdings sehr schwierig bis unmöglich (Bohrungen!).

Die **Sicherungsscheibe** wird nur bei Wellen (Bolzen, Achsen) eingesetzt und hier nur bei kleinen Wellendurchmesser. Sie ist sehr leicht montierbar u.U. genügt manuelle Kraft, so dass er ohne Werkzeug z.B. in Büromaschinen zum Einsatz kommt. Ein weiterer Vorteil ist im Gegensatz zum Sicherungsring und Sprengring die Möglichkeit der radialen Montage.

„Ruhende Achsen (Bolzen) werden gegenüber dem Gestell formschlüssig durch **Achshalter** verbunden. In einer Nut (Kreisabschnitt) oder Abflachung der Achse greift ein Stück Flachstahl ein, das mit dem Gestell verschraubt wird. Die Achse (Bolzen) wird dadurch gegen Verdrehen und Verschieben gesichert. Der Achshalter ist so anzuordnen, dass die Befestigungsschrauben durch die Achskraft nicht beansprucht werden. Er wird deswegen parallel oder entgegengesetzt zur Belastungsrichtung angebracht [1]“.

„Die einfache und billige **Splintsicherung** wird vorwiegend bei losen, gelenkartigen Bolzenverbindungen und bei Schraubenverbindungen (Kronenmuttern) angewendet. Sie dürfen bei wichtigen Verbindungen nur einmal verwendet werden. Aus Federstahl hergestellte **Federstecker** werden meist bei häufig zu lösenden Bolzenverbindungen eingesetzt (z.B. bei Baumaschinen, Kranen). Splinte und Federstecker sind reine Verliersicherungen und dürfen nicht zur Kraftübertragung verwendet werden [1]“.



Gleitgelagerte Seilrolle: Seilrolle mit Lagerbochse aus Kupfer-Zinn-Legierung läuft auf der durch beidseitige Achshalter (1) gesicherten Achse (Bolzen ohne Kopf). Achshalter entgegengesetzt zur Lastrichtung angeordnet. Das radiale Schmierloch (2) liegt in der neutralen Faser des Bolzens (keine Biegespannung!). Anlaufschrauben (3) aus Kunststoff verhindern den Verschleiß an Nabenstrahlfläche und Anschlussbauteil.

Walzgelagertes Laufrad: Bolzen mit Kopf und Gewindestapfen ist durch Kronenmutter mit Splint gesichert.

Brechbolzen-Sicherheitskuppelung: Flanschhaken (1) und (2) mit mehreren gekerbten Brechbolzen (3) verbunden. Seilbruchquerschnitte (4) so bemessen, dass sie bei der Umfangslast, die dem höchsten zulässigen Drehmoment entspricht, abscheren und den Kraftfluss unterbrechen.

Gelenkverbindung im Stahlbau: Zugband (1) über zwei Laschen (2) gelenkig mit Knotenblech (3) verbunden. Kopfbolzen mittels Scheibe und Splint gesichert. Auge (4) stumpf an Zugband geschweißt (1)*.

3. Schraubenverbindungen



- das am häufigsten eingesetzte Maschinenelement
- geeignet für große Kräfte
- vielseitig verwendbar
- hoher Normungsgrad
- lösbare Verbindung
- häufige Montage möglich
- einfache Werkzeuge
- kostengünstig (bei Normteilen)



- Schwächung der Bauteile durch erforderliche Bohrung
- nicht selbst dichtend
- nicht zentrierend
- hohe Kerbwirkung
- ggf. Sicherung erforderlich

Quelle: [5]

„Schrauben sind die am meisten verwendeten Elemente zum Verbinden von Bauteilen. Gegenüber Schweiß-, Löt-, Kleb-, Niet- und Pressverbindungen lassen sich die Bauteile zerstörungsfrei lösen und abermals verbinden.“

So werden Maschinenteile, Maschinen- und Getriebegehäuse, Rohr- und Kupplungsflansche, Lagerkörper u. dgl. miteinander verschraubt.

Außer zur Befestigung dienen Schrauben auch zum Einstellen, Messen und Spannen. Schrauben und Muttern und deren Gewinde sind weitgehend genormt [3].“