
MASCHINENELEMENTE

Formschlüssige Verbindungen

Prof. Dr.-Ing. H. Gruss

- Die von der Aufgabe verlangte Wirkung der Verbindung lässt eine Einteilung der Verbindungen nach Art des physikalischen Effektes zur Aufgabenerfüllung zu, der so genannten Schlussart.

Stoffschluss: In jedem Richtungssinn werden die Relativbewegungen zwischen den gefügten Teilen infolge Kohäsion und Adhäsion innerhalb des Wirkraums verhindert.

Schweißen – Löten - Kleben

Formschluss: Die Wirkung erfolgt durch die geometrische Berührung zwei Wirkflächen. Oft liegt in der Verbindung ein fertigungsbedingtes Spiel vor und erlaubt einen oder mehrere Bewegungs-Freiheitsgrade.

Kraftschluss: Die Bewegung wird durch ein System reibbedingter Kräfte verhindert oder geregelt.

Gliederung

- 3.1 Stifte
- 3.2 Bolzen
- 3.3 Werkstoffe für Stifte und Bolzen
- 3.4 Dimensionierung und Tragfähigkeitsnachweis
- 3.5 Nietverbindungen
- 3.6 Spezial-Verbindungstechniken
- 3.7 Formschlüssige Welle-Nabe-Verbindungen

3 Formschlüssige Verbindungen

- Bei **formschlüssigen Verbindungen** werden die Wirkkräfte als **Normalkräfte** an Wirkflächen (Flächenpressung und Hertzsche Pressungen) an ein Mitnehmerteil übertragen.
- Weitere Übertragungen erfolgt meist durch
- Kerbarme Kraftleitung wird angestrebt.
- **Vorteile:**

- **Nachteile:**

Mikrobewegungen an den Berührflächen bei dyn. Beanspruchung
(Verschleiß → Reibrost)

- Formschlüssige Verbindungen sind meist nach Gestaltungsmerkmalen geordnet.
- Für die Verbindungsauswahl sind neben der Tragfähigkeit auch die von der Verbindung freigegebenen Freiheitsgrade von Bedeutung, weil sie maßgebend sind für:

Variante	1	2	3	4	5	6
Merkmal						
Art						
Form						
Lage						
Größe						
Zahl						

Variation der Wirkgeometrie bei formschlüssigen Welle-Nabe-Verbindung

- Die Funktion der formschlüssigen Verbindung durch Bereitstellen einer kraftübertragenden Fläche bedeutet eine entsprechende Formgebung (Fertigungsaufwand) und/oder die Einbringung eines Zusatzelements (Platzbedarf), meist ist damit eine erhöhte Kerbwirkung verbunden.

- Stifte dienen zum Befestigen, Halten, Zentrieren, Fixieren und Sichern von Maschinenteilen.
- Bolzen hingegen werden meist mit der Realisierung mindestens eines Freiheitsgrades verbunden.
- Sicherungselemente, wie Sicherungsringe und Splinte, verhindern axiales Verschieben von Maschinenelementen (Bolzen, Wälzlager).

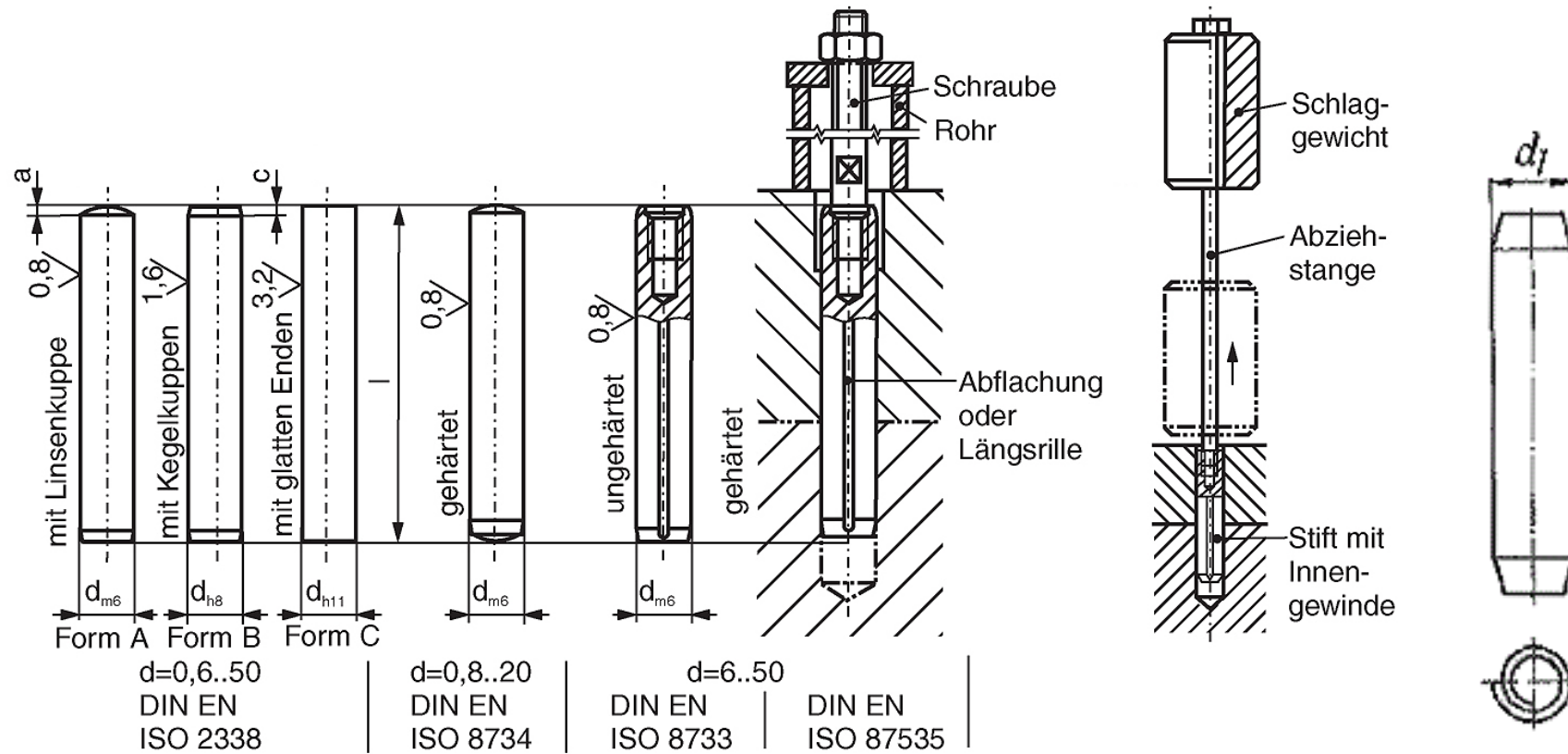
3.1 Stifte

- Es wird zwischen zwei Arten der Anwendung unterschieden:

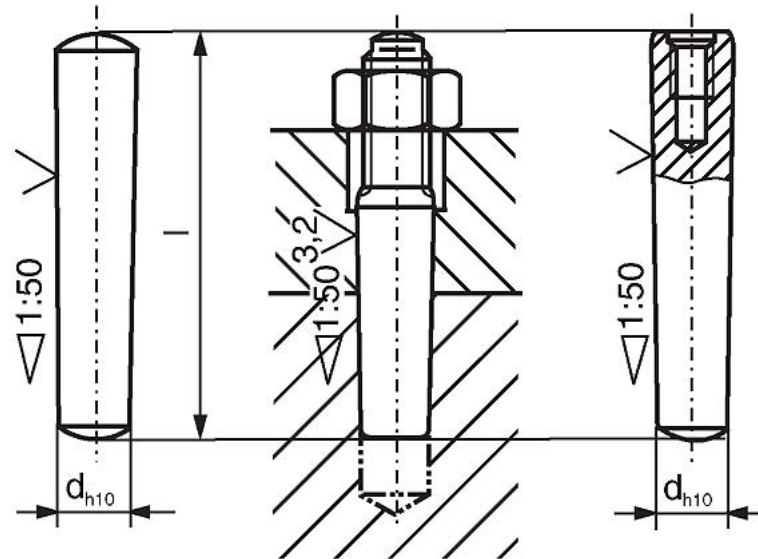
„Fixierstifte“ für Bearbeitungs- und Montagezwecke, dienen der Positionierung von zu verbindenden Teilen
→ *nicht für Kraftübertragung geeignet*
(z. B. Getriebegehäuse, Flansche)

Stift ist ein tragendes Element, muss daher so dimensioniert werden, dass er Betriebskräfte alleine überträgt → „Angststifte“ oder Mischanwendung verboten, Gefahr der Doppelpassung bei mehreren Stiften

- Stiftverbindung = Eindrücken eines Stiftes mit Übermaß in eine durch alle Teile gehende Aufnahmebohrung (→ Vorspannung)
- Festigkeit der Stifte sollte höher als Werkstückfestigkeit (9SnPb28K, C35, härteste Aluminiumwerkstoffe)
- Es wird unterschieden zwischen:
 - Spann- und Spiralspannstifte gehören zu Zylinderstiften



Genormte Zylinderstifte



Ausf. A: $\sqrt{\quad} = \sqrt{\quad}^{0,8}$

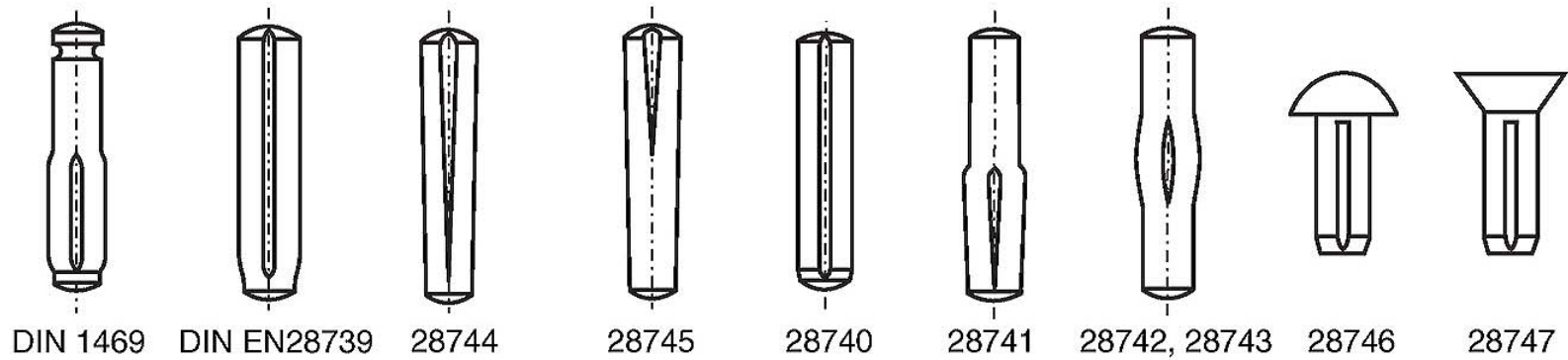
Ausf. B: $\sqrt{\quad} = \sqrt{\quad}^{3,2}$

Ausf. A und B
 d=0,6..50
 DIN EN
 ISO 2339

d=5..50
 DIN EN
 ISO 8737

Ausf. A und B
 d= 6..50
 DIN EN
 ISO 8736

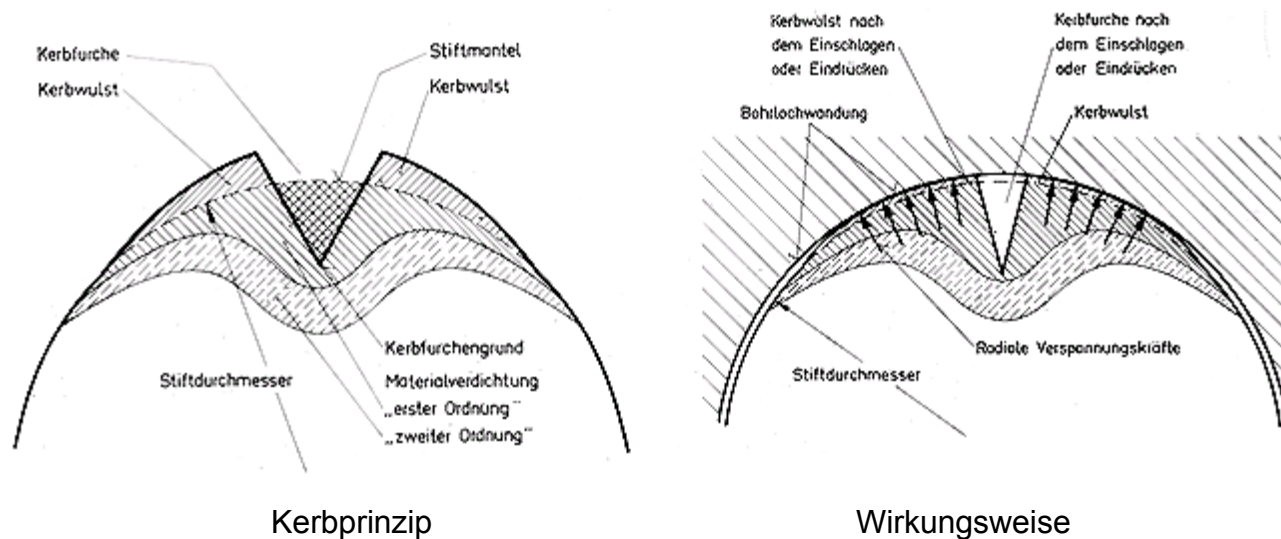
Genormte Kegelstifte



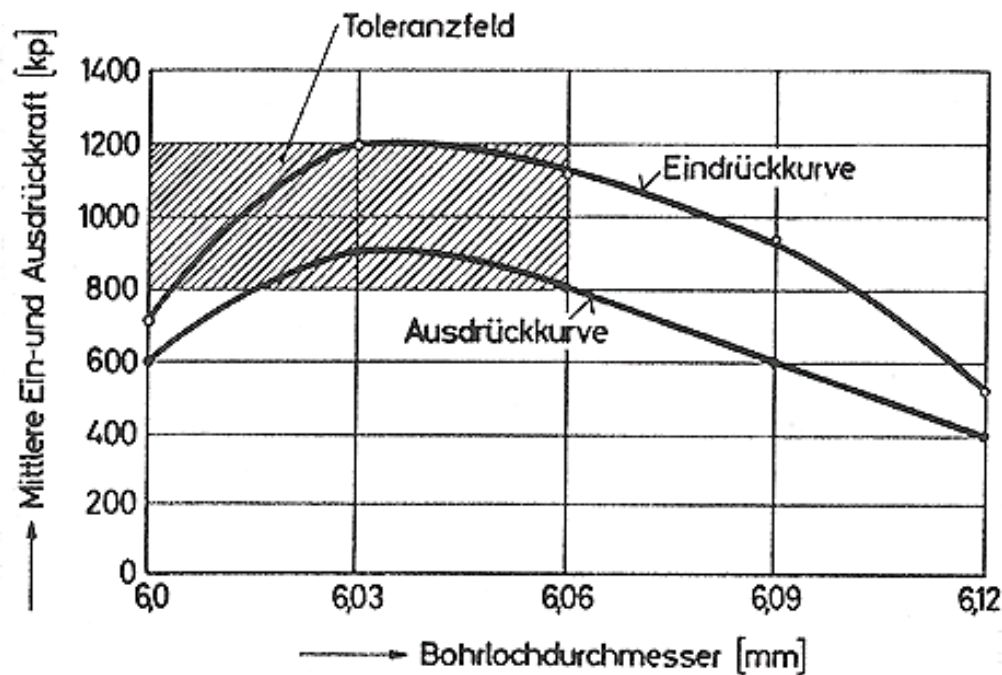
Genormte Kerbstifte und Kerbnägel

- **Zylinderstifte** zur Lagefixierung müssen in einem Bauteil mit Presspassung und im anderen Fügepartner wegen des Trennens mit Gleitpassung sitzen. m6- und h8-Passungen erfordern geriebene Bohrungen, für h11-Passungen und Spannstifte genügt aufgrund der elastischen Verformung die Bohrungsgenauigkeit. Gehärtete Stifte sind wieder verwendbar.
- Zylinderstifte erfüllen ihre Fixierung durch Wahl der Passung
 - als Pass- und Fixierstift, gehärtet, geeignet für Mehrfachanwendungen
 - Verbindungsstift zur Querkraftübertragung, geeignet für Demontage, Sichern
 - Gelenkstifte, Sichern

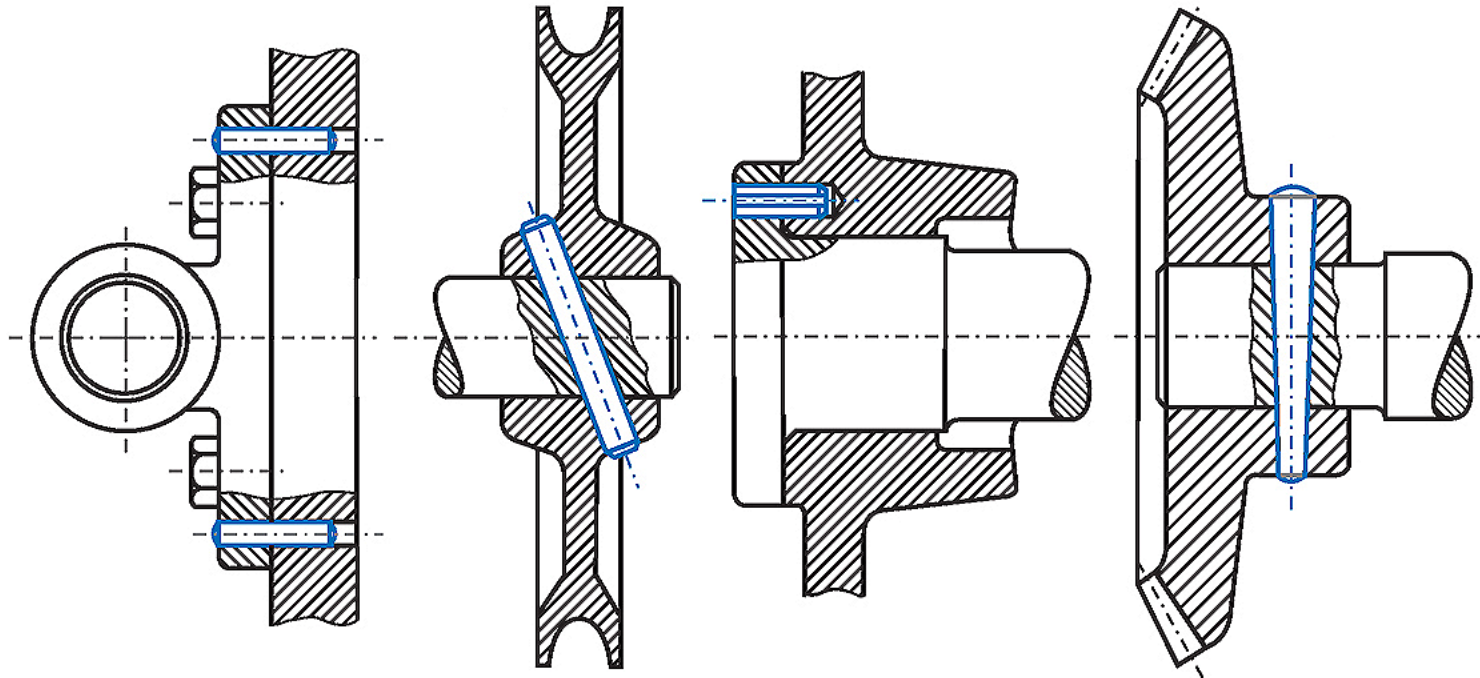
- **Kegelstifte** erlauben eine exakte Fixierung durch kegeliges Reiben und Nachreiben der zu fixierenden Elemente (teuer!). Sie werden vorwiegend im Werkzeugmaschinenbau eingesetzt und können beliebig oft gezogen und wieder verwendet werden („Schleuderhammer“).
- **Kerbstifte** erzeugen durch vorelastische und teilplastische Verformung der durch Einwalzen vorher aufgebrauchten Kerbwulste. Damit genügt Bohrungsgenauigkeit, hohe Spannungsspitzen → hohe Kerbwirkung bis 3mm → H9, ab 3mm → H11 (nur Bohren)



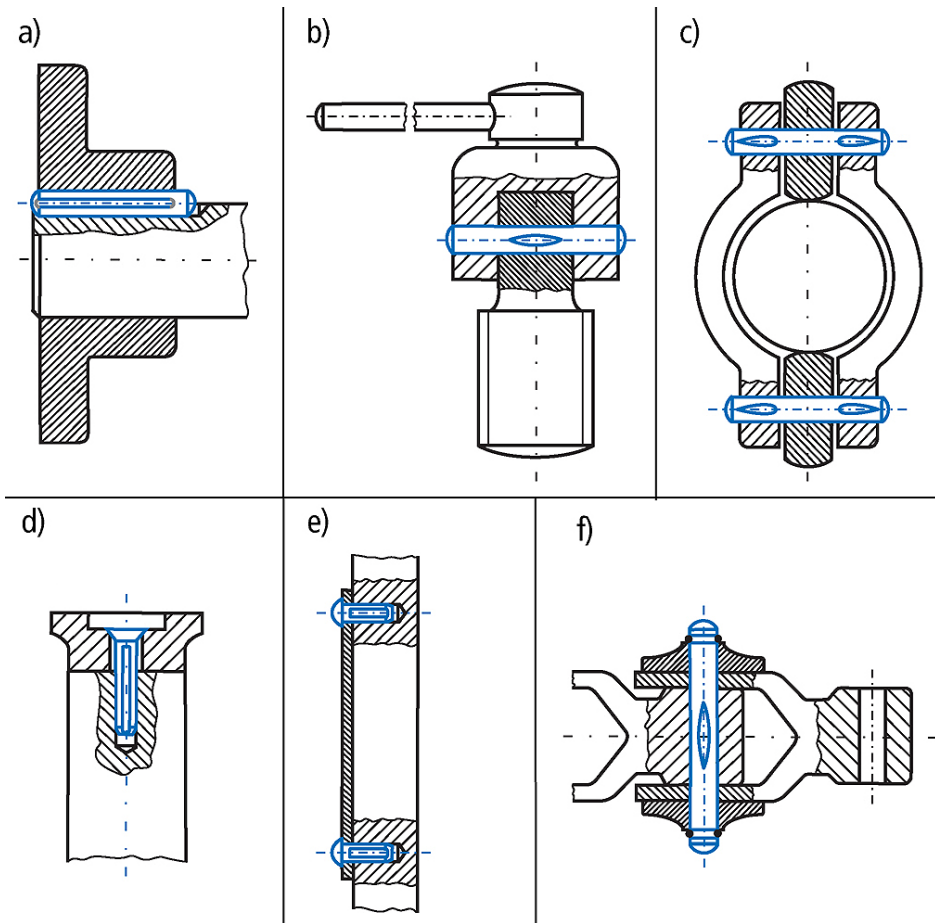
- Die elastische Nachgiebigkeit des Kerbstiftes erlaubt mehrfaches Eintreiben
- Die Vielfalt der Kerbstifte lässt eine breite Anwendung für unterschiedliche Aufgaben zu:



Montage und Sitzfestigkeit

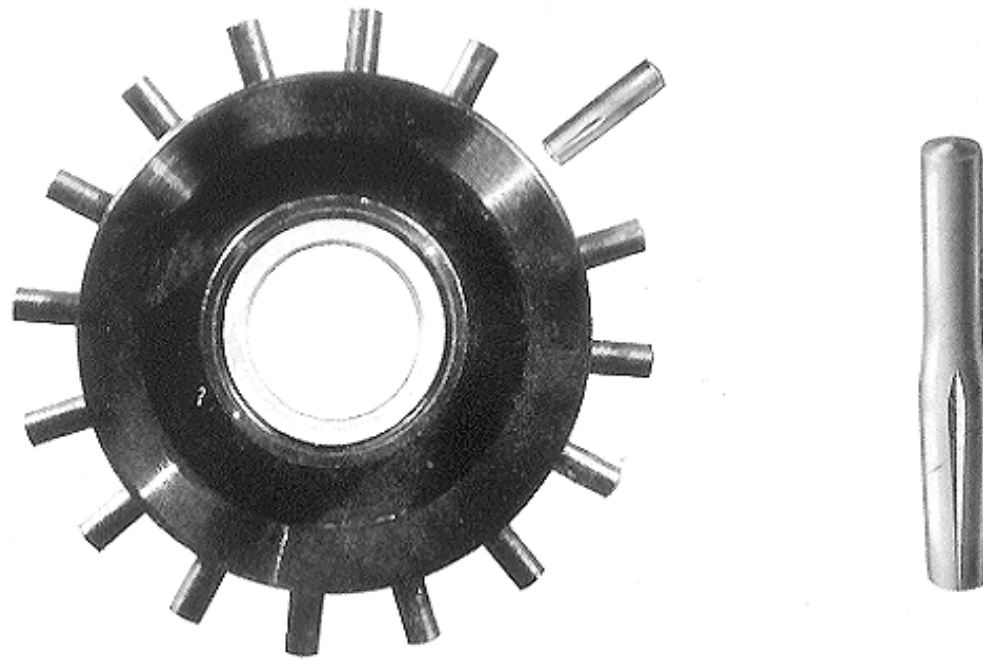


Anwendungen von Zylinderstiften als einfache Welle-Nabe-Verbindungen

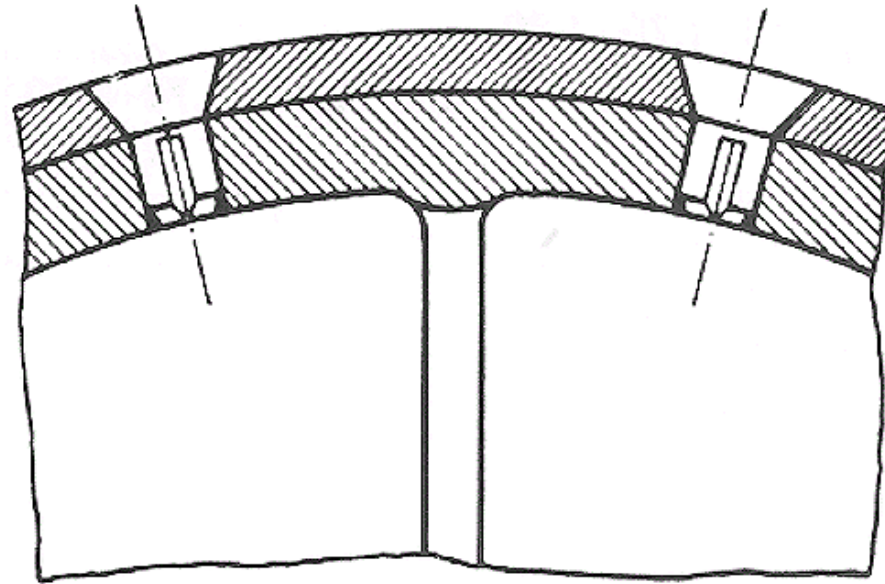


- a) Zylinderkerbstift DIN EN ISO 8739 als Längsstift
- b) Knebelkerbstift DIN EN ISO 8742 an einer Verschlusschraube
- c) Doppelkerbstifte als Achsstifte für Rollen
- d) Passkerbstifte mit Hals als Haltestifte einer Feder
- e) Halbrundkerbnägel DIN EN ISO 8746 als Befestigungsstifte für ein Schild
- f) Knebelkerbstift mit zwei Halsen als Gelenkstift in einem Kettenglied

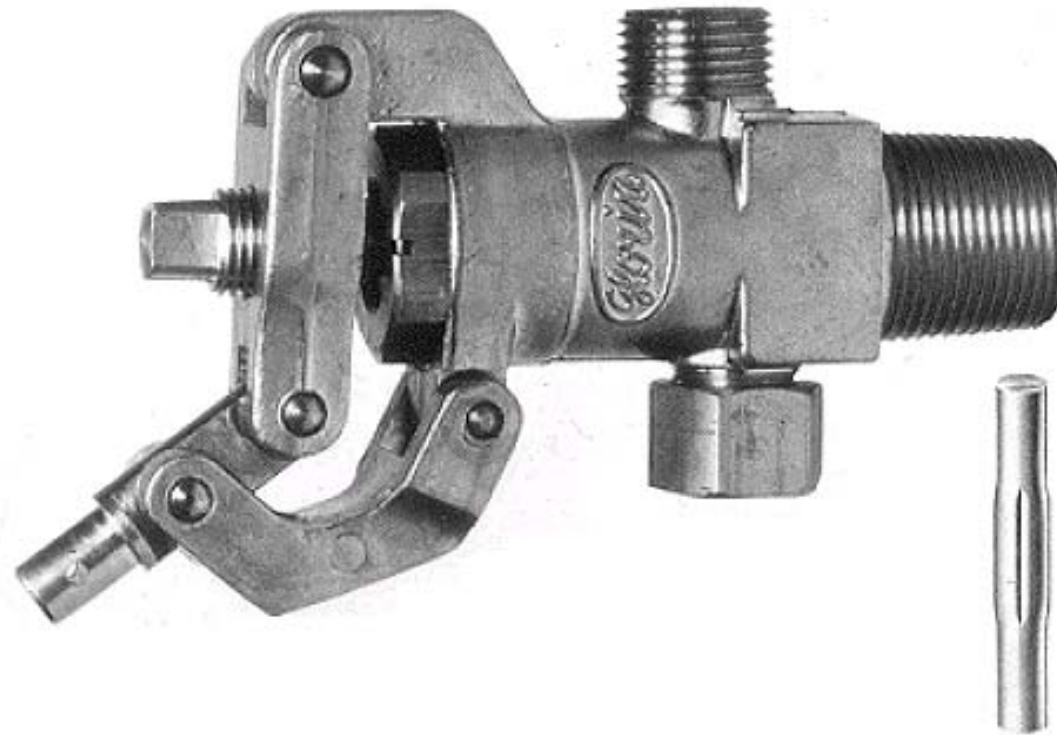
Anwendungen für Kerbstifte und Kerbnägel



Anwendung von Kerbstiften – Spänetransport



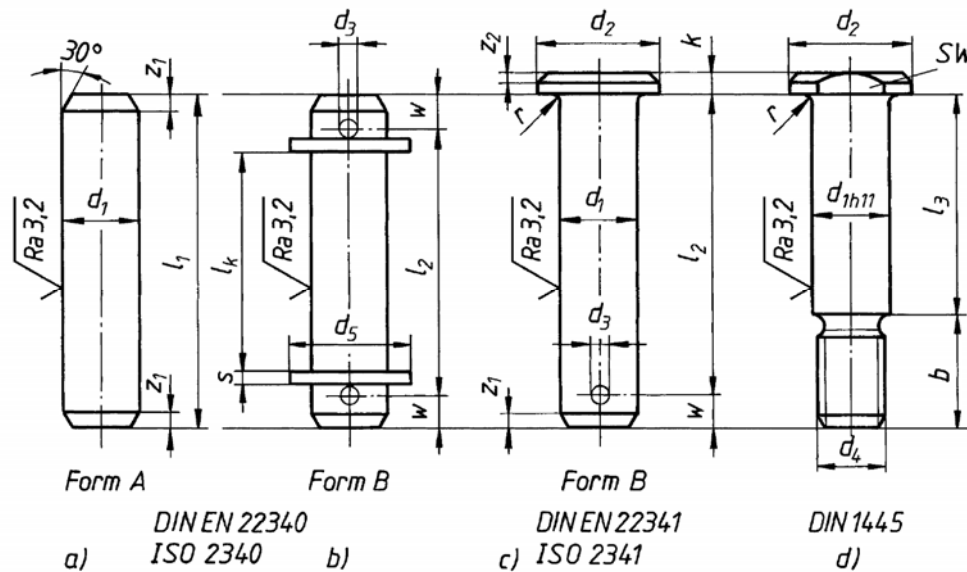
Anwendung von Kerbstiften zur Befestigung eines Brems- oder Kupplungsbelages



Anwendung von Kerbstiften als Gelenkstifte an einem Ventil

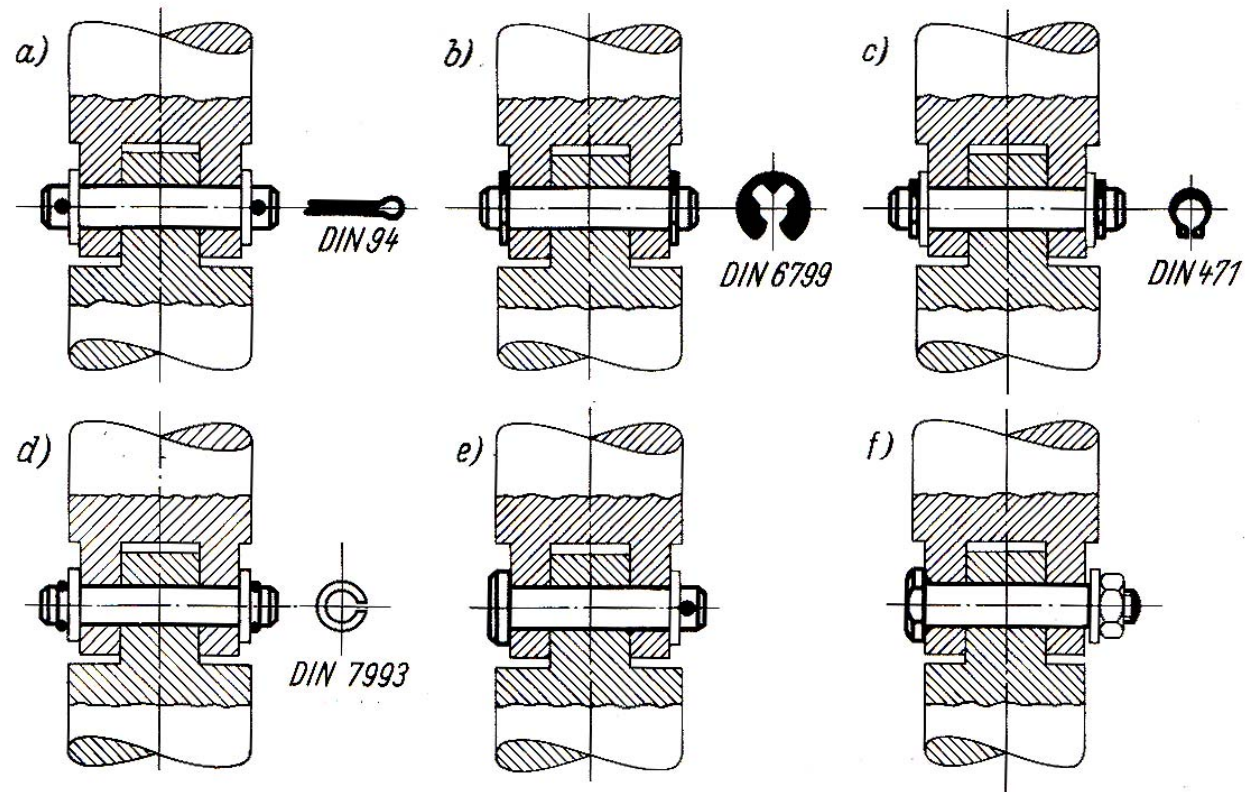
3.2 Bolzen

- Bolzenverbindungen werden immer als Gelenkverbindungen eingesetzt und sitzen mit Spielpassung in den Bauteilen D9 bis D11/h11).
- Spielpassung macht eine axiale Sicherung gegen Herausfallen notwendig, die auf unterschiedliche Weise gelöst wird.



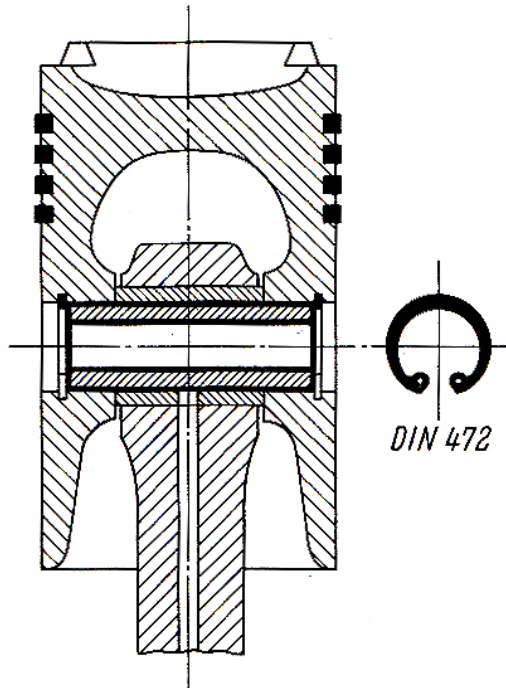
Genormte Bolzen:

- ohne Kopf
- ohne Kopf mit Splintlöchern
- mit kleinem Kopf und Splintloch
- mit Kopf und Gewindezapfen



Bolzenverbindungen:

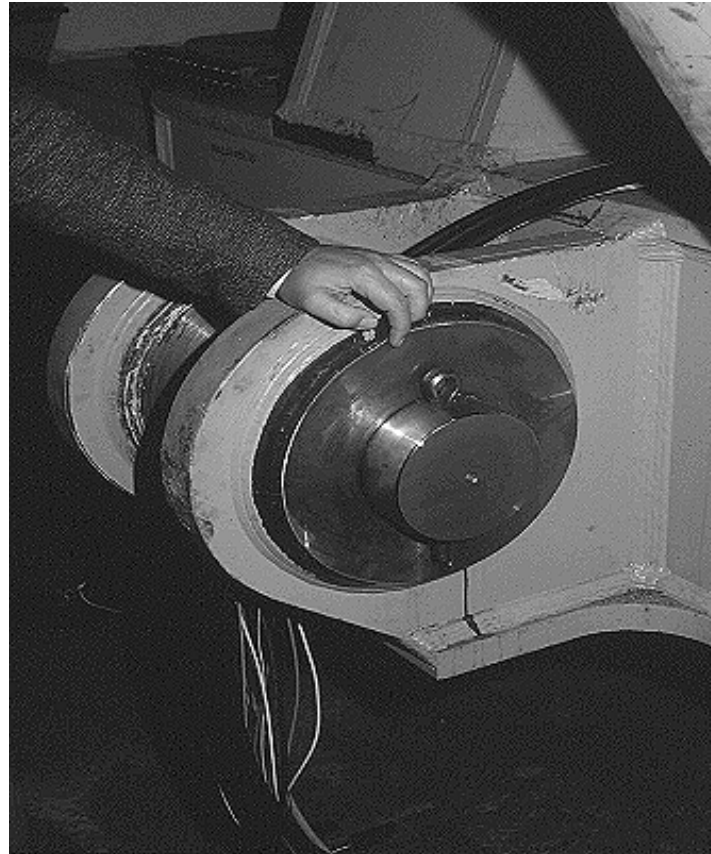
- a) mit Splinten; b) mit Sicherungsscheiben;
- c) mit Sicherungsringen; d) mit Sprengringen;
- e) mit Kopf und Splint; f) mit Kopf und Sechskantmutter



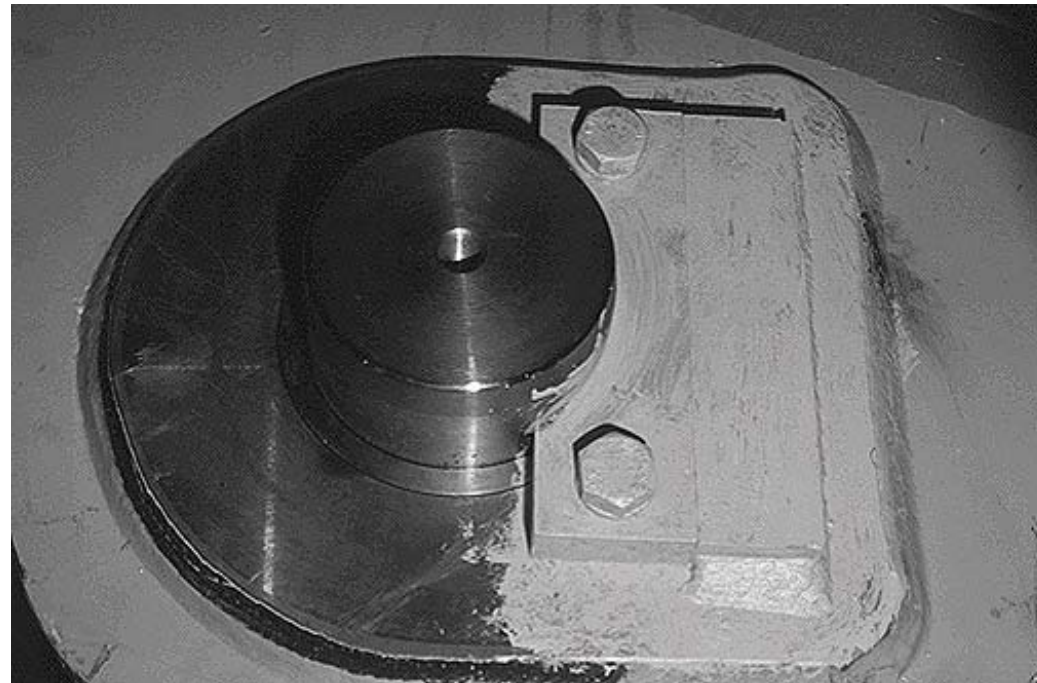
Anwendung von Bolzen – mit Sicherungsringen gesicherter Kranbolzen



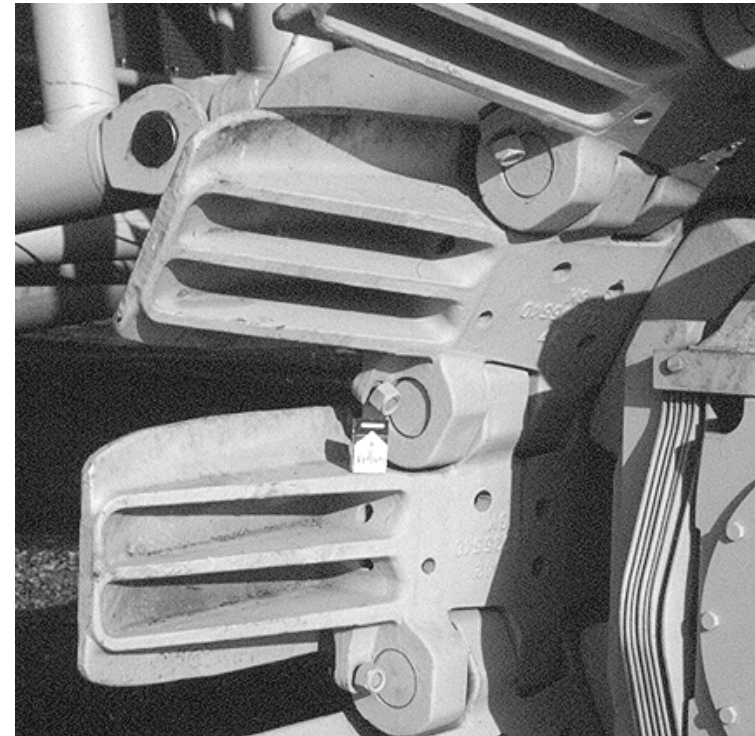
Anwendung von Bolzen – mit Splint gesicherter Kranbolzen



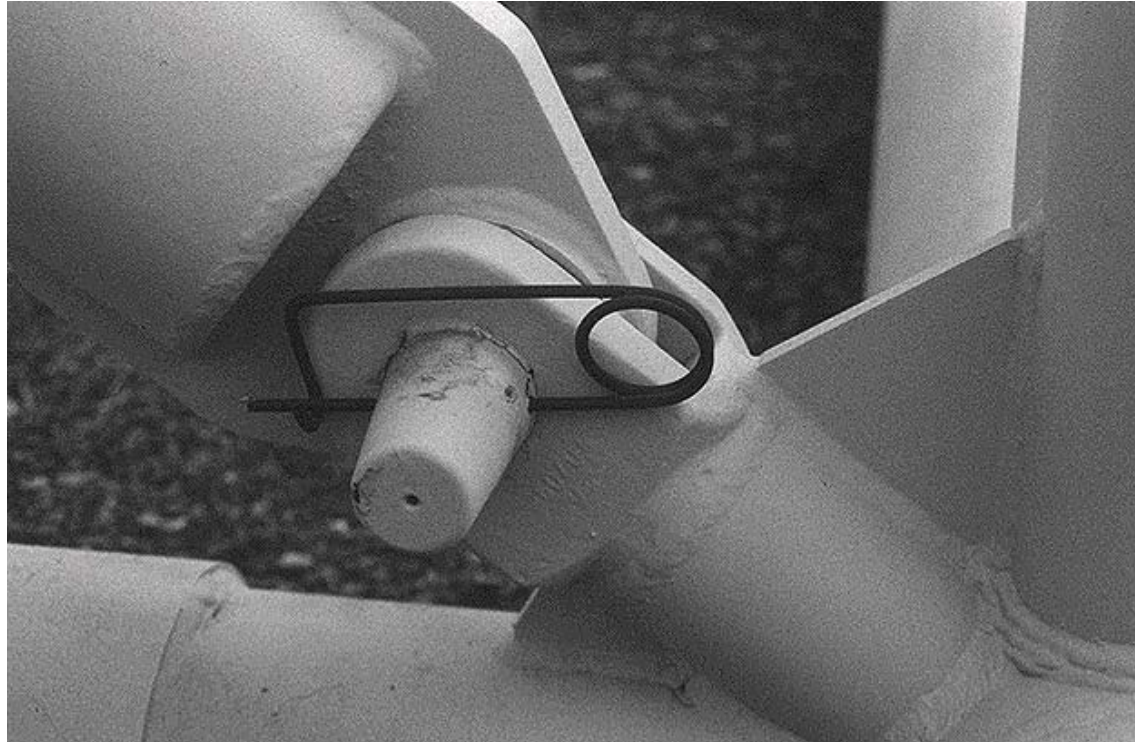
Anwendung von Bolzen – mit Splint gesicherter Bolzen



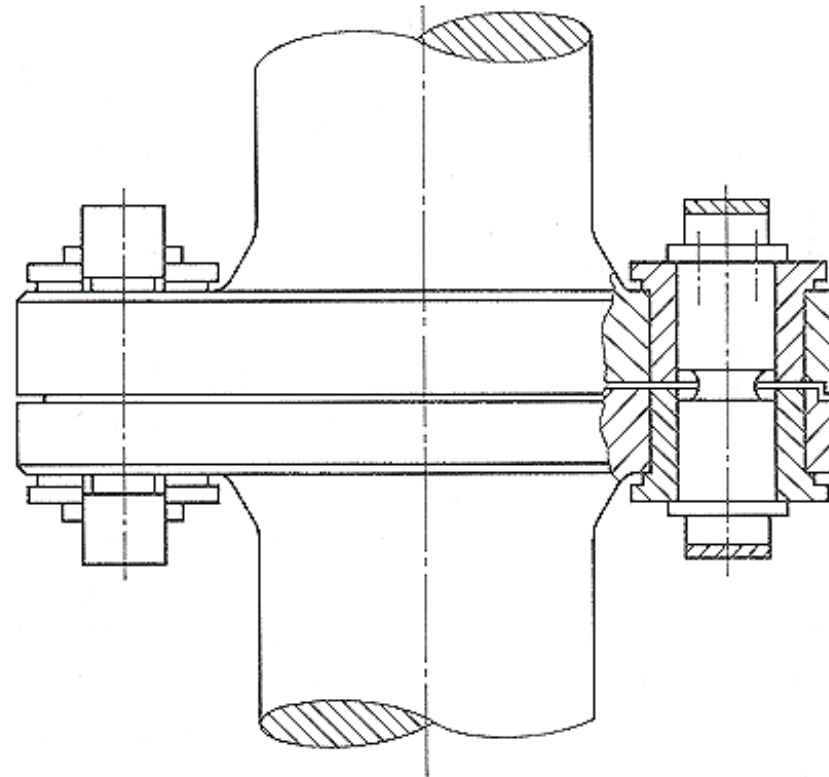
Anwendung von Bolzen – mit Legeblech gesicherter Bolzen



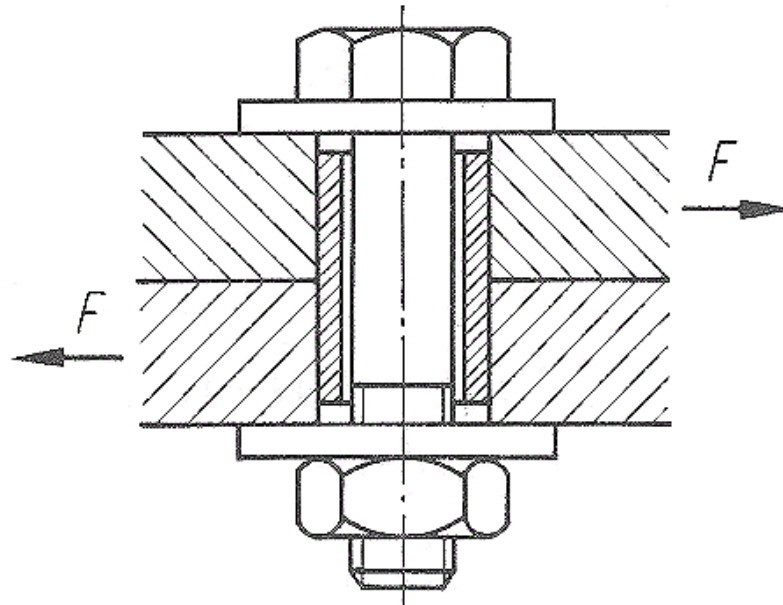
Anwendung von Bolzen – mit Schraube gesicherter Bolzen (z. B. Kettenglieder, Schaufel)



Anwendung von Bolzen – mit Spange gesicherter Bolzen



Anwendung von Bolzen – Scherbolzenkupplung mit definierter Kerbe



Anwendung von Bolzen – als Scherbuchse (Hohlbolzen versagt und hat keine Verbindung mit Schraube)

3.3 Werkstoffe für Stifte und Bolzen

- Forderungen:

-

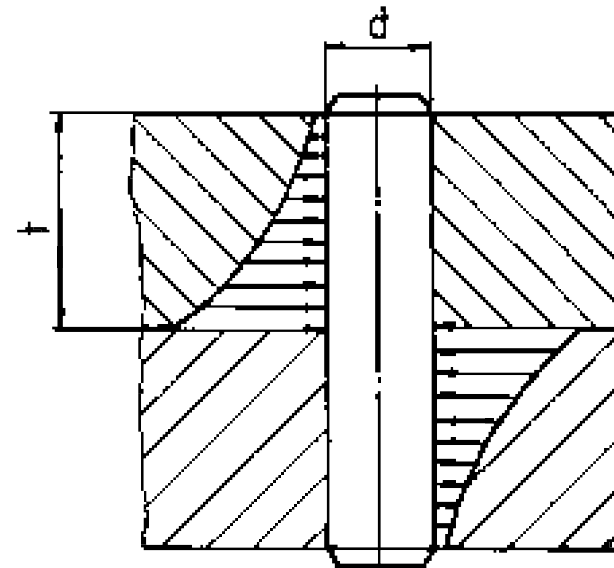
-

-

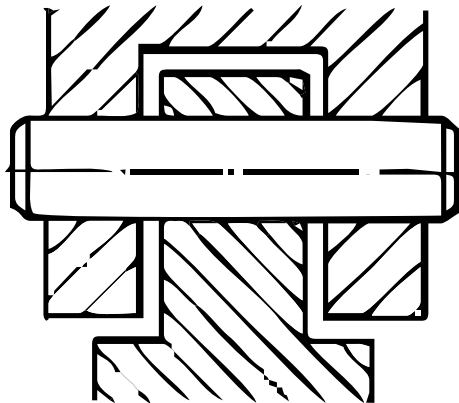
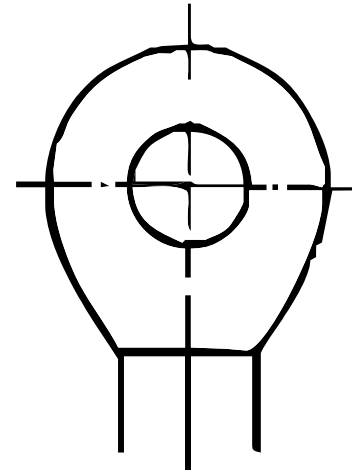
für Realisierung einer automatisierten Massenfertigung wurde Automatenstahl wie 9SMnPb28K entwickelt (Automatenstahl → Span bricht schneller aufgrund S und Mn [Kurzspan] und Pb für Herabsetzung der Reibung bei Fertigung), für höhere Anforderungen C35 (gehärtet)

3.4 Dimensionierung und Tragfähigkeitsnachweis

- Die tatsächlich auftretenden Beanspruchungen in Stift- und Bolzenverbindungen lassen sich nur schwer bestimmen:
 - aufgrund der Vorspannung durch das Einschlagen und der überlagerten Verformung von Stift und Bauteil unter Belastung
 - aufgrund des Auftretens plastischer Verformungsanteile ohne Beeinträchtigung des Übertragungsverhaltens



- Insbesondere bei spielbehafteten Bolzen-Laschenverbindungen
→ verformungsabhängige Kontakt- und Kerbspannungen



- infolge der ungleichmäßigen Aufteilung der Gesamtkraft bei mehreren Stiftreihen, vgl. Nietverbindungen

- Für die Festigkeitsrechnung im Rahmen der Maschinenelemente wird folgende Vereinfachung getroffen:

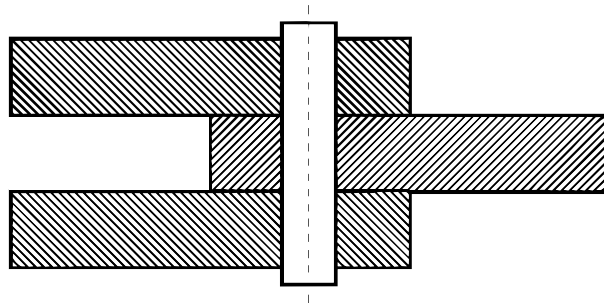
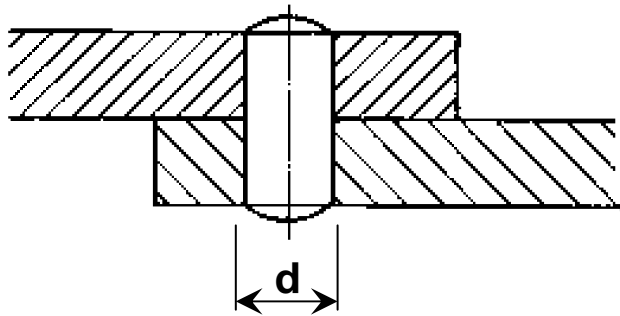
-

-

-

Versagensursache Abscheren – *Querstift*

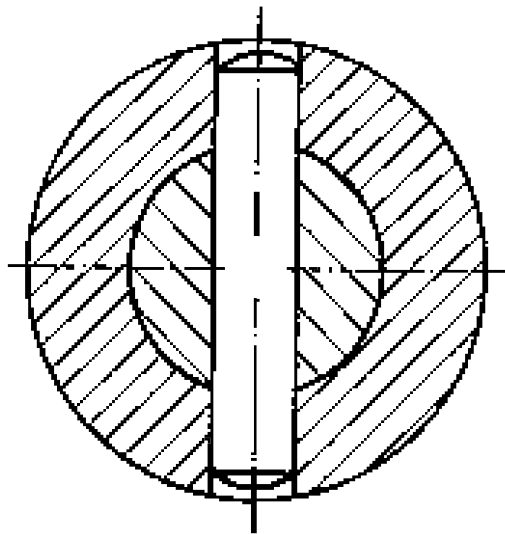
- Die mittlere Schubspannung im Scherquerschnitt des Querstifts beträgt:



Bei mehreren Schnitten (n):

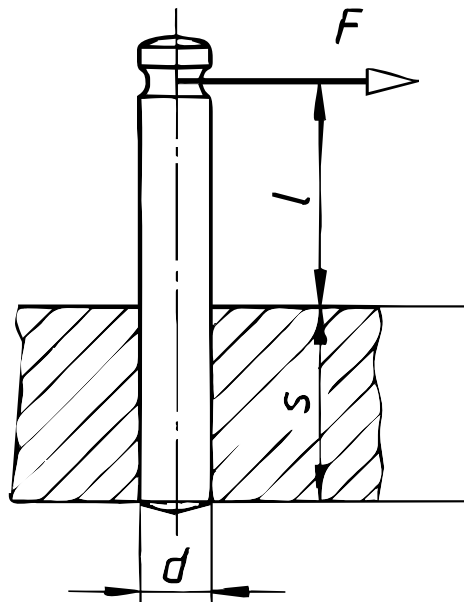
Versagensursache Abscheren – *Welle-Nabe-Verbindung*

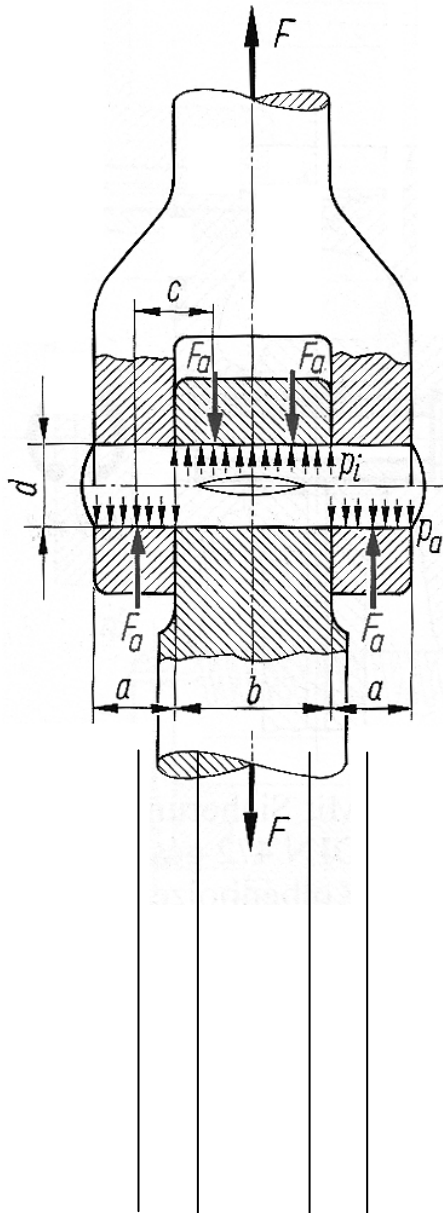
- Bei Querstiften in Wellen-Nabe-Verbindungen wird die entsprechende Umfangskraft an der Schnittstelle berechnet:



Versagensursache Abscheren und Biegung – *Steckstift unter Biegekraft*

- Bei Steckverbindungen wird der Stift auf Schub und Biegung beansprucht.





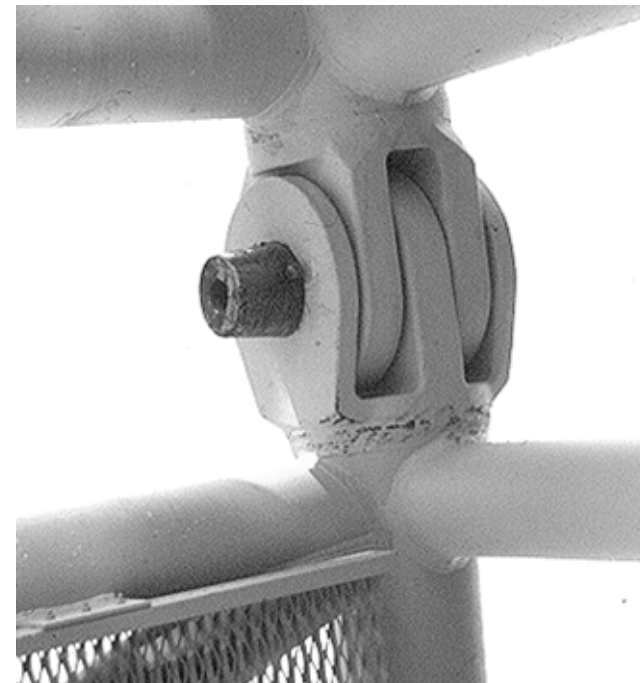
Versagensursache Abscheren und Biegung – Gabelkopf (Bolzenlaschen) 1, Gabel und Stange Spielpassung

- Nur bei kurz eingespannten Stiften oder Bolzen darf die Biegung vernachlässigt werden. Andernfalls muss für die Berechnung der Biegebeanspruchung folgende Abschätzung.

$$W_b = \frac{\pi}{32} * d^3$$

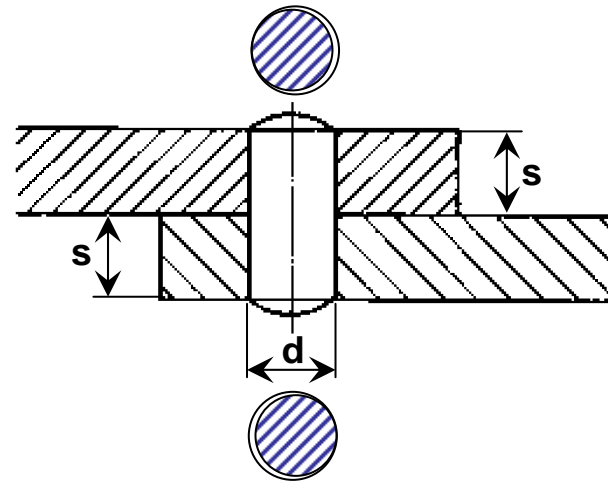
Versagensursache Abscheren und Biegung – Gabelkopf (Bolzenlaschen) 2

- Bei längeren Einspannungen lassen Erfahrungen die Annahme eines Hebelarms zu. Daher durch größere Kompaktheit Hebelarme verringern, z. B.:
- Man kann auch konstruktiv eine bessere Einspannung durch Vergrößerung der Schnittzahl erreichen, wie bei neben gezeigter Kranstruktur.
→ kleinerer Bolzendurchmesser, leichter s. Abbildung rechts



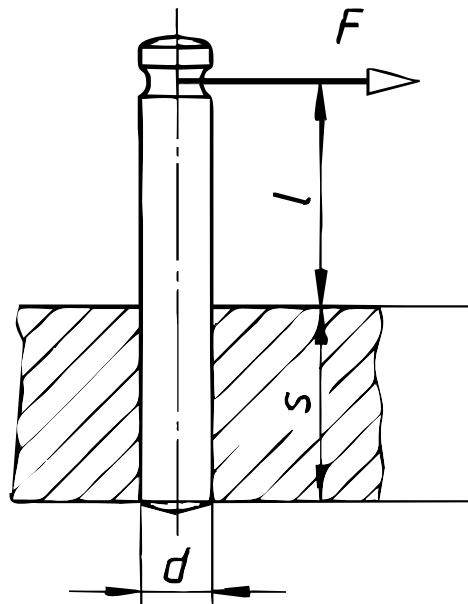
Versagensursache Flächenpressung – *Querstift*

- Übertragung der Kraft F erfolgt über Bolzen \rightarrow Lochleibungsdruck p_d
- Da die übertragende Zylinderfläche halbkreisförmig ist und zum anderen die Kräfteverteilung auf dem Halbkreis unregelmäßig ist, wird zur Berechnung ein gemittelter Wert für p_d angenommen und die Zylinderfläche A in die Ebene projiziert.



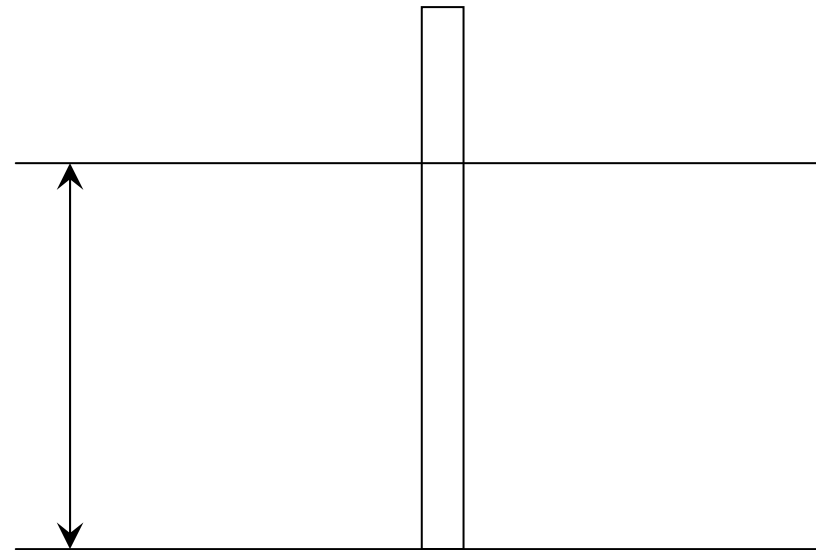
Versagensursache Flächenpressung – Steckstift unter Biegekraft

- Überlagerung der Flächenpressungen aus Querkraft und Biegung.



Querkraftabhängiger Anteil
der Flächenpressung:

Biegeabhängiger Anteil
der Flächenpressung:



Zulässige Beanspruchungen

- für ruhende Belastungen

Bauteilwerkstoff	Lastfall	Presssitz glatter Stifte			Sitz mit gekerbtem Teil (z.B. Kerbstift)			Gleitsitz glatter Bolzen		
		P_{zul}	$\sigma_{b,zul}$	$\tau_{s,zul}$	P_{zul}	$\sigma_{b,zul}$	$\tau_{s,zul}$	P_{zul}	$\sigma_{b,zul}$	$\tau_{s,zul}$
S235 (St 37)	ruhend	98	190	80	69	160	65	30	200	80
E295 (St 50)		104			73			30		
Stahlguss		83			58			30		
Grauguss		68			48			40		
CuSn-, CuZn-Leg.		40			28			40		
AlCuMg-Leg.		65			46			20		
AlSi-Leg.		45			32			20		

Zulässige Beanspruchungen in N/mm² für Stift- und Bolzenverbindungen unter ruhender Belastung bei Bolzen und Stiften aus Stahl (Erfahrungswerte)

- für schwellende Belastungen

Bauteilwerkstoff	Lastfall	Presssitz glatter Stifte			Sitz mit gekerbtem Teil			Gleitsitz glatter Bolzen		
		p_{zul}	$\sigma_{b,zul}$	$\tau_{s,zul}$	p_{zul}	$\sigma_{b,zul}$	$\tau_{s,zul}$	p_{zul}	$\sigma_{b,zul}$	$\tau_{s,zul}$
S235 (St 37)	schwellend	72			52			24		
E295 (St 50)		76			55			24		
Stahlguss		62			43			24		
Grauguss		52	145	60	36	120	50	32	140	60
CuSn-, CuZn-Leg.		29			21			32		
AlCuMg-Leg.		47			35			16		
AlSi-Leg.		33			24			16		

Zulässige Beanspruchungen in N/mm² für Stift- und Bolzenverbindungen unter schwellender Belastung bei Bolzen und Stiften aus Stahl (Erfahrungswerte)

- für wechselnde Belastungen

Bauteilwerkstoff	Lastfall	Presssitz glatter Stifte			Sitz mit gekerbtem Teil			Gleitsitz glatter Bolzen		
		p_{zul}	$\sigma_{b,zul}$	$\tau_{s,zul}$	p_{zul}	$\sigma_{b,zul}$	$\tau_{s,zul}$	p_{zul}	$\sigma_{b,zul}$	$\tau_{s,zul}$
S235 (St 37)	wechselnd	36			26			12		
E295 (St 50)		38			28			12		
Stahlguss		31			21			12		
Grauguss		26	75	30	18	60	25	16	70	30
CuSn-, CuZn-Leg.		14			10			16		
AlCuMg-Leg.		23			17			8		
AlSi-Leg.		16			12			8		

Zulässige Beanspruchungen in N/mm² für Stift- und Bolzenverbindungen unter wechselnder Belastung bei Bolzen und Stiften aus Stahl (Erfahrungswerte)

- Mikrobewegungen führen zu Verschleißprodukten (Reibrost) innerhalb der Verbindung, welche Kerben hervorrufen (Dauerbruchgefahr).

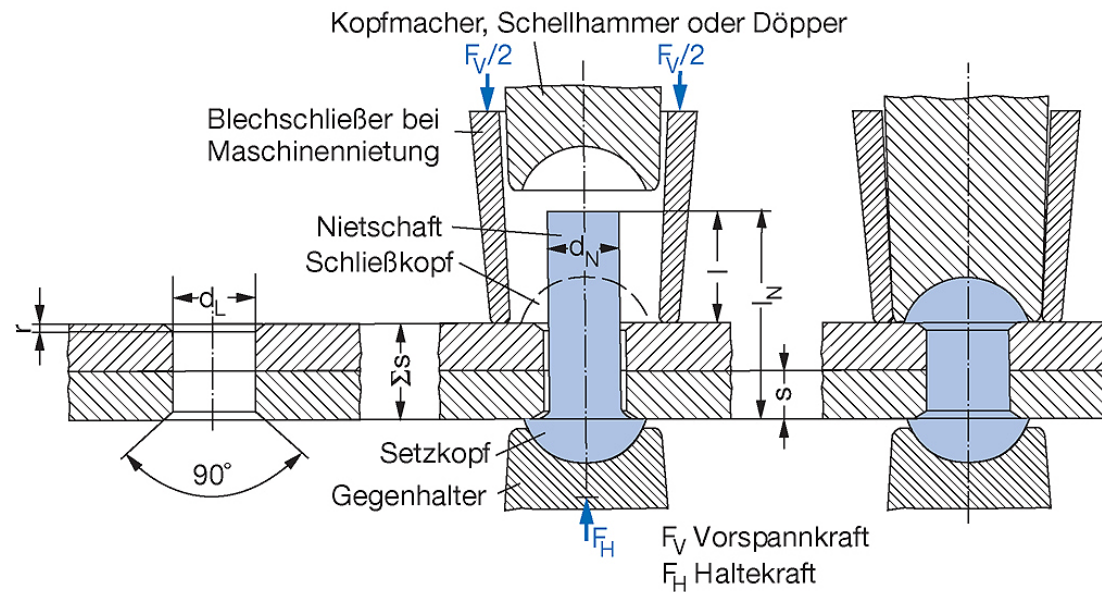
3.5 Nietverbindungen

- Nietverbindungen haben durch den verstärkten Einsatz von Schweißverbindungen infolge Gewichts- und Kostenreduktion an Bedeutung verloren.
- *Vorteile gegenüber Schweißverbindungen:*

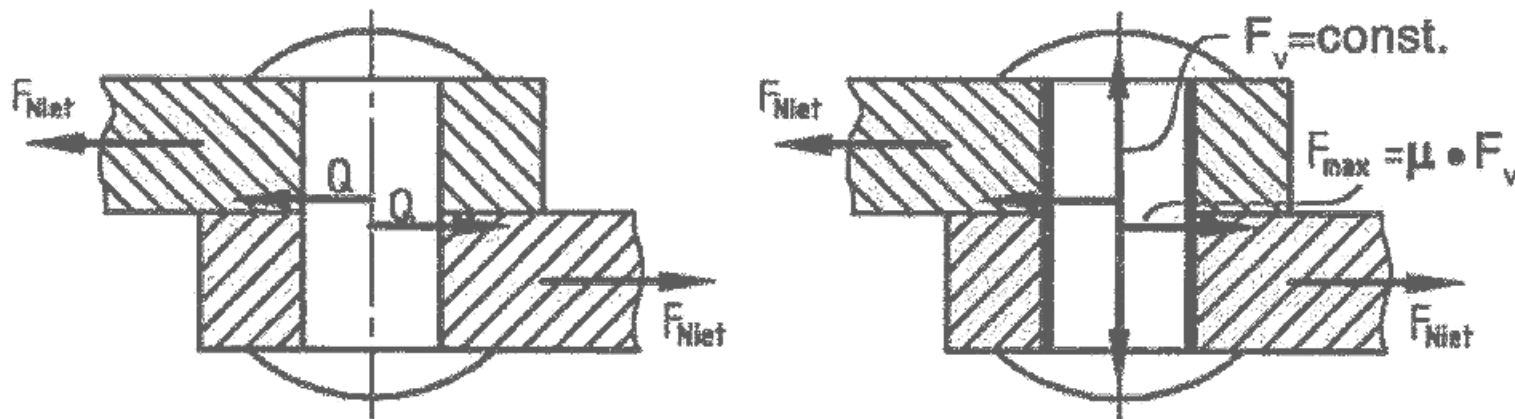
- *Nachteile gegenüber Schweißverbindungen:*

Herstellung der Verbindung

- Die Nietlöcher werden gemeinsam gebohrt, bei dünneren Blechen gestanzt (hierbei müssen die Bohrungen nachgesenkt werden, um Anrissgefahr zu vermeiden). Der Setzkopf wird mit einem Gegenhalter geschützt und der Niet mit einem Schellhammer oder einem Döpper geschlossen (beidseitiger Zugang).



- Warmniete schrumpfen axial beim Erkalten und pressen die Fügepartner aufeinander – so wird eine Reibschlussverbindung erzielt, die jedoch in der Berechnung nicht berücksichtigt wird.
- Bei Kaltnieten dienen die Köpfe lediglich der axialen Sicherung (vgl. Stifte und Bolzen)

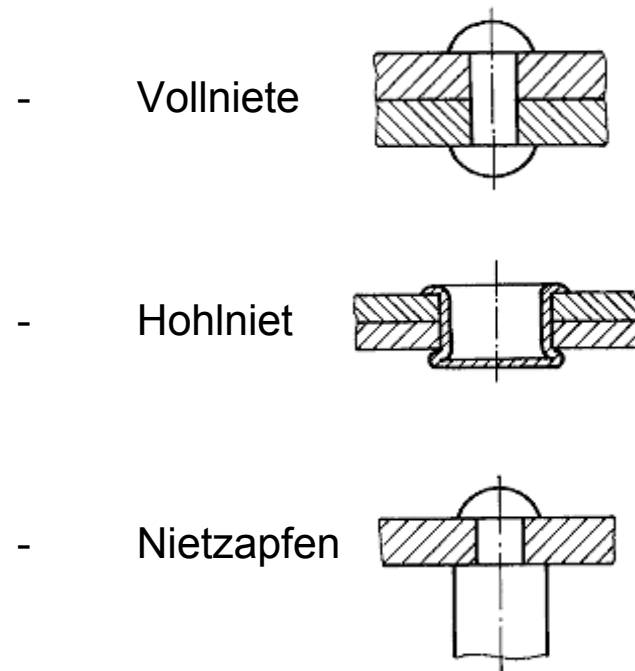


Werkstoffe und Eigenschaften

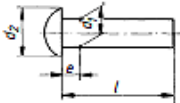
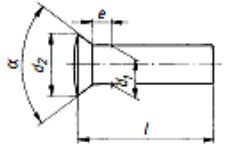

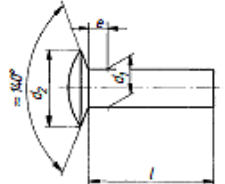
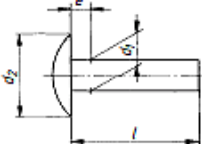
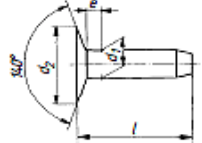
- Stahl: QSt 32-2, QSt 36-3, USt 36, S275JR
- Kupfer und Cu-Zn-Legierungen: CuZn37
- Aluminium und Al-Legierungen: AlMgSi1, AlMg5, AlCuMg2
- Kunststoff

Nietformen

- In erster Linie erfolgt die Unterscheidung nach der Ausführung des Nietschaftes.



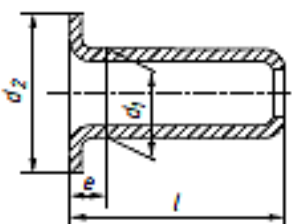
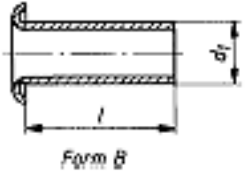
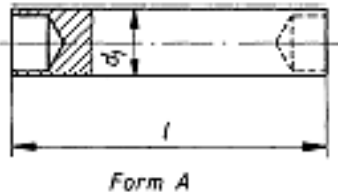
- Darüber hinaus werden Vollniete nach der Form des Setzkopfes benannt.

Bild ¹⁾	Bezeichnung	DIN	Abmessungen ²⁾ mm	Werkstoffe	Verwendungsbeispiele
	Halbrundniet	124	$d_1 = 10 \dots 36$ $d_2 \approx 1,6 d_1$	QSt 32-3 QSt 36-3	Stahlbau
		660	$d_1 = 1 \dots 8$ $d_2 \approx 1,75 d_1$	QSt 32-3 QSt 36-3 A2, A4 SF-Cu CuZn 37 Al 99,5	Metallbau Fahrzeugbau
 	Senkniet	302	$d_1 = 10 \dots 36$ $\alpha = 75^\circ, 60^\circ, 45^\circ$	QSt 32-3 QSt 36-3	Stahlbau
		661	$d_1 = 1 \dots 8$ $d_2 \approx 1,75 d_1$	QSt 32-3 QSt 36-3 A2, A4 SF-Cu CuZn 37 Al 99,5	Metallbau Fahrzeugbau
	Linsenniet	662	$d_1 = 1,6 \dots 6$ $d_2 \approx 2 d_1$	QSt 32-3 QSt 36-3 SF-Cu CuZn 37 Al 99,5	für Leisten, Beschläge, Trittflächen, Laufgänge; griffige Oberfläche, gefälliges Aussehen
	Flachrundniet	674	$d_1 = 1,4 \dots 6$ $d_2 \approx 2,25 d_1$	QSt 32-3 QSt 36-3 SF-Cu CuZn 37 Al 99,5	Hautniet im Karosserie- und Flugzeugbau; für Beschläge, Feinbleche, Kunststoffe, Pappe
	Flachsenkniet (Riemenniet)	675	$d_1 = 3 \dots 5$ $d_2 \approx 2,75 d_1$	QSt 32-3 QSt 36-3 SF-Cu Al 99,5	für Leder-, Gewebe- und Kunststoffriemen, Gurte

Gebräuchliche genormte Niete (1)

Bild ¹⁾	Bezeichnung	DIN	Abmessungen ²⁾ mm	Werkstoffe	Verwendungs- beispiele
	Halbhohlriet mit Flachrund- kopf	6791	$d_1 = 1,6 \dots 10$ $d_2 \approx 2 d_1$	QSt 32-3 QSt 36-3 SF-Cu CuZn 37 Al 99,5	zum Verbinden empfindlicher Werk- stoffe, wirtschaftlich verarbeitbar durch den Einsatz von Nietmaschinen
	Halbhohlriet mit Senkkopf	6792	$d_1 = 1,6 \dots 10$ $d_2 \approx 2 d_1$	QSt 32-3 QSt 36-3 SF-Cu CuZn 37 Al 99,5	zum Verbinden empfindlicher Werk- stoffe, wirtschaftlich verarbeitbar durch den Einsatz von Nietmaschinen
	Hohlriet zweiteilig Form A: offen Form B: geschlossen	7331	$d_1 = 2 \dots 6$	UST 3 CuZn 37F30	zum Verbinden von Metallen mit Leder, Kunststoff, Hartpapier usw. und zum Ver- binden empfindlicher Metallteile

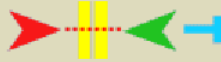
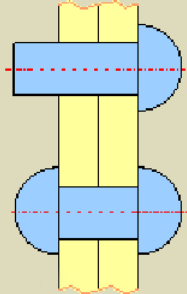
Gebräuchliche genormte Niete (2)

Bild ¹⁾	Bezeichnung	DIN	Abmessungen ²⁾ mm	Werkstoffe	Verwendungs- beispiele
	Hohlriet einteilig (aus Band gezogen)	7339	$d_1 = 1,5 \dots 6$	USt 3 St 4 Al 99 W8 CuZn 37F30 SF-Cu F22	zum Verbinden von Metallen mit empfind- lichen Werkstoffen (Leder, Gummi, Keramik u.a.) da nur geringe Schließkräfte erforderlich;
	Rohrriet Form A: mit Flachkopf Form B: mit angerolltem Rundkopf	7340	$d_1 = 1 \dots 10$	St 35, Al 99,5 CuZn 37F37 SF-Cu F25	E-Technik, Blechbau, hohle Bauteile
	Nietstift Form A: angebohrt Form B: angesenkt	7341	$d_1 = 2,5 \dots 20$ (h9, h11)	9SMnPb28K St50K + G	bei großen Klemmlängen, zum Verbinden zusammensteckbarer Teile, als Gelenkstifte und Achsen

Gebräuchliche genormte Niete (3)

Nieten bei beidseitigem Zugang der Verbindungsstelle


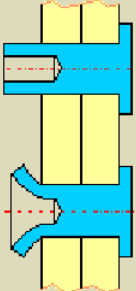
Vollniet



Kann sehr hohe Belastungen aufnehmen.

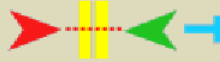
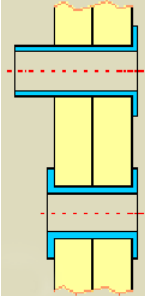
Bis etwa 8 mm wird kalt vernietet.
Ab 10 mm wird warm genietet.
Beim Warmnieten entstehen hohe Normalkräfte die die Bauteile aufeinander pressen. Die Verbindung kann dadurch höhere Kräfte aufnehmen.

Halbhohlriet




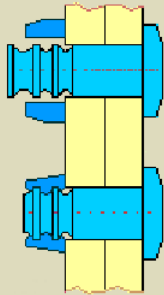
Der Niet wird mit einem Dorn gespreizt.

Hohlriet



Der Niet verschleißt nicht die Bohrung.

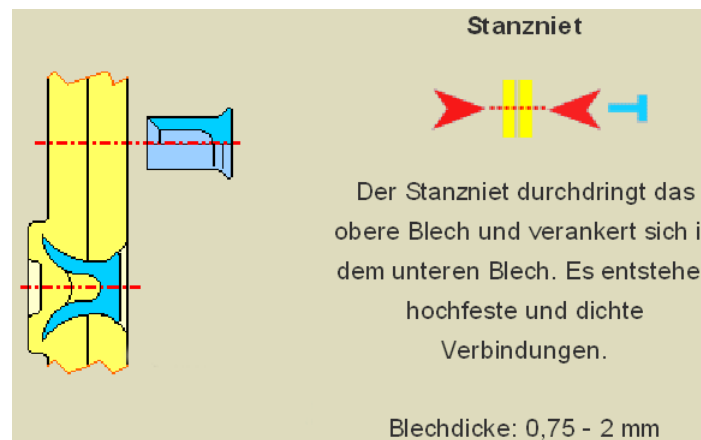
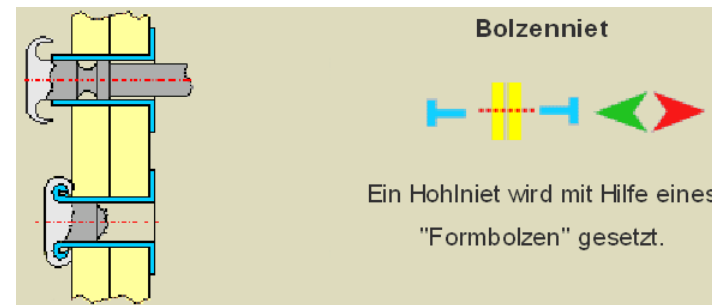
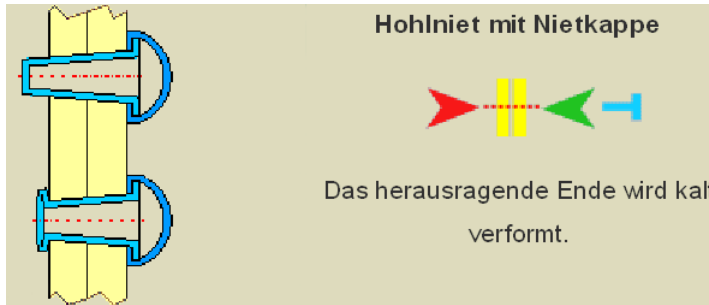
**Schließringniet
(Schließringbolzen)**



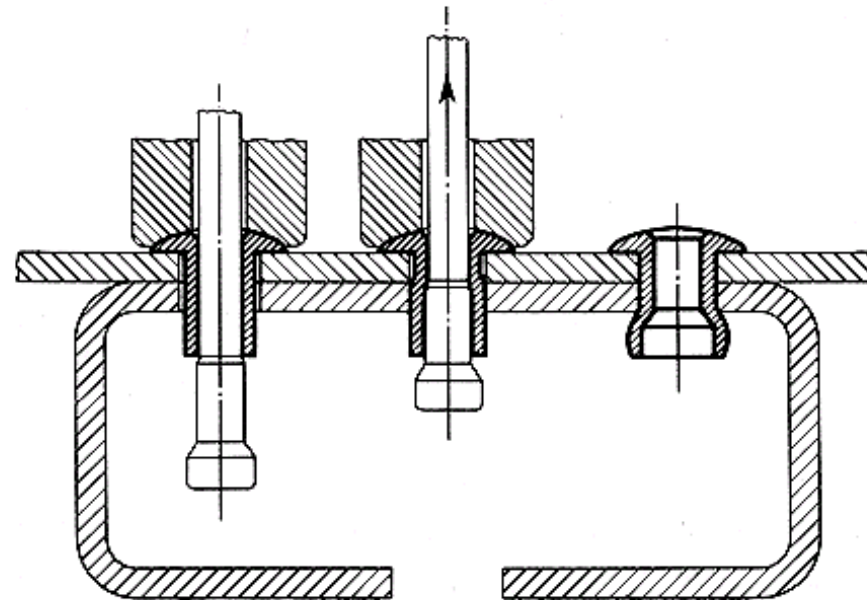
Ein Ring wird durch plastische Verformung, bei gleichzeitigem zusammendrücken der Bauteile, um den Bolzen geformt.

Vibrationssichere Verbindung; hohe Zugfestigkeit.

Nieten bei beidseitigem Zugang der Verbindungsstelle



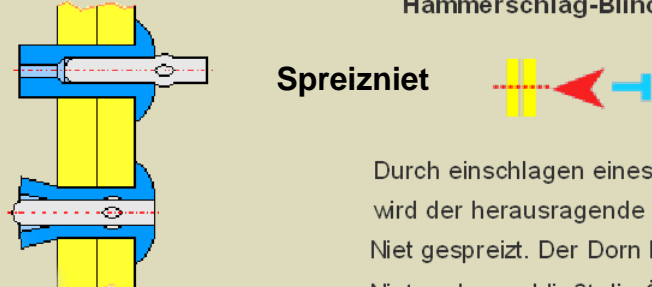
- Im Leichtbau und bei Teilen, die elastisch oder spröde sind, sind Formen mit kleinen Schließkräften entwickelt worden. Blindniete erleichtern dabei den Nietvorgang (einseitiger Zugang).



Nieten bei einseitigem Zugang der Verbindungsstelle

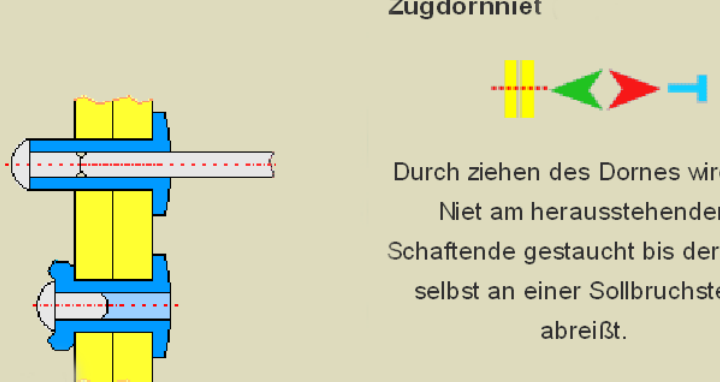
Hammerschlag-Blindniet

Spreizniet



Durch einschlagen eines Dornes wird der herausragende Teil der Niet gespreizt. Der Dorn bleibt im Niet und verschließt die Öffnung.

Zugdornniet

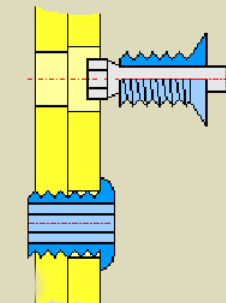


Durch ziehen des Dornes wird der Niet am herausstehenden Schaftende gestaucht bis der Dorn selbst an einer Sollbruchstelle abreißt.

Das Schaftende ist "offen".

bis ca. 6mm Durchmesser

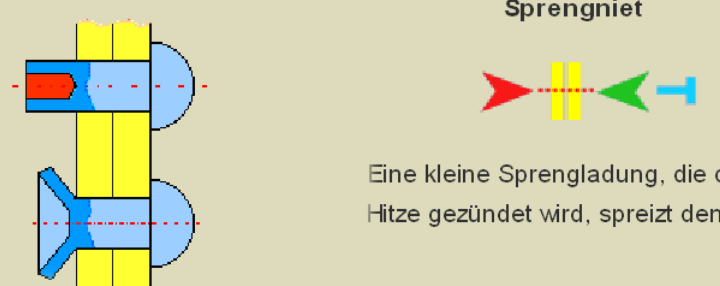
Durchziehniet demontierbar



Der Dorn der die Niete beim Befestigen weitet ist an der Spitze als Sechskant ausgeführt. An der Außenhaut der Niet ist eine Gewinde eingeprägt. Nach der Montage kann den Niet mit einem Innensechskantschlüssel wieder entfernt werden.

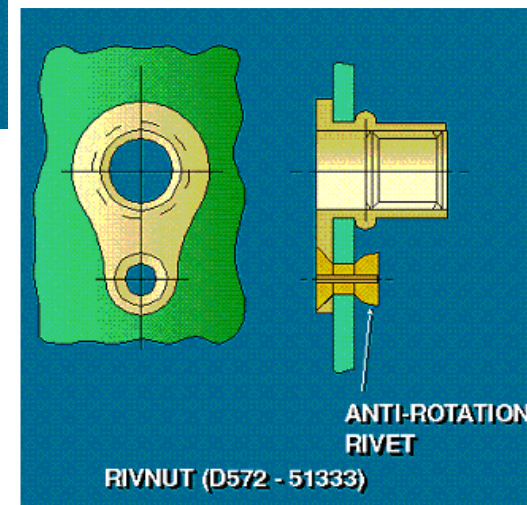
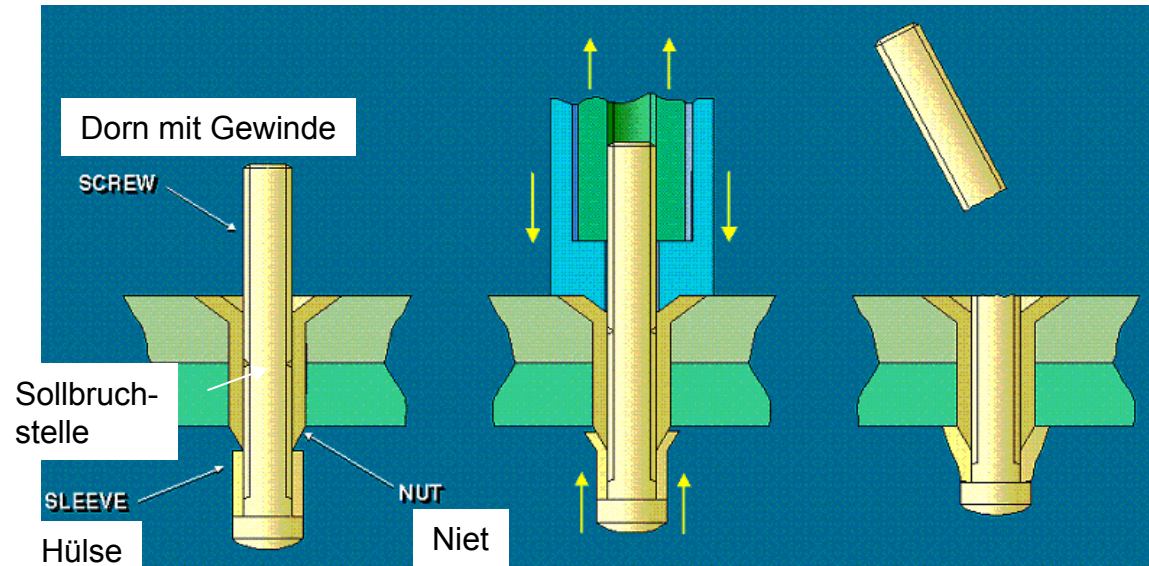
Nenndurchmesser 3-4 mm

Sprengniet

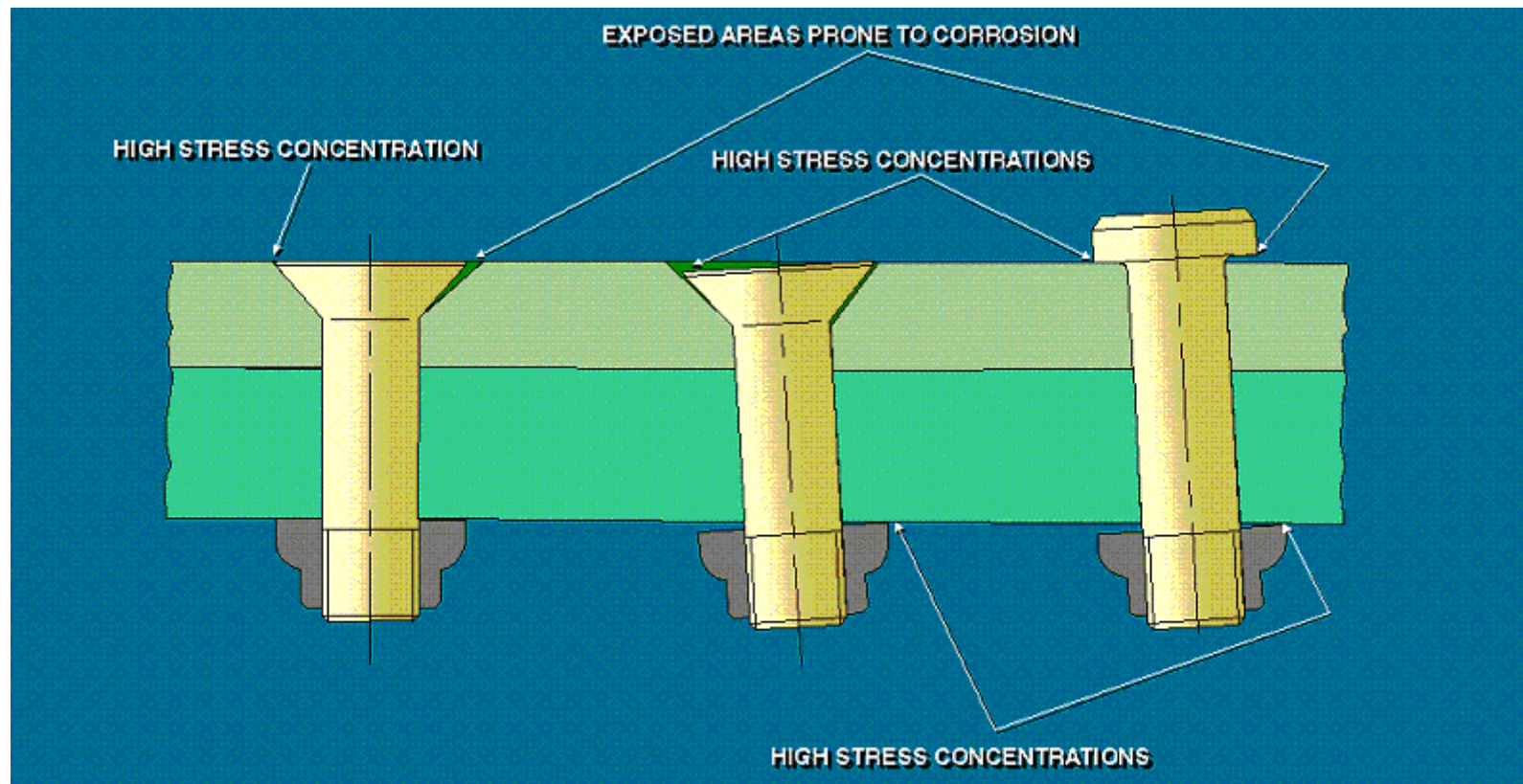


Eine kleine Sprengladung, die durch Hitze gezündet wird, spreizt den Niet.

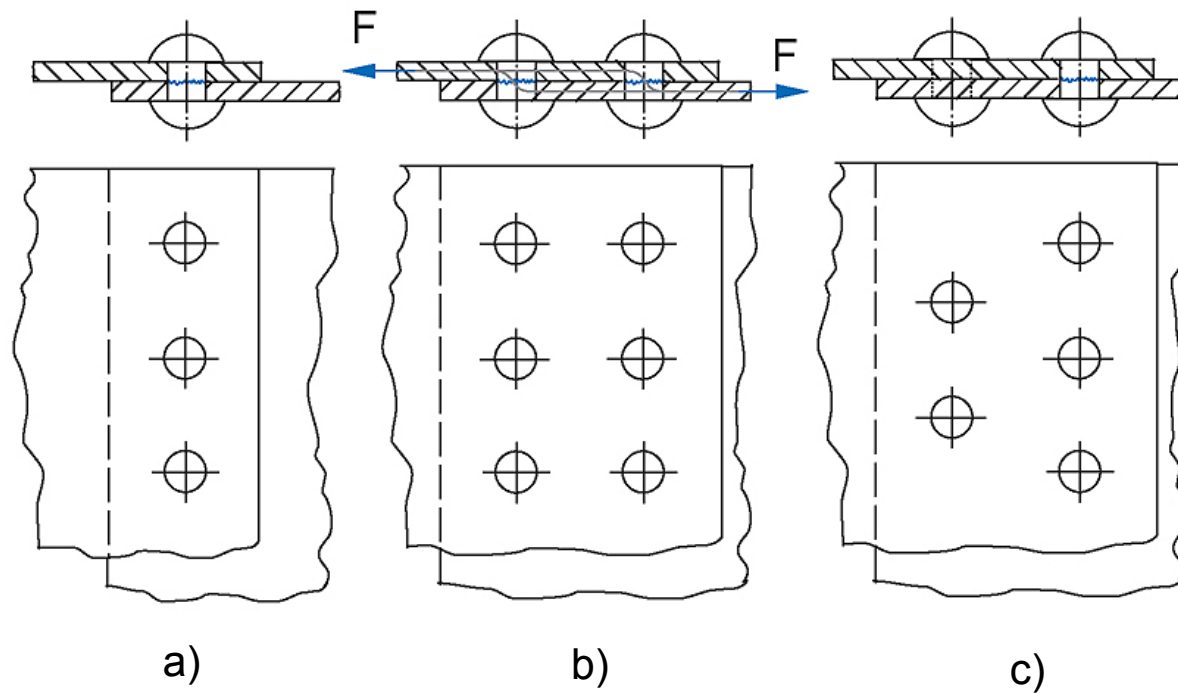
- Beispiele aus dem Flugzeugbau



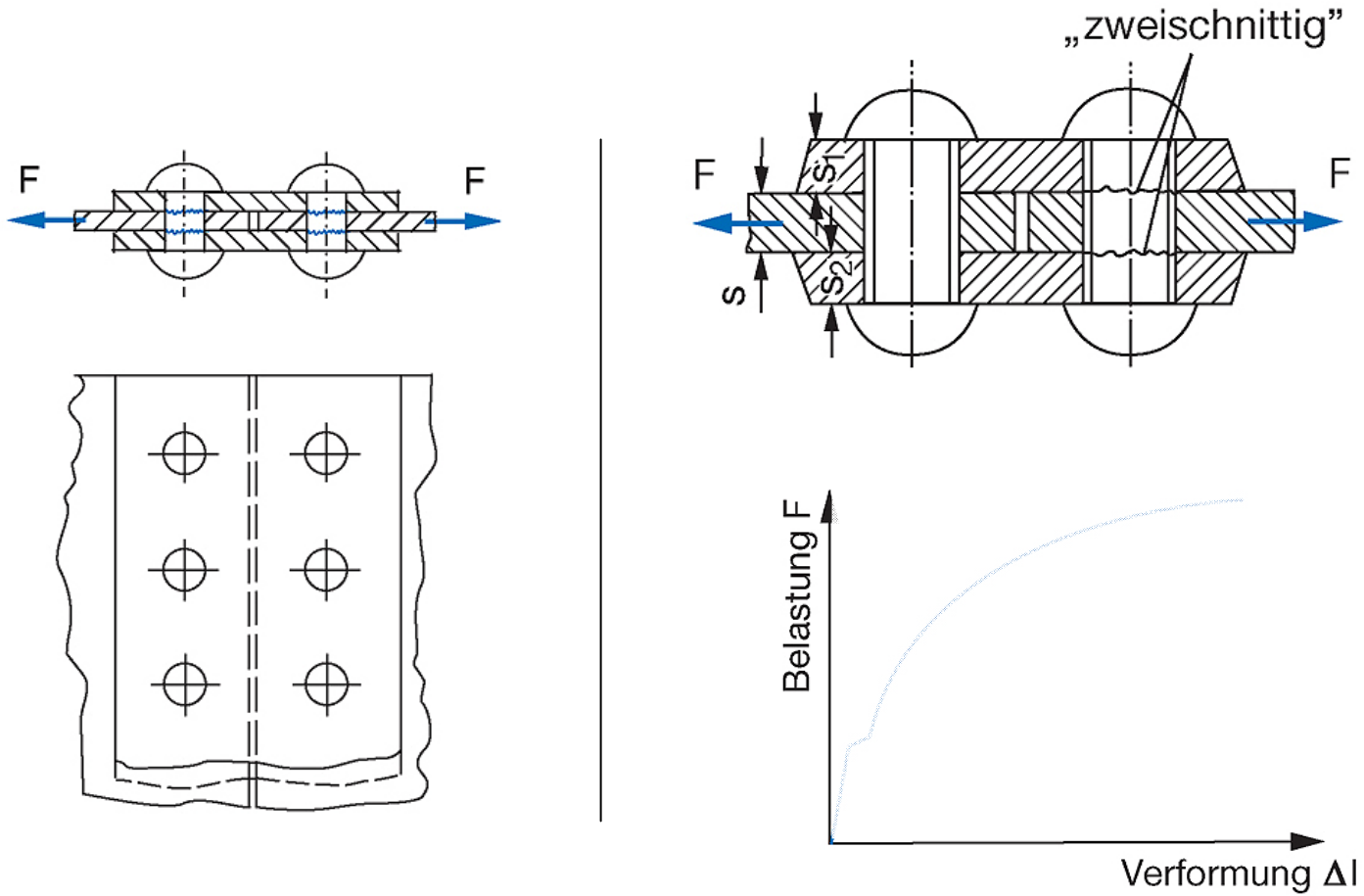
- Hohe Kerbwirkungen und Probleme mit Korrosion bei fehlerhafter Ausführung von Form und Lage der Nietbohrungen



Verbindungsarten, Schnittigkeit und Kraftfluss



- a) Überlappungsart, einreihig, einschnittig,
- b) Überlappungsart, zweireihig-parallel, einschnittig,
- c) Überlappungsart, zweireihig - zickzack, einschnittig,

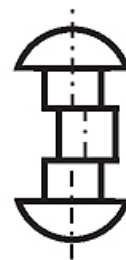


Doppellaschen,
einreihig, zweischnittig

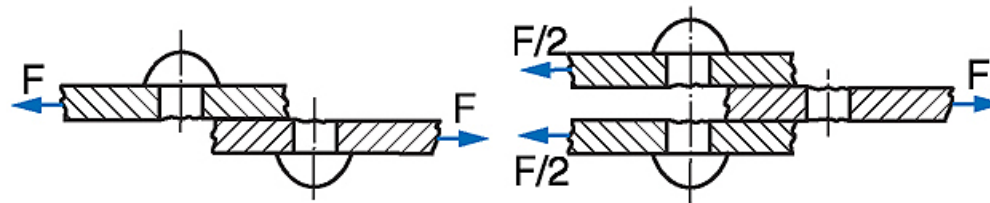
Belastungs-Verformungsverhalten



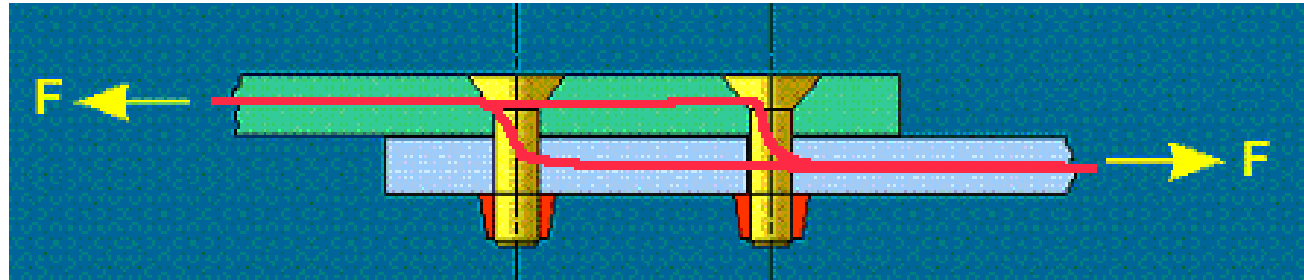
einschnittig

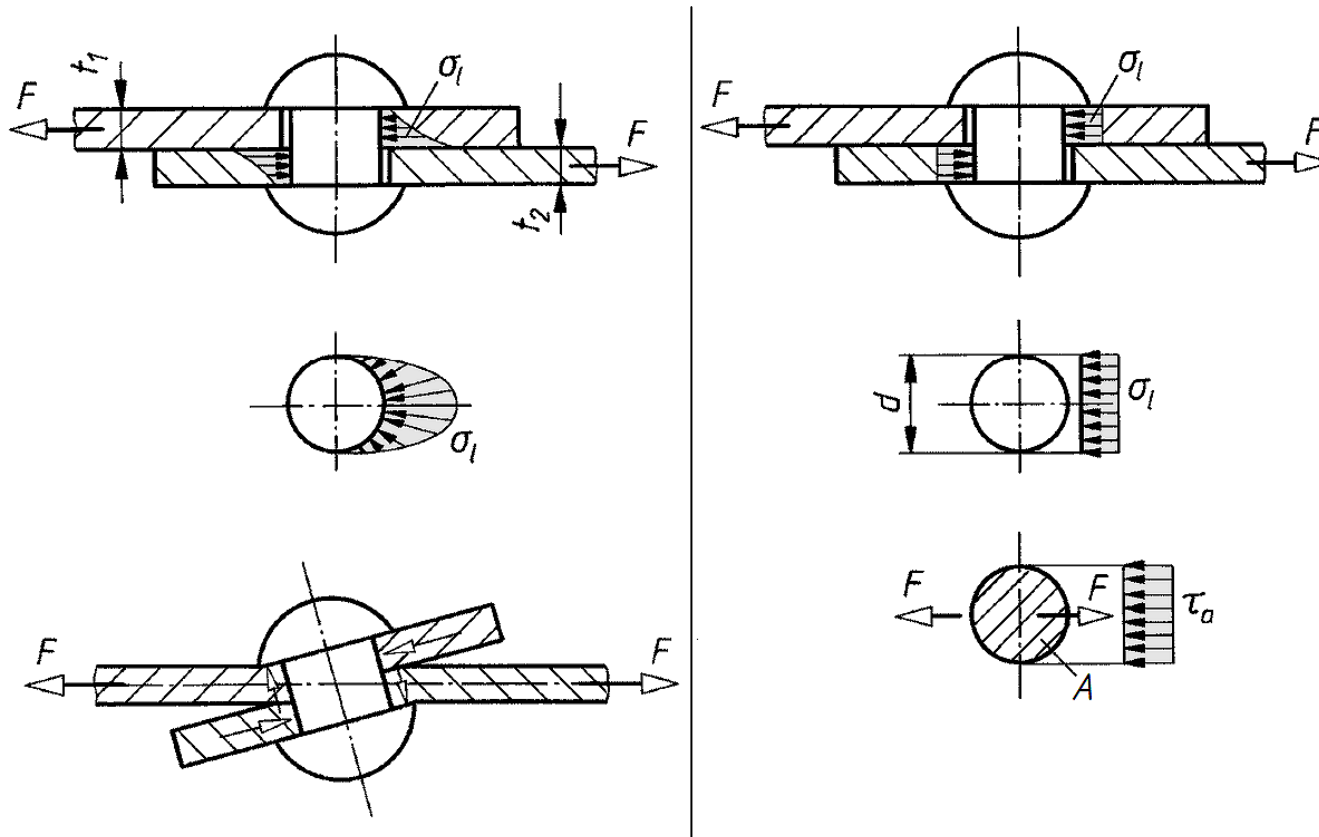


zweischnittig



Beanspruchung, abhängig von Schnittigkeit

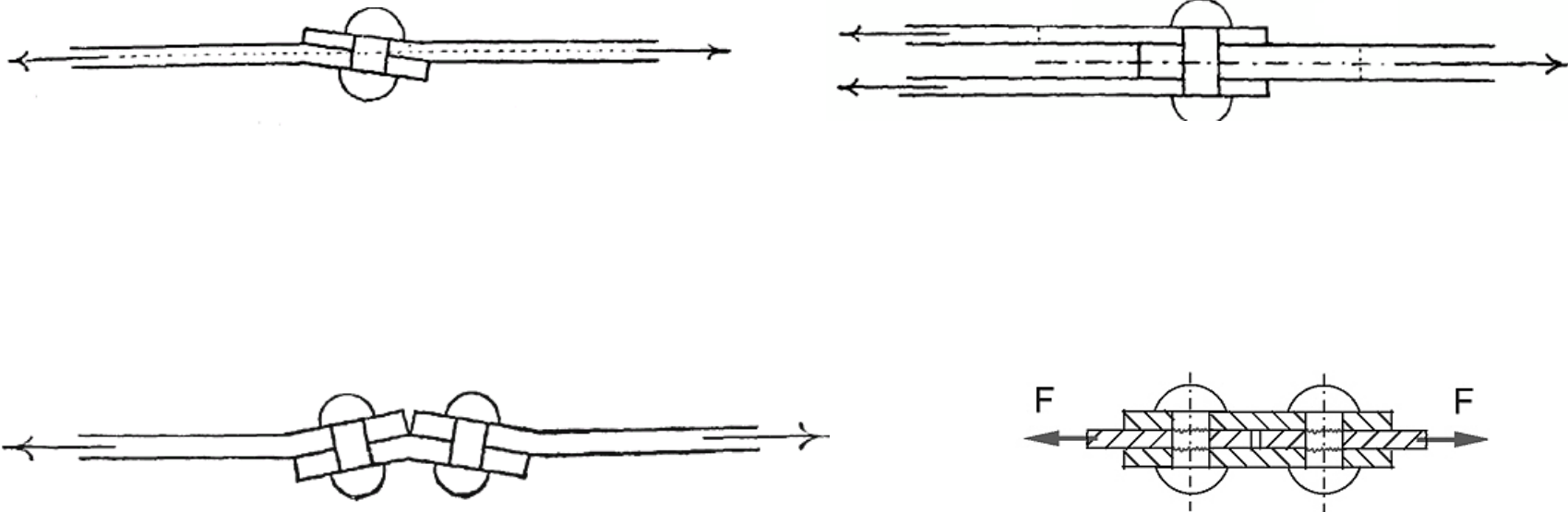


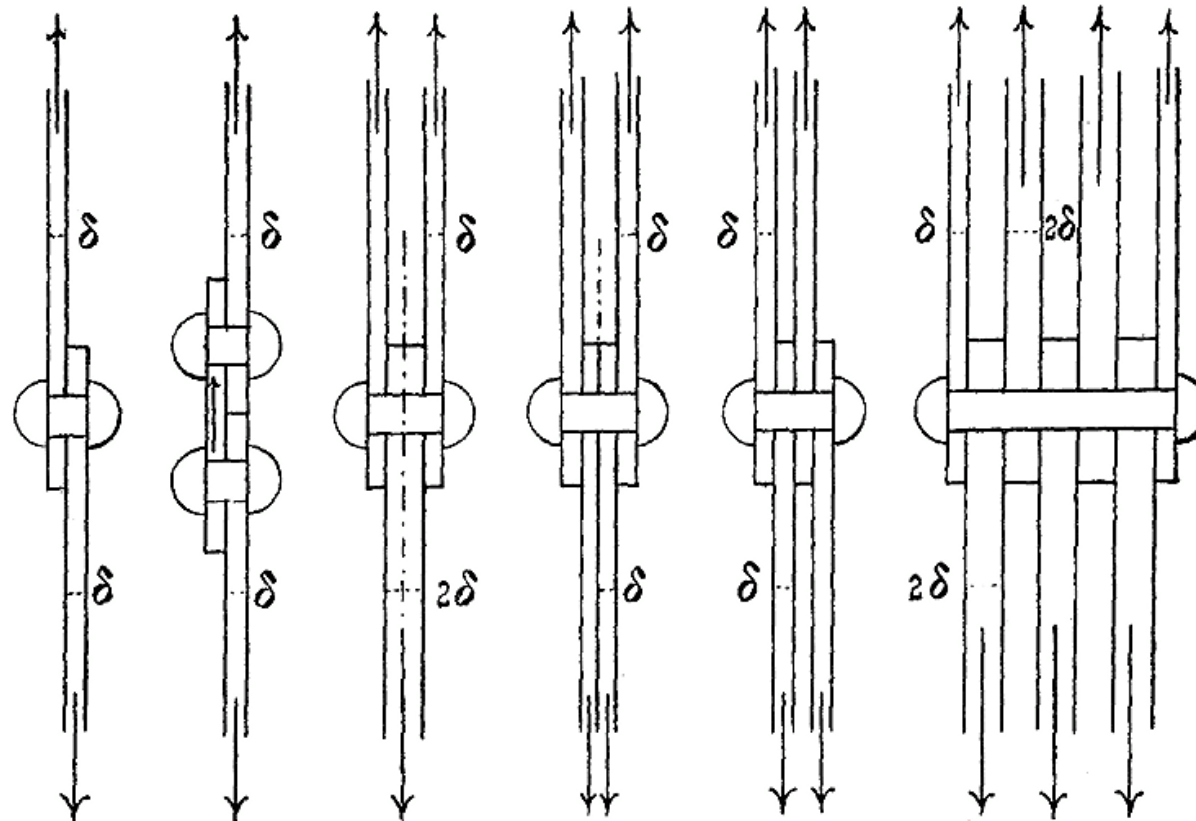


Beanspruchungen einer einschnittigen Nietverbindung

Konstruktive Gestaltung

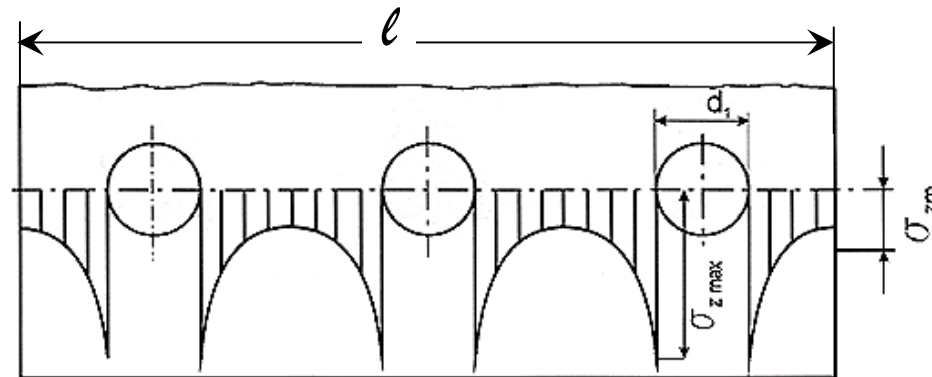
- Bei einschnittigen Verbindungen führt außermittige Kraftangriff zu Biegung an den Stößen bzw. Anschlüssen → Abhilfe durch mindestens zweischnittige Nietverbindungen



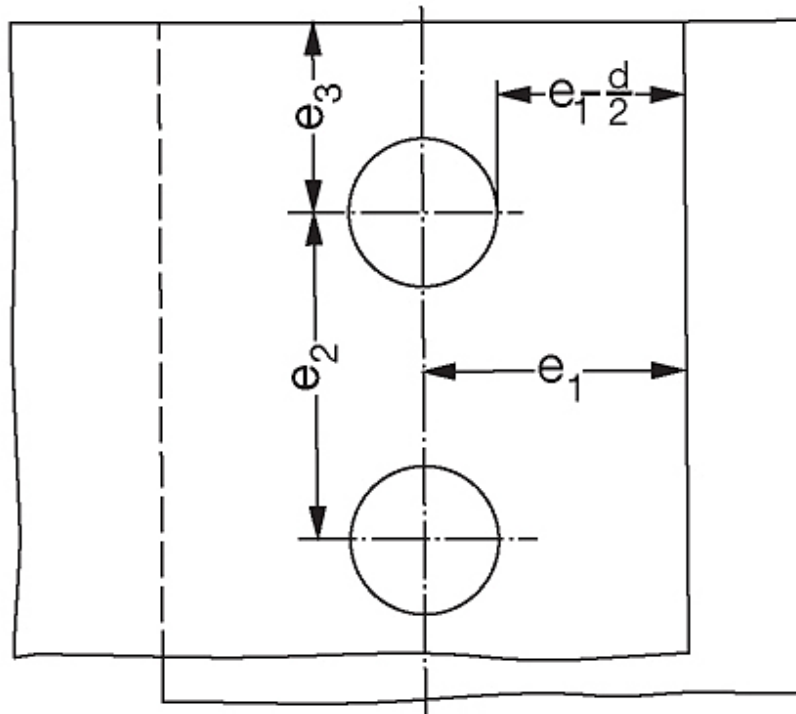


Probleme beim Festigkeitsverhalten

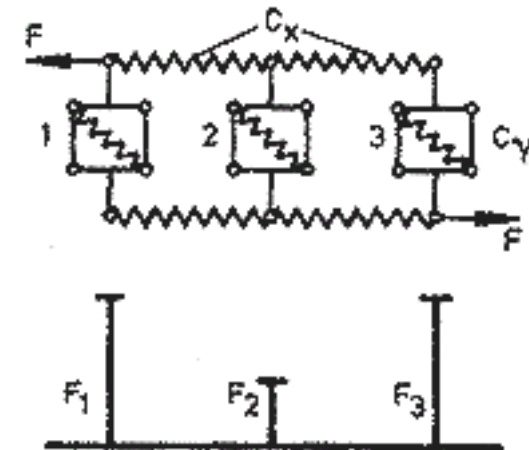
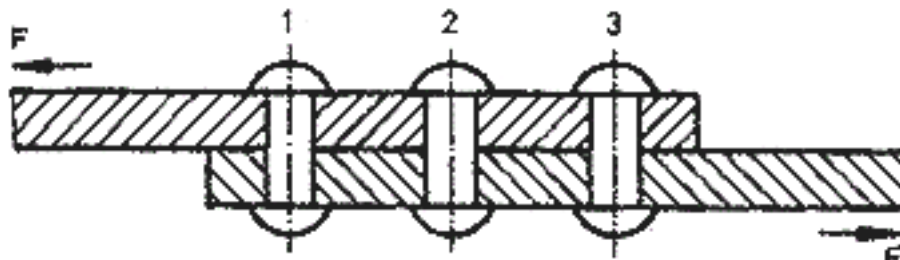
- Das Nietloch schwächt den Blechquerschnitt. Zur Berechnung muss der Querschnitt abgezogen werden. Im Flugzeugbau entstehen 70% der Ermüdungsschäden im Randbereich der Nietbohrungen
(→ Schließringbolzen → Reibschluss und Presssitz)
- Nietlöcher bedeuten Kerbwirkung, die bei der praktischen Berechnung vernachlässigt werden ($\sigma_{zmax} \rightarrow \sigma_{zm}$).



- Infolge der Kerbwirkung müssen Vorschriften über einzuhaltende Nietabstände (Stahlbau DIN 18800, Kranbau DIN 15018, Leichtmetallbau DIN 4113) beachtet werden.

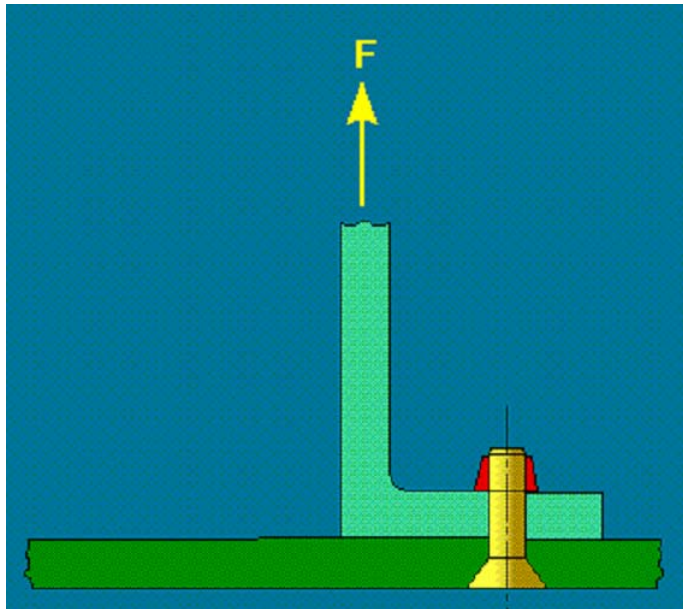


- Zur Übertragung von Kräften werden meist eine Anzahl von Nieten in mehreren Reihen angeordnet. Dabei ist wegen der Dehnungsunterschiede während der Kraftübertragung eine unterschiedliche Verteilung der Übertragungskräfte in den Nieten zu beobachten. Dennoch werden im Stahlbau gleichmäßige Spannungsverteilungen bzgl. Scherspannung und Lochleibung angenommen. Im Leicht- und Flugzeugbau hingegen werden mit Hilfe der FEM die dehnungsgerechten Nietkräfte berechnet.



Vereinfachtes Federmodell zur Lastverteilung in Nietverbindungen

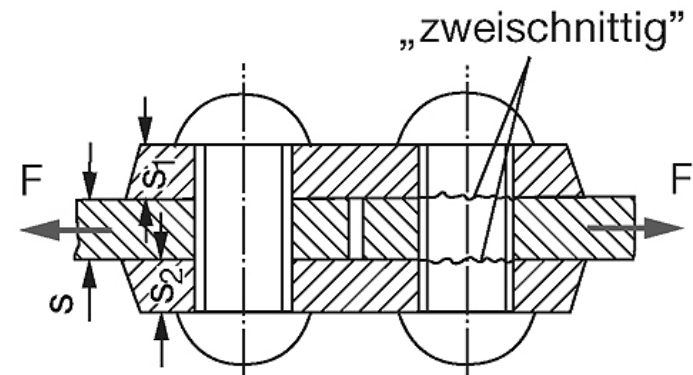
- Kleine Bohrungen führen zwar zu geringerem Festigkeitsverlust, dafür aber zu höheren Spannungsspitzen. Daher sind bei dynamischen Beanspruchungen bei Stahl max. 5, bei Aluminium max. 3 und bei Titan max. nur 2 Nietreihen üblich.
- Zugbeanspruchungen, insbesondere Schälbeanspruchungen gilt es zu vermeiden (→ sonst red. Lochleibung und Biegung).



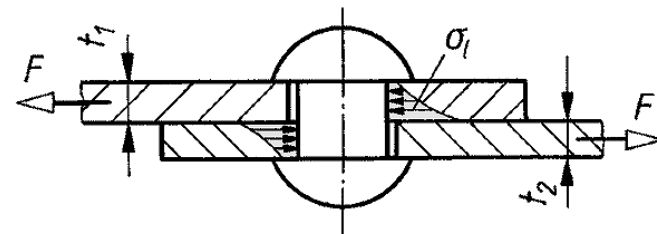
Beanspruchungen und Festigkeitsnachweis

- Für die vereinfachte Berechnung im Maschinenbau werden Nennspannungen gebildet, die eine gleichmäßige Verteilung in der Querschnitten und Bohrungen voraussetzen. Die Wirkung der Reibung in Warmnietverbindungen werden nur in den seltensten Fällen berücksichtigt, so dass die Beanspruchungsberechnung des Niets der der Bolzen und Stifte gleicht:

- Scherspannung im Niet:

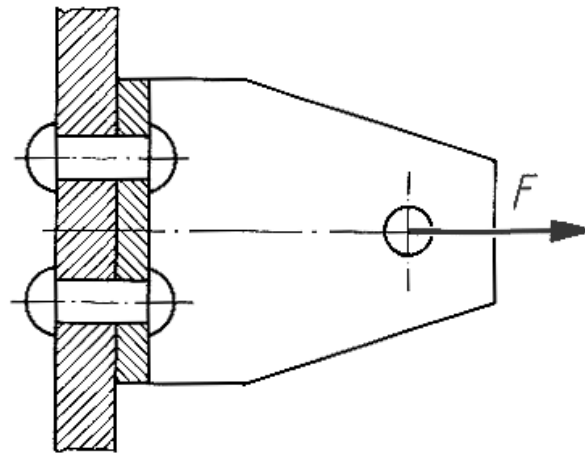


- Lochleibungsdruck im Niet:



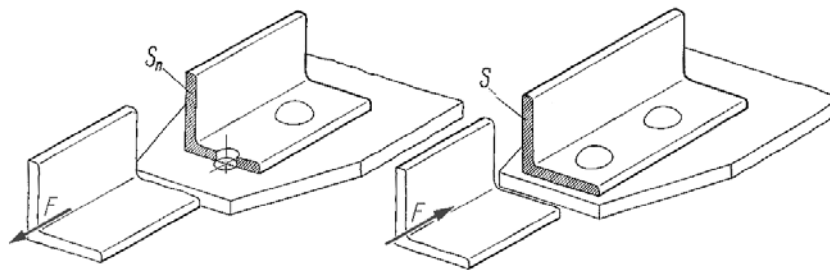
n: Anzahl der Niete
m: Anzahl der Scherfugen

- Zugspannung im Niet:



- In Nietverbindungen muss der Festigkeitsnachweis auch für die vernieteten und dadurch geschwächten Bauteile erbracht werden. Es gilt:

- Zugspannung im kritischen Bauteilquerschnitt



$$A_{red} = A - n * d * t_{min} \quad \text{bei Zug}$$

$$A_{red} = A \quad \text{bei Druck}$$

- Scherspannung im Blechquerschnitt hinter dem Niet, die zum Ausreißen des Niets führt (braucht bei Einhaltung der Mindestabstände nicht nachgerechnet werden).

$$\tau_s = \frac{F}{2 * n * \left(e_1 - \frac{d}{2} \right) * t_{min}} \leq \tau_{s,zul}$$

e₁: Randabstand in Krafrichtung

Einzuhaltende Abstände und zulässige Spannungen für Nietverbindungen

- Im Maschinenbau rechnet man bei üblicher Kombination von Niet- und Bauteilwerkstoff mit den zulässigen Werten nach folgenden Tabellen. Die zulässige Lochleibung kann mit etwa $\sigma_{l,zul} = 2 * \sigma_{z,zul}$ angegeben werden.

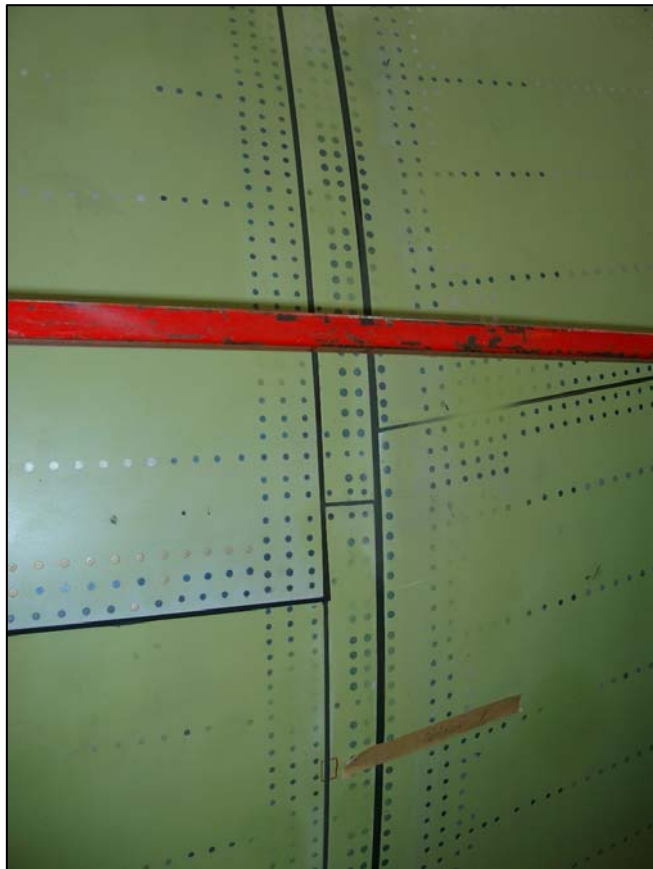
	Stahlbau DIN 18800		Kranbau DIN 15018		Leichtmetallbau DIN 4113		
	min	max ¹⁾	min	max ¹⁾	min	max	
Lochabstand e_2	2,2 d ^{2), 3)} 2,4 s ^{3), 4)}	Druck 6 d 12 s	Zug 10 d 20 s	3 d	6 d ⁵⁾ 12 s	3 d	15 s
Randabstand in Kraftrichtung e_1	1,2 d ⁶⁾	3 d 6 s	2 d	4 d 8 s	2 d	10 s	
Randabstand senkrecht zur Kraftrichtung e_3	1,2 d ⁶⁾	3 d 6 s	1,5 d	4 d 8 s	1,5 d	10 s	
¹⁾ Kleinerer Wert ist maßgebend		⁵⁾ Abweichungen nach Art und Wichtigkeit der Verbindung möglich					
²⁾ In Kraftrichtung		⁶⁾ Bei gestanzten Löchern 1,5 d					
³⁾ Bei gestanzten Löchern 3,0 d							
⁴⁾ Senkrecht zur Kraftrichtung							

Loch- und Randabstände für Nietkonstruktionen

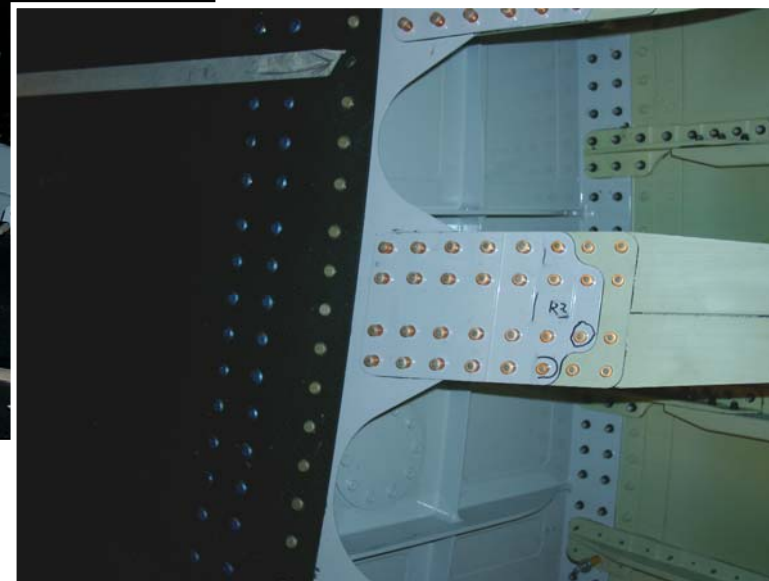
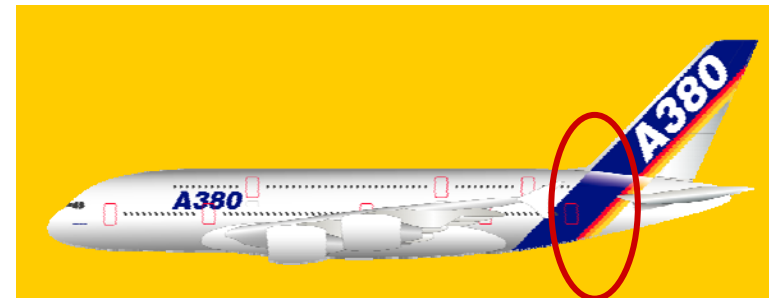
Bauteilwerkstoff	S235		S355		höherfeste Stähle		
	stat.	dyn.	stat.	dyn.	stat.	dyn.	
Zulässige Spannung [N/mm ²]	$\sigma_{z,zul}$	160	80	240	120	$\frac{R_p}{1,5}$	120
	$\sigma_{a,z,zul}$						
	$\sigma_{d,zul}$	140	70	210	105	$\frac{R_p}{1,8}$	105
	$\sigma_{a,d,zul}$						
	$\tau_{s,zul}$	92	46	138	69	$\frac{R_p}{2,6}$	69
	$\tau_{a,s,zul}$						

Zulässige Bauteilspannungen im Maschinenbau für stat. Und dyn. Belastungen nach DIN 15018

Anwendungen im Flugzeugbau (A380)



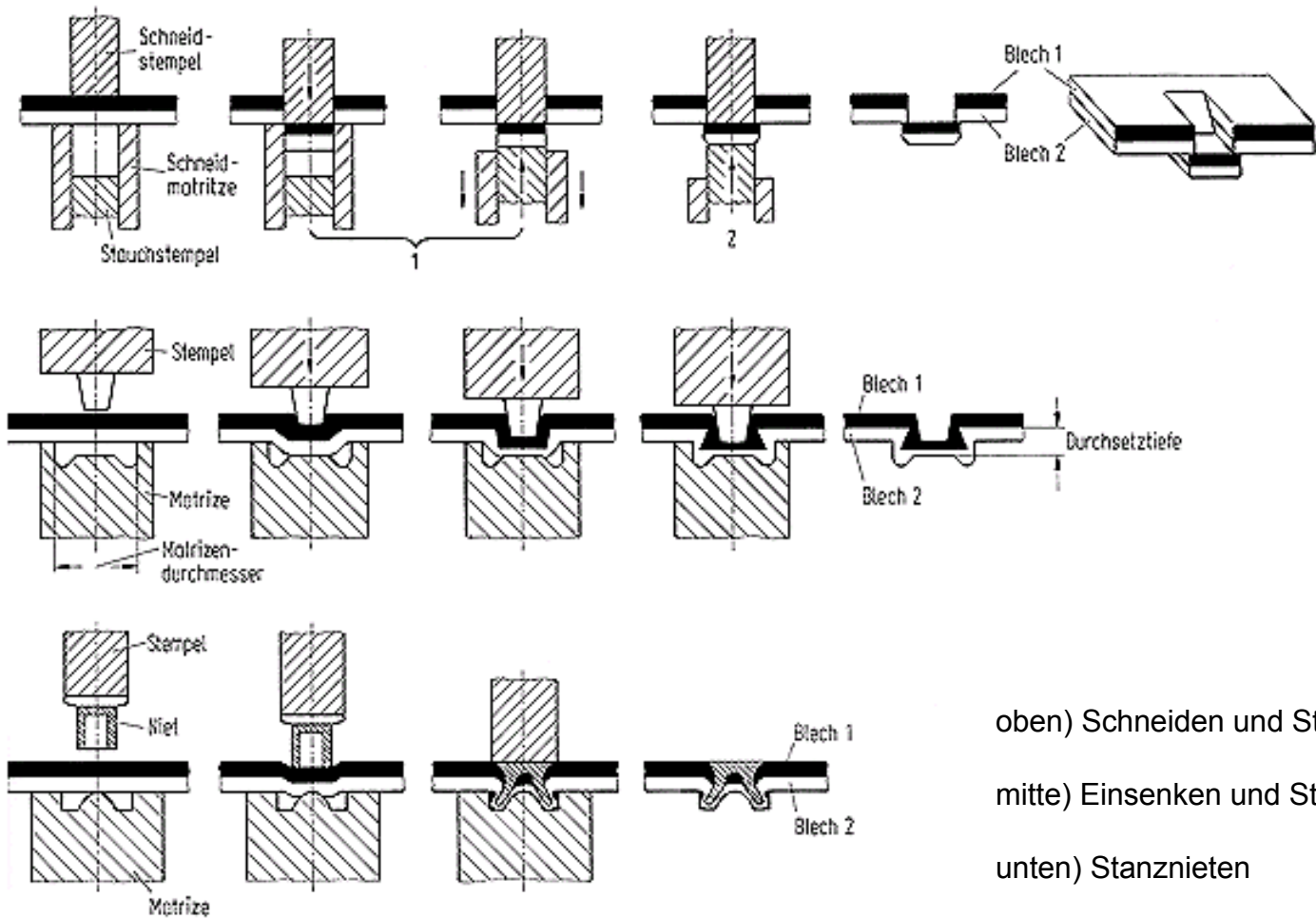
Anwendungen im Flugzeugbau (A380)



3.6 Spezial-Verbindungstechniken

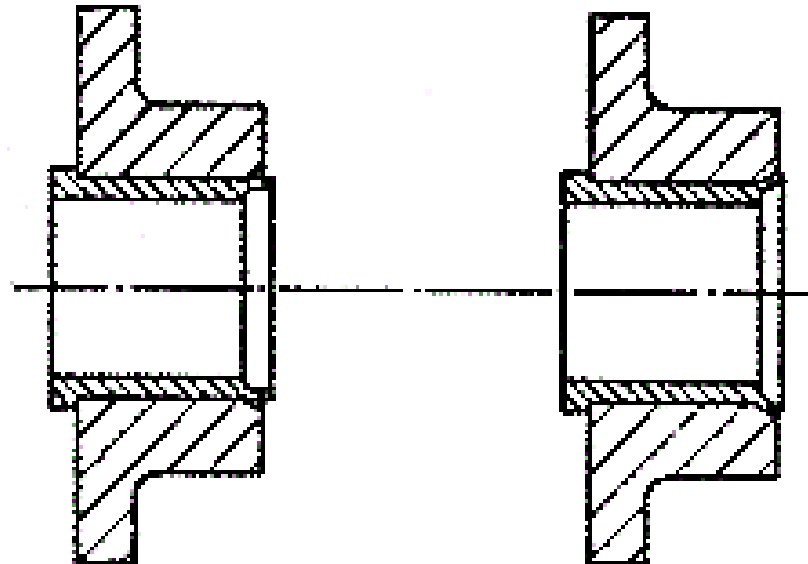
Durchsetz-, Bördel-, Falz- und Schnappverbindungen

- Insbesondere in der Massenfertigung erfolgt die Formgebung zur Herstellung der Verbindung während der Montage durch plastische und elastische Verformung.
- Es muss auf Verformbarkeit des Werkstoffs als auch auf Zugänglichkeit geachtet werden.
- **Durchsetzfügen:** Es werden überlappt angeordnete Bauteile ohne Wärmewirkung durch örtliche plastische Werkstoffumformung verbunden. Dadurch gibt es Verzug. Oberflächeneigenschaften (Verzinkungen, Lackierungen) bleiben erhalten. Zwischenlagen können eingefügt werden. Anwendungen bei Blechdicken 0,25 – 6 mm.

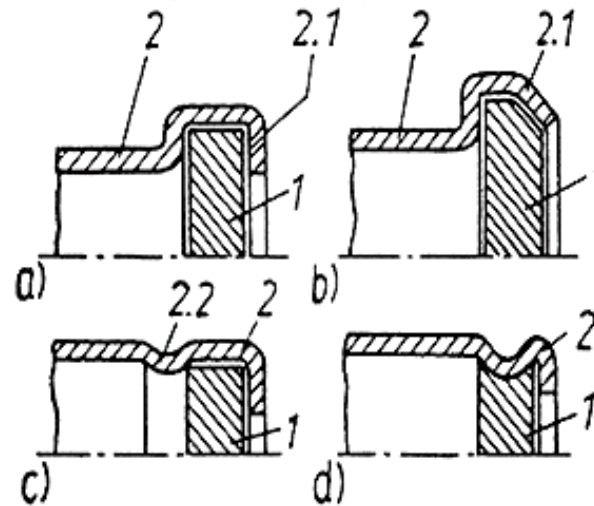
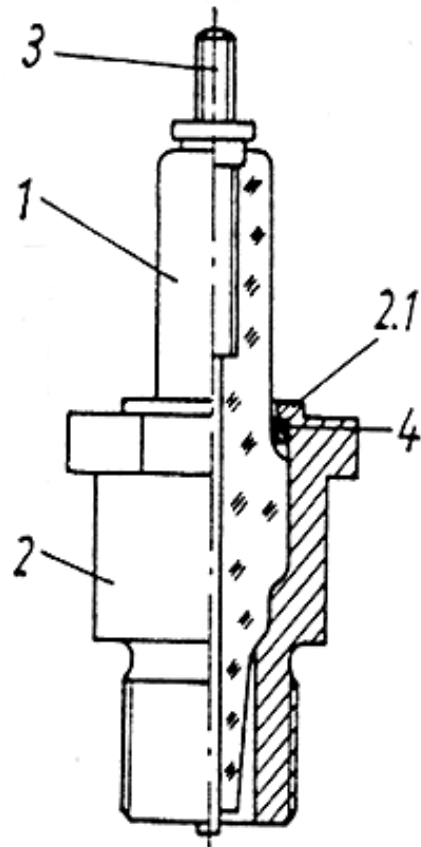


oben) Schneiden und Stauchen
 mitte) Einsenken und Stauchen
 unten) Stanznieten

- **Bördeln:** Typisches Verfahren der Feinwerktechnik bei Massenfertigung. Plastisches Verformen eines Anschlusssteils erzeugt den Formschluss.



Einfache Befestigung einer Büchse durch Umbördeln eines dünn ausgezogenen Randes

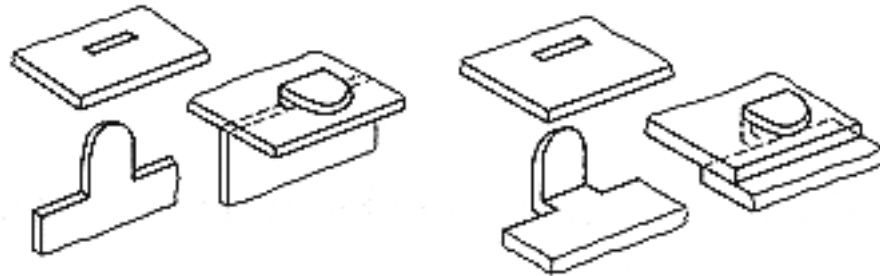


oben) Hohlkörper mit Anschlussplatte

unten) Zündkerze

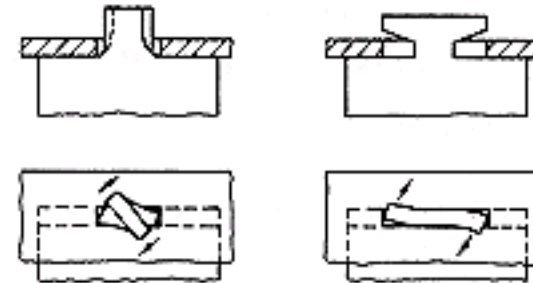
- 1 Keramikkörper
- 2 Metallfassung mit Bördelrand
- 3 Elektrode
- 4 Kupferdichtung

- **Verlappen und Verschränken**



Lappverbindung

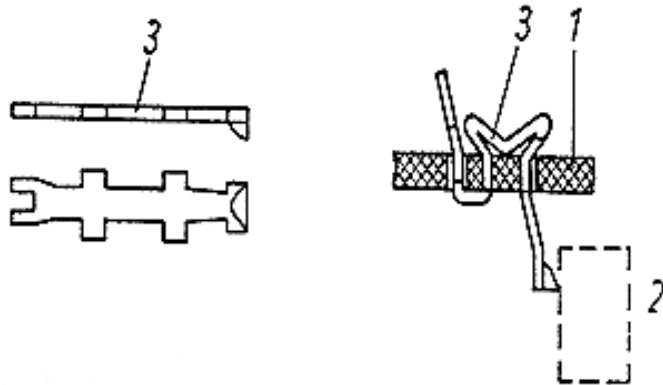
links) im T-Stoß (Lappen um 90° umgelegt)
rechts) im Überlappstoß (Lappen um 180° umgelegt)



Schränkverbindung

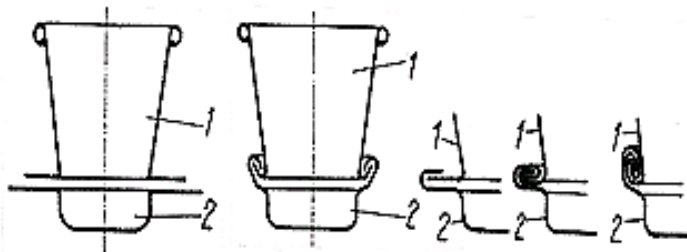
links) normaler Lappen
rechts) unterschrittener breiter Lappen

• Falzen



Befestigung eines Kontaktschalters:

1 Kontaktplatte; 2 Schraube; 3 Kontaktstück



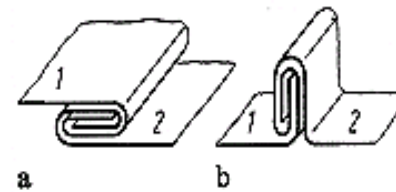
Einfache Falznaht

a Fügen der vorgefalzten Blechkanten;

b Pressen und Kröpfen;

c mittelbare Falznaht

1, 2 Verbindungspartner, 3 Falzleiste

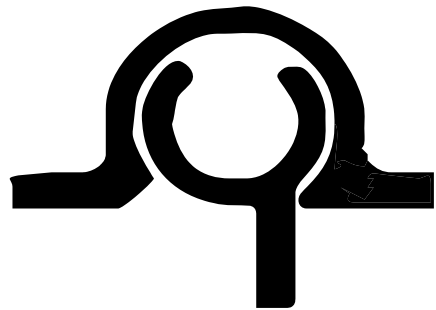


Doppelfalznaht

a doppelter Stehfalz; b Schiebefalz

1, 2 Verbindungspartner

- **Stecken:** Besonders durch die Entwicklung der Strankpresstechnik bei Aluminium und Kunststoffprofilen sind mit dieser Verbindungsart besonders leichte Konstruktionen möglich.



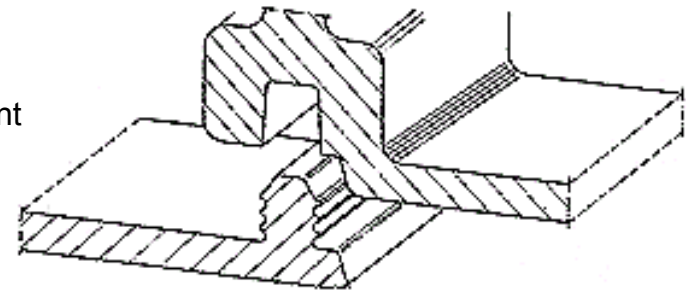
Stecken



Einhängen

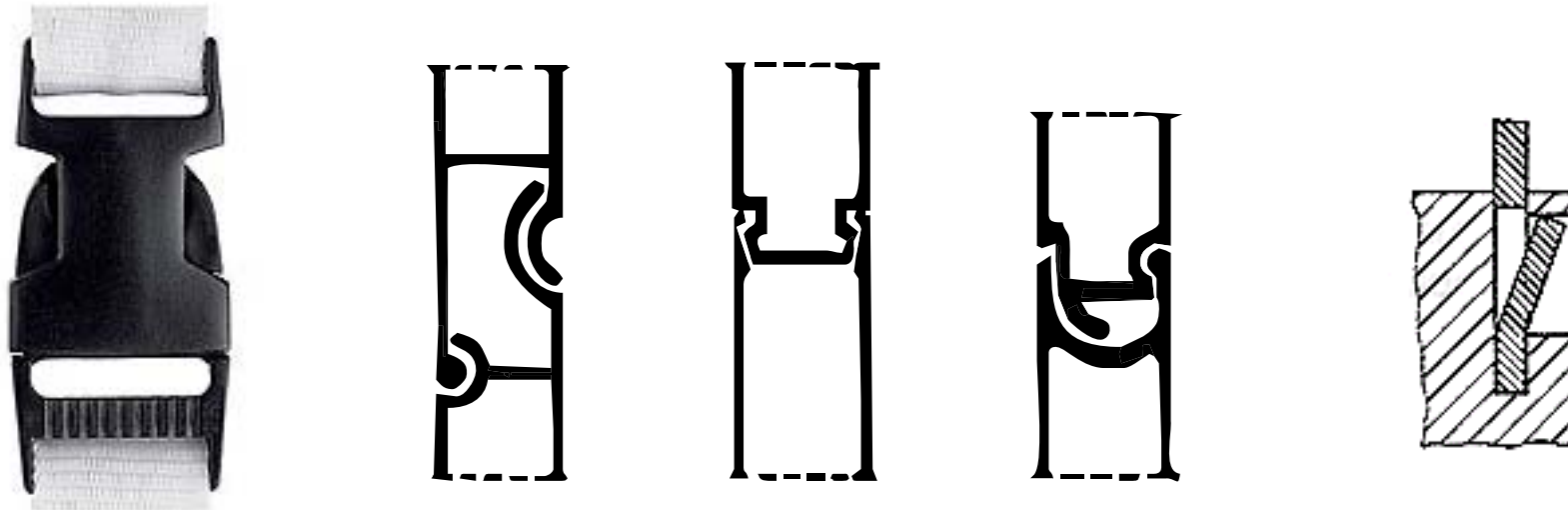


Stecken mit
Zusatzelement

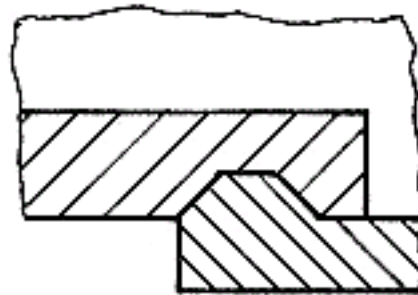


Typische Steckverbindungen aus Aluminium (*links*) und Kunststoff (*rechts*)

- **Schnappen (Snap-Lock):** Diese Verbindungen beruhen auf der Federwirkung von mit entsprechenden formschlüssigen Gestaltsmerkmalen versehenen Schenkeln und Haken. Mit der Kunststofftechnik und der hohen Elastizität der Kunststoffe ist eine integrierte Bauweise möglich.

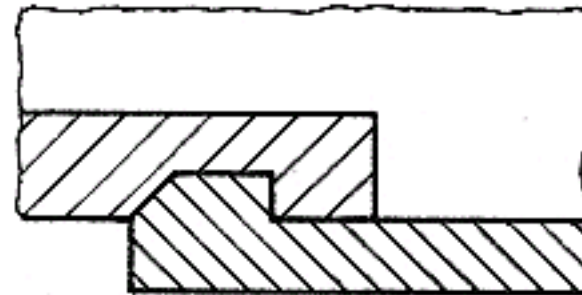


- links: Typischer Schnappverschluss, wie er im Alltag vorzufinden ist
mitte: unterschiedlich ausgeführte Schnappverbindungen für LKW-Ladebordwände (verkantetes Einsetzen mit Stützlager)
rechts: Schnappverbindung mit Blattfederwirkung

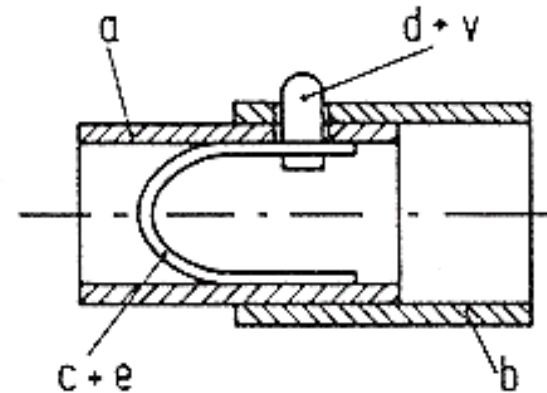
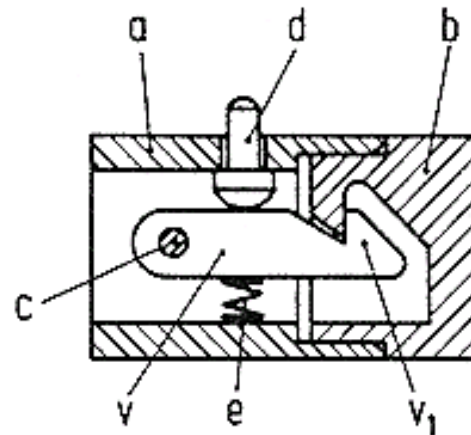


Schnappverbindungen:

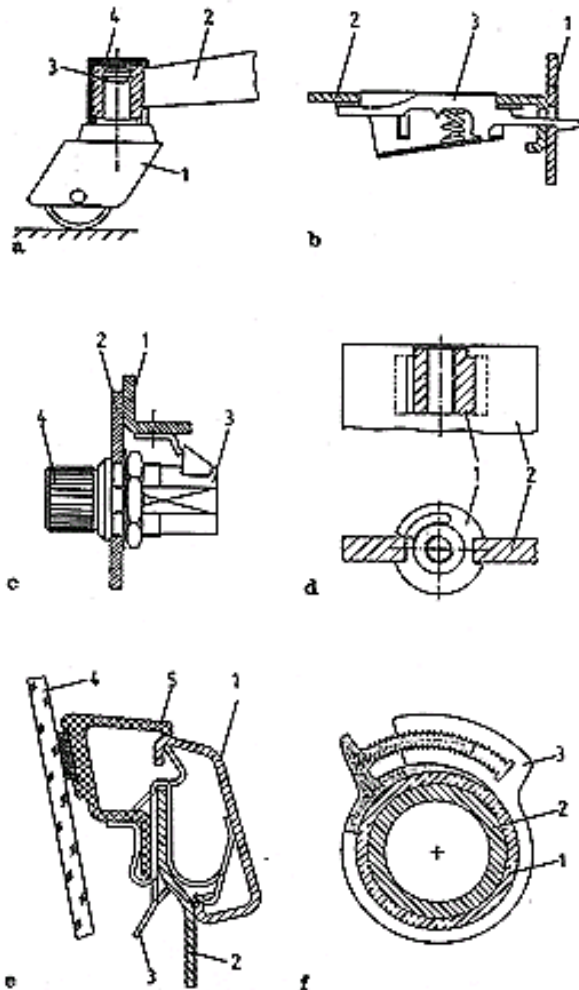
lösbar



unlösbar



Funktionsintegration bei einer lösbaren Verbindung.
 Reduzierung der Teilezahl von sechs auf vier (z.B. Staubsaugerrohr)



Anwendungsbeispiele von Schnappverbindungen

a) Befestigung eines Bürostuhlrades mittels Schnappverbindung;
1 Radkörper; 2 Tragarm; 3 Sprengring; 4 Abdeckkappe

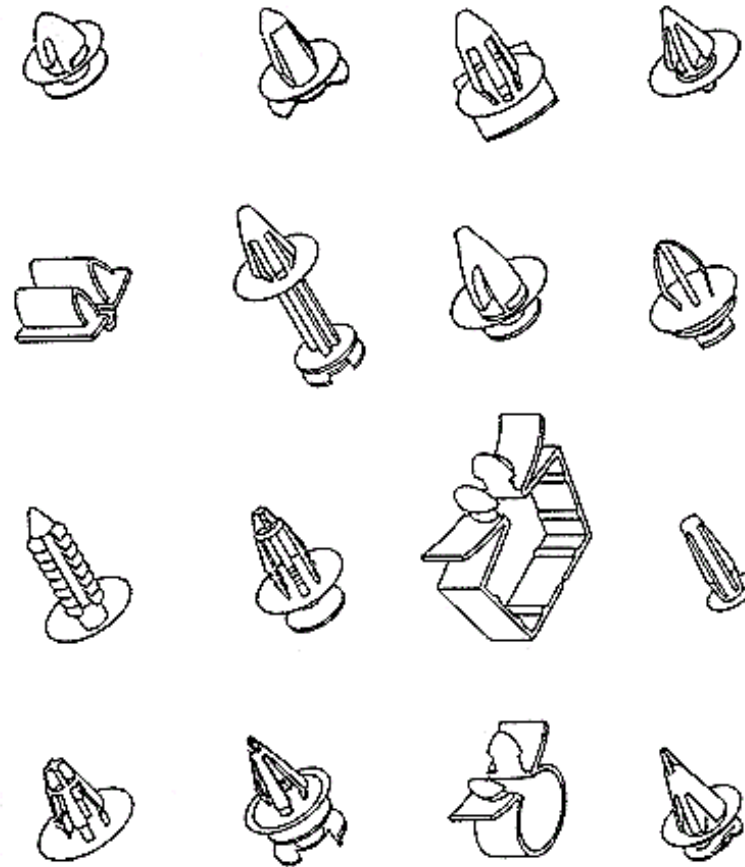
b) Tür-Schnappverschluss: 1 Wand; 2 Tür; 3 Schnappschloss

c) Tür-Schnappverschluss mit Betätigungsknopf: 1 Wand; 2 Tür;
3 Schnappschloss; 4 Drehknopf zum Öffnen

d) Schnapp-Mutter: 1 Mutter; 2 Blech; die Mutter wird durch
Drehen in vorgefertigtes Loch des Bleches eingeschnappt

e) Befestigung einer Dichtlippe und einer Zierleiste an einer
Autotür: 1 Zierleiste; 2 Tür; 3 Blechteil; 4 Fenster; 5 Dichtlippe

f) einstellbare Schlauchklemme: 1 Schlauch; 2 Rohr; 3 Klemme.
Zur Verdeutlichung ist die Schlauchklemme teilweise schattiert
dargestellt

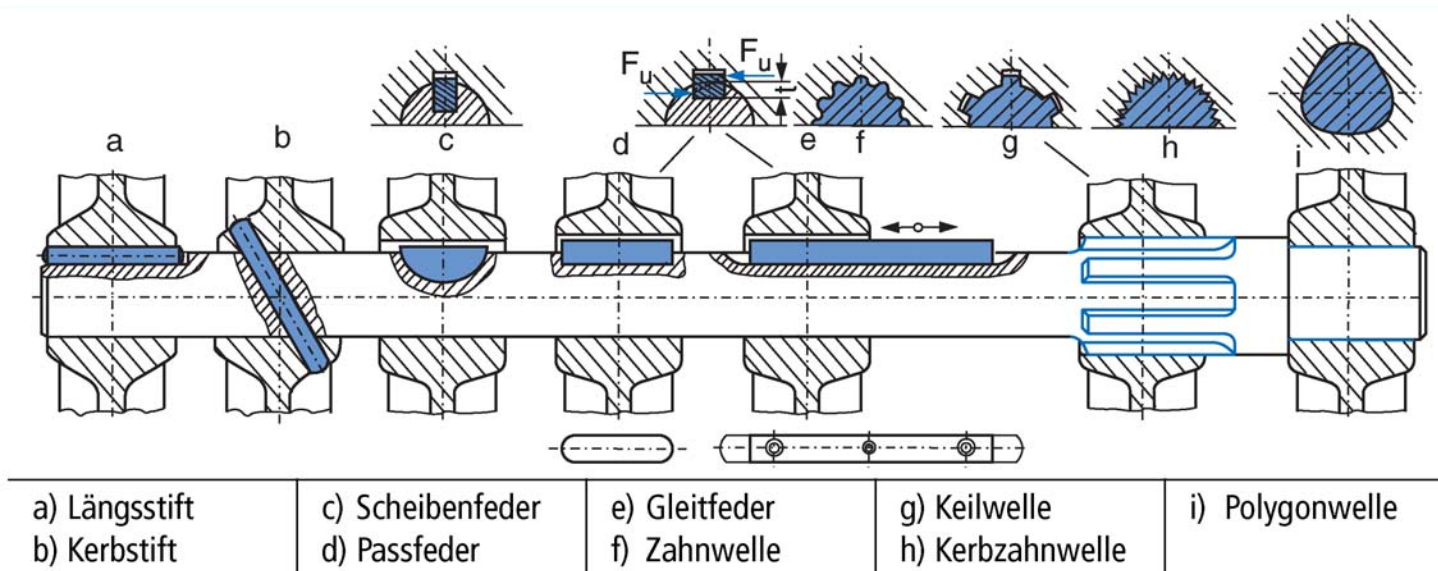


Verschiedene Gestaltungsvarianten von Klipsen bzw. mittelbaren Schnappverbindungen

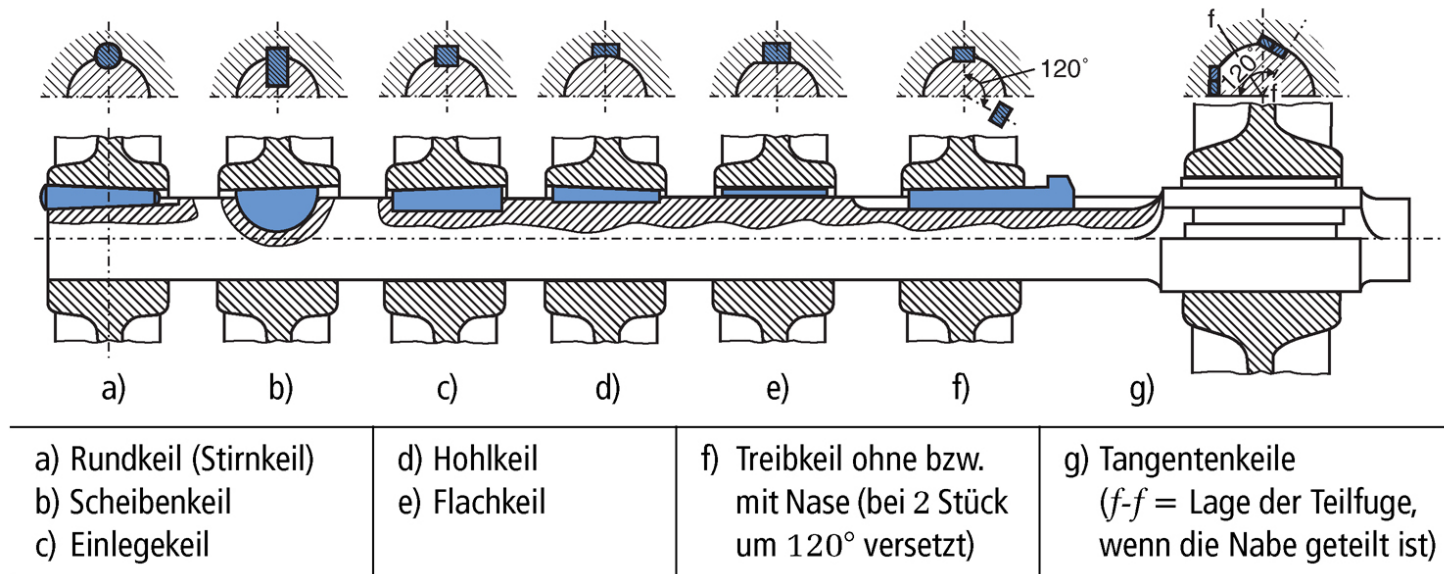
3.7 Formschlüssige Welle-Nabe-Verbindungen

- Eines der Hauptanwendungsgebiete für Formschlussverbindungen ist die Befestigung von Maschinenteilen wie Zahnräder, Riemenscheiben, Schwung- und Laufräder auf Wellen und Achsen. Wichtigste Auswahlkriterien sind hierbei die Montierbarkeit und Demontierbarkeit sowie die axiale Verschiebung oder Einstellbarkeit.
- Hauptfunktion ist die Drehmomentenübertragung von Welle und Nabe oder umgekehrt über radiale Mitnehmerelemente oder Formgebung.

Übersicht – Formschlüssige Welle-Nabe-Verbindungen



Übersicht – Formschlüssige vorgespannte Welle-Nabe-Verbindungen



Überlagerung aus Form- und Reibschluss

Anwendungsgebiet	Formschluss (teilweise vorgespannt)
Kleinere Drehmomente	Querstift, Scheibenfeder
Einseitige und wechselseitige Drehmomente	Querstift, Passfeder (mit Einschränkung bei wechselnden Drehmomenten)
Große wechselseitige oder stoßhafte Drehmomente	Vielkeil- und Polygon-Profil mit Presssitz, Tangentenkeil (alle vorgespannt)
Kurze Naben bei großem Drehmoment	Vielkeil-, Kerbzahn- und Polygon-Profil
Verschiebbare Nabe – Welle	Gleitfeder, Vielnut-Profil
Leicht lösbare Nabe	Passfeder, Vielkeil-, Kerbzahn- und Polygon-Profil, vorgespannt als Nasenkeil, Gewinde mit Längsanlage der Nabe an Wellenabsatz und kegeliges Gewinde für eine Drehrichtung
In Drehrichtung verstellbare Nabe	Kerbzahn-Profil
Dünnwandige Nabe	Kerbzahn-Profil, vorgespannt durch Gewinde mit Längsanlage der Nabe am Wellensitz bei einseitigem Drehmoment

Auswahlkriterien für formschlüssige Welle-Nabe-Verbindungen

Verbindungsart	Nabendurchmesser D		Nabenlänge L	
	Grauguss	Stahl, GS	Grauguss	Stahl, GS
Passfederverbindung	$(2,0 \dots 2,2) \cdot d$	$(1,8 \dots 2,0) \cdot d$	$(1,6 \dots 2,1) \cdot d$	$(1,1 \dots 1,4) \cdot d$
Keilwelle, Zahnwelle	$(1,8 \dots 2,0) \cdot d$	$(1,8 \dots 2,0) \cdot d$	$(1,0 \dots 1,3) \cdot d$	$(0,6 \dots 0,9) \cdot d$
Längsbewegliche Nabe	$(1,8 \dots 2,0) \cdot d$	$(1,6 \dots 1,8) \cdot d$	$(2,0 \dots 2,2) \cdot d$	$(1,8 \dots 2,0) \cdot d$
Polygonverbindung	$(1,6 \dots 1,8) \cdot d$	$(1,3 \dots 1,6) \cdot d$	$(1,8 \dots 2,0) \cdot d$	$(1,6 \dots 1,8) \cdot d$
Pressverband (zylindrisch oder kegelig)	$(2,2 \dots 2,6) \cdot d$	$(2,0 \dots 2,5) \cdot d$	$(1,2 \dots 1,5) \cdot d$	$(0,8 \dots 1,0) \cdot d$
Spannverbindung, Klemm-, Keilverbindung	$(2,0 \dots 2,2) \cdot d$	$(1,8 \dots 2,0) \cdot d$	$(1,6 \dots 2,0) \cdot d$	$(1,2 \dots 1,5) \cdot d$

Werte für Keilwelle und Kerbverzahnung bei einseitig wirkendem Moment für die leichte Reihe, bei mittlerer Reihe $\approx 70\%$, bei schwerer Reihe $\approx 45\%$ der Werte annehmen
 Bei größeren Scheiben oder Rädern mit seitlichen Kippkräften ist die Nabenlänge zu vergrößern.
 Größere Werte bei Werkstoffen geringerer Festigkeit, kleinere Werte bei höherer Festigkeit

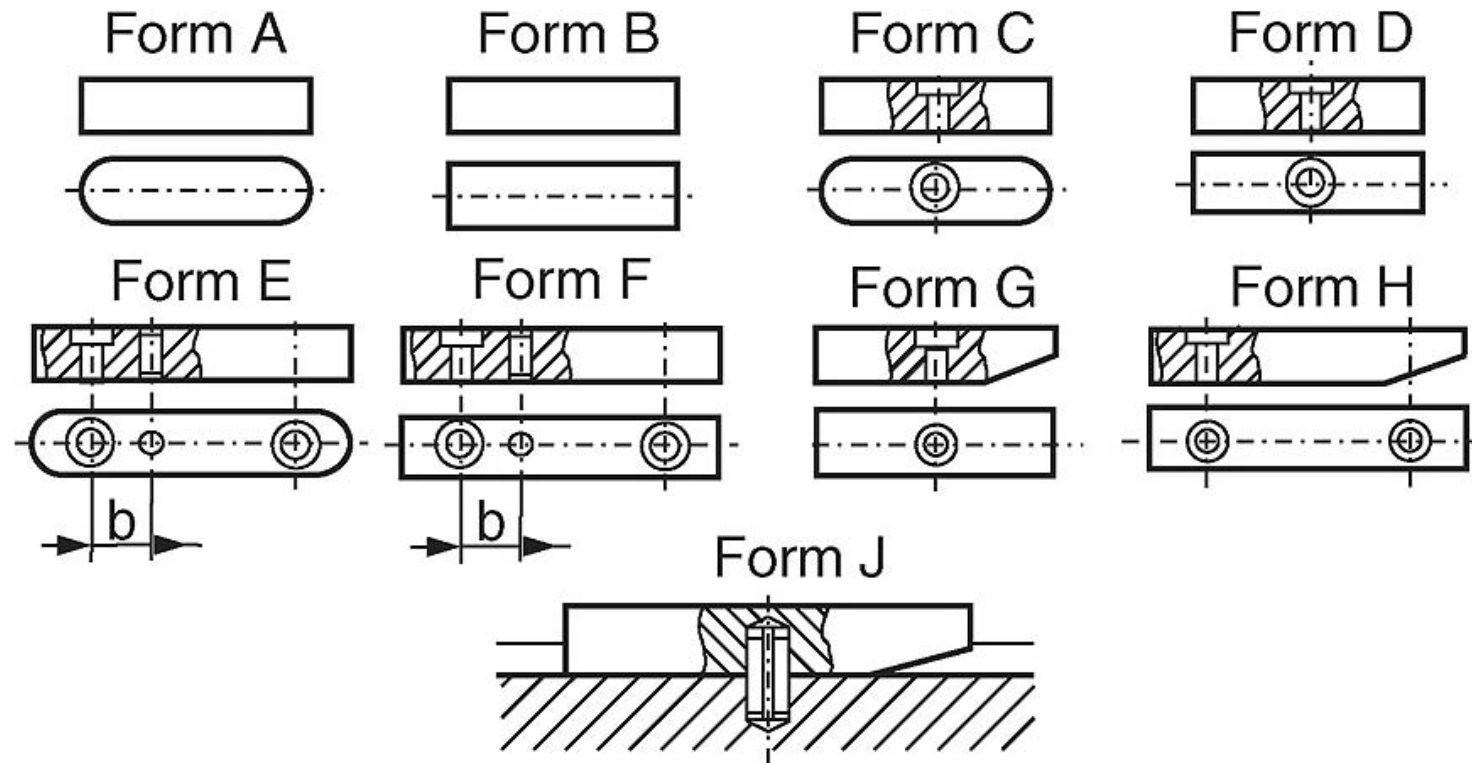
Richtwerte für den Entwurf von Welle-Nabe-Verbindungen

Verbindungsart	Nabenwerkstoff	
	Stahl, GS, $p_{F,zul} = R_e / S_F$ mit $S_F =$	Grauguss $p_{F,zul} = R_m / S_B$ mit $S_B =$
Passfeder, M_t einseitig	1,1 ... 1,5	1,5 ... 2,0
Gleitfeder ¹⁾ und Keile	3,0 ... 4,0	3,0 ... 4,0
Polygonverbindung	1,5 ... 2,0	2,0 ... 3,0
Profilwelle ¹⁾ , M_t einseitig, ohne Stöße	1,3 ... 1,5	1,7 ... 1,8
Profilwelle ¹⁾ , M_t wechselnd, mit Stößen	2,7 ... 3,6	3,4 ... 4,0
Pressverband, Kegelpressverband	2,5 ... 3,0	2,5 ... 3,0
Spannverbindung, Keilverbindung	1,5 ... 3,0	2,0 ... 3,0
¹⁾ S_F bzw. S_B sind zu erhöhen, für unbelastet verschiebbare Radnabe um Faktor ≥ 3 . ¹⁾ S_F bzw. S_B sind zu erhöhen, für unter Last verschiebbare Radnabe um Faktor ≥ 6 bzw. ≥ 12 .		

Richtwerte für zulässige Fugenpressung

3.7.1 Pass- und Gleitfedern (DIN 6885)

- Es wird ein formschlüssiges Element („Feder“) eingesetzt, das ausschließlich durch die Berührung an den Flanken eine Mitnehmerwirkung ausübt. Die charakteristischen Merkmale sind:
 - Zentrierung am Durchmesser von Welle und Nabe
 - Verschiedene Formen (abhängig von Herstellung)
 - Gleitfedern (axial verschiebbar, Form A und B nicht geeignet)
 - Abdrückgewinde zur Demontage
 - Nut in Welle: Fräsen mit Scheibenfräser (besser) oder Fingerfräser (schlechter),
Nut in Nabe: Räumen oder Stoßen



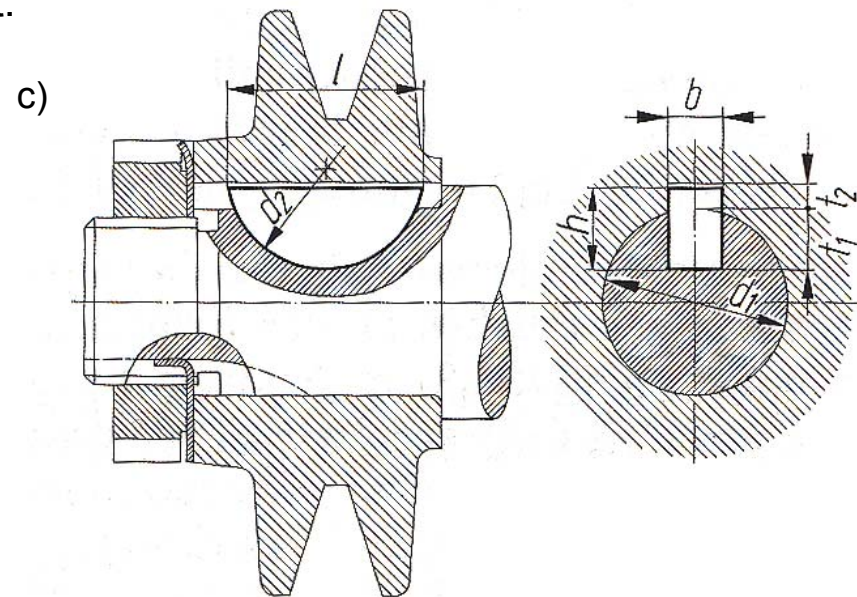
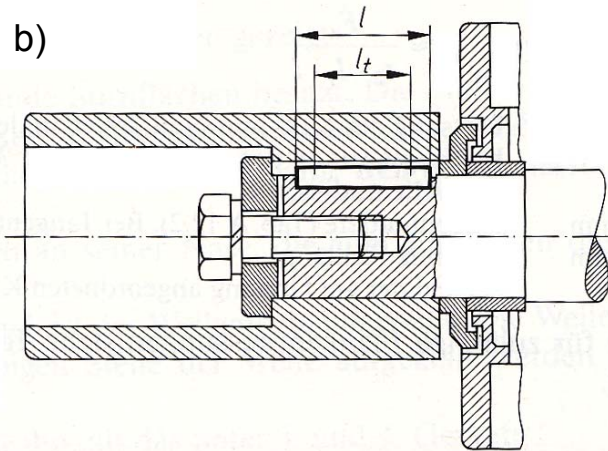
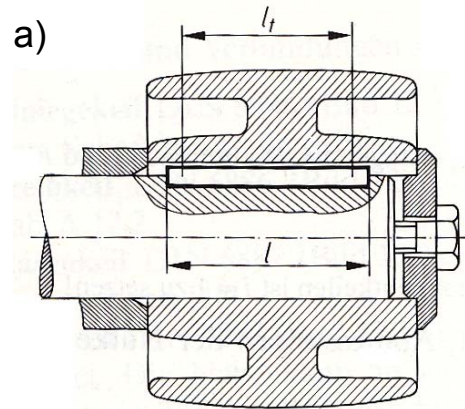
Passfederformen und Nennmaße nach DIN 6885

Paßfederbreite h9, -höhe h9 oder h11	Nutbreite		Durchmesser		Eigenschaften
	Welle	Nabe	Welle	Nabe	
Fester Übergangssitz	P9	P9	k6	H7	robust, für mäßige Wechselmomente und seltene Demontage
Leichter Übergangssitz	P9	P9	j6	H7	für leichte Wechselmomente, Nabe noch gut abziehbar
knapper Spielsitz	N9	JS9	h7	H8	Für statische Momente, Nabe leicht montierbar
Gleitsitz, Spielpassung	H8	D10	g6	H7	Für statische Momente, exzentrisch, Nabe leicht verschieblich

Passungen von Passfederverbindungen für gefräste Nuten in Anlehnung an DIN 6885

- „Bei höher beanspruchten Passfedern ist ein festerer Sitz empfohlen, um das Kippen der Passfedern zu vermeiden. Bei Wechselbeanspruchungen ist stets ein Übermaßsitz zu verwenden.
- Dennoch Wechselbeanspruchung und vor allem Schlagbeanspruchung auf Passfeder vermeiden.

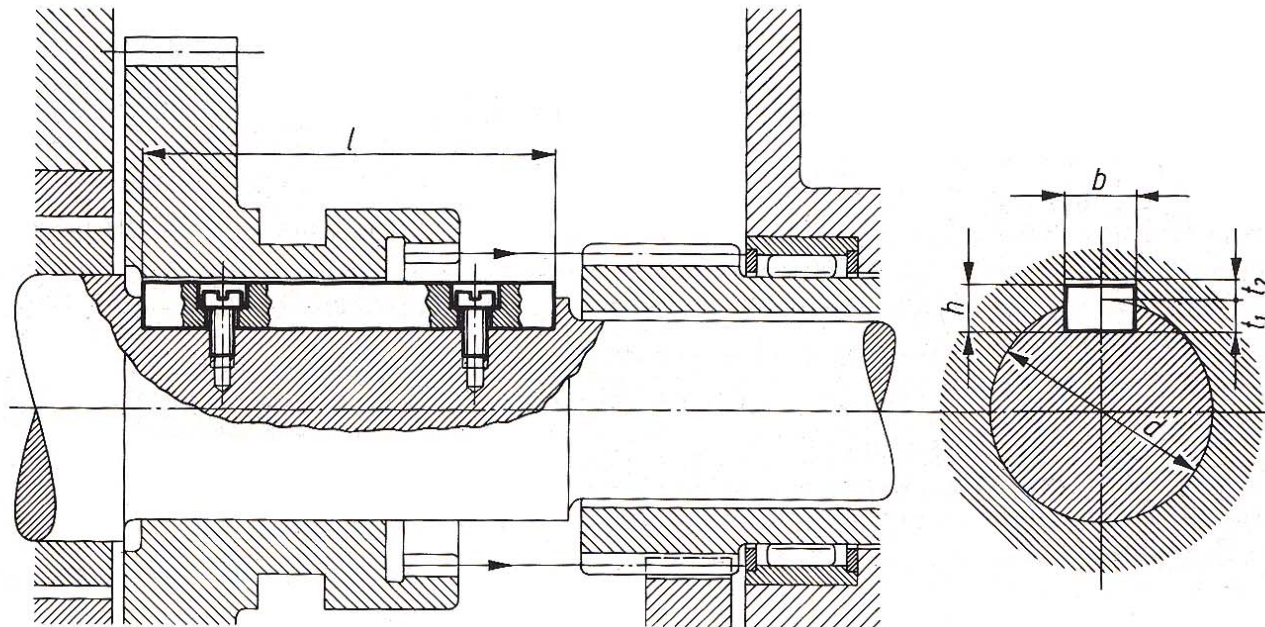
- Passfederverbindungen müssen axial fixiert werden. Zum Teil wird auch die preisgünstiger herstellbare Scheibenfeder verwendet, die aber mit einer größeren Schwächung der Welle verbunden ist.



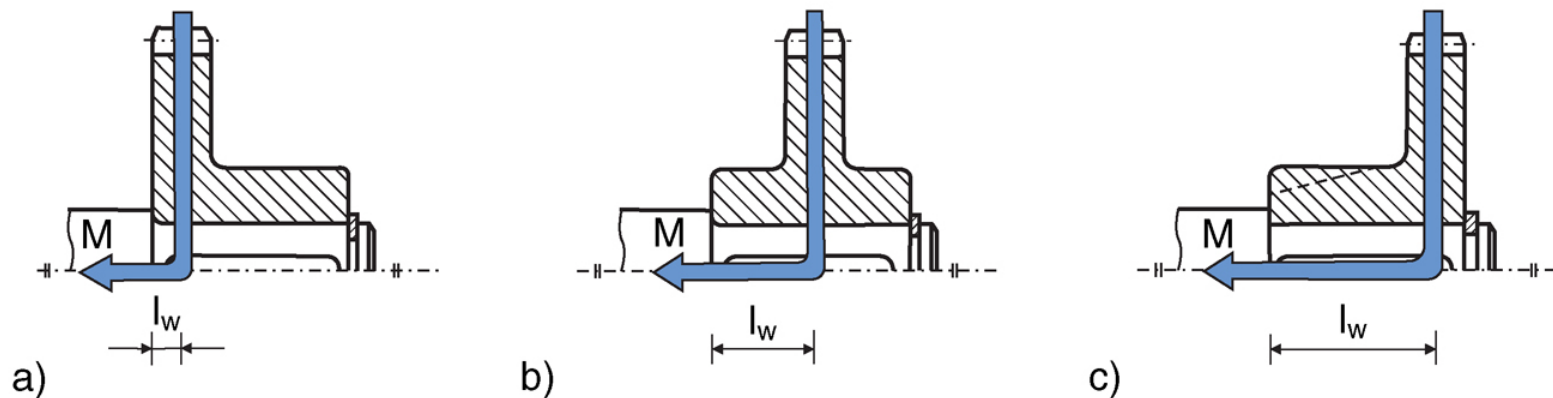
Passfederverbindungen:

- a) Riemenscheibe mit Welle
- b) Transportrolle mit Welle
- c) Scheibenfeder Verbindung

- Passfedernuten werden mit dem Fingerfräser oder dem Scheibenfräser hergestellt. Bezüglich Kerbwirkung, Genauigkeit und Oberfläche ist die Scheibenfräsernut besser, die Passfeder muss aber axial durch Schrauben (Kerbwirkung) gesichert werden.
- „Gleitfedern“ sind in der Wellennut mit Senkschrauben zu befestigen, um Reibrost zu vermeiden. Achtung:

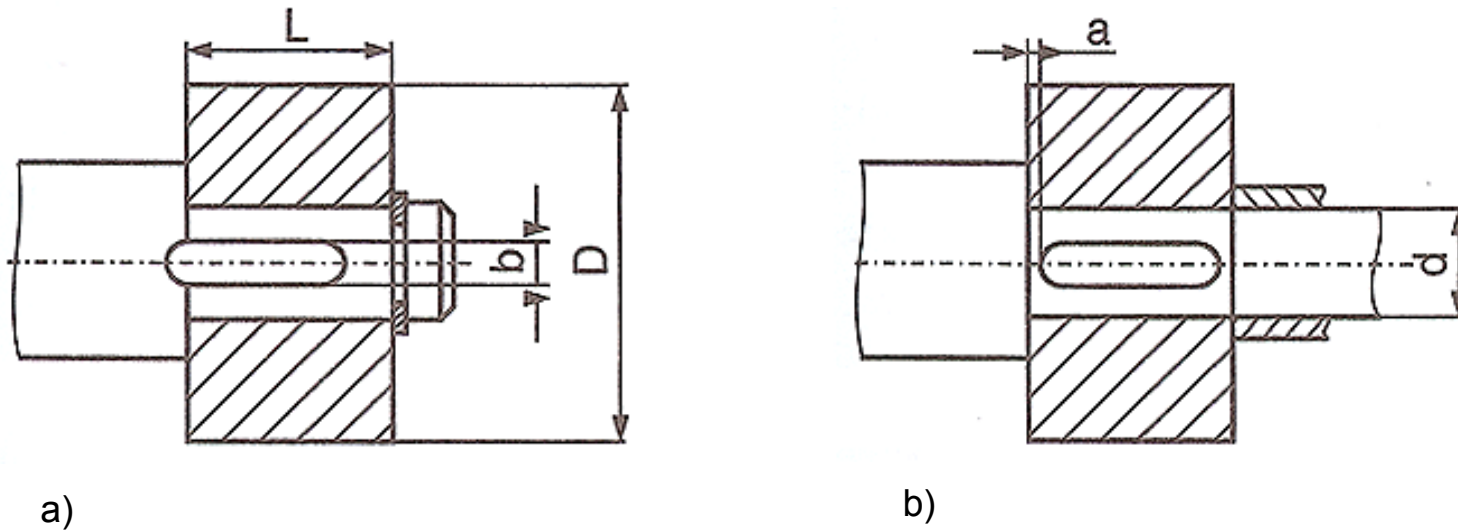


- Direkte Momentendurchleitung ist zu bevorzugen (Abbildung c). Folge ist Vergleichmäßigung der Flankenpressung mit zunehmender Passfederlänge l_w .
- Ist l_w zu groß, dann verdreht die Passfeder. Die max. Flächenpressung und Kerbwirkung nehmen an Ort der Momenteneinleitung zu. Daher sollte l_w nicht länger als das 1,5-fache des Wellendurchmessers (d) sein → verformungsgerecht gestalten.



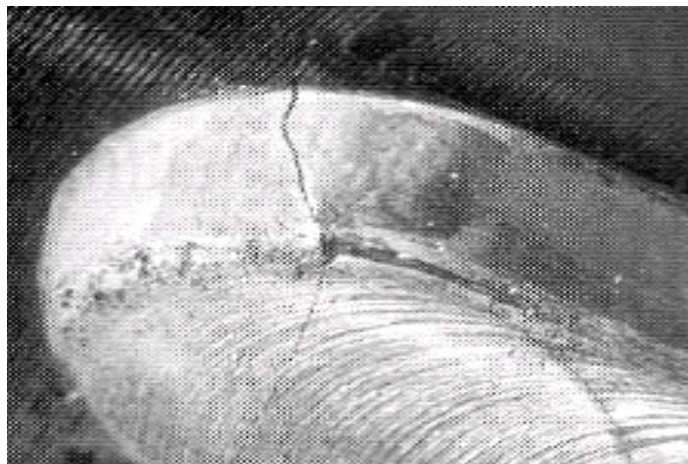
Kraftfluss in Abhängigkeit von der Nabenausführung

- Um Mehrfachkerbwirkung bei dynamischer Belastung zu vermeiden, sollte die Passfeder kürzer als Nabenlänge sein (Abbildung b).



Gestaltung von Passfederverbindungen

- Für die Tragfähigkeitsberechnung gelten folgende Kriterien:
 - **Bruch der Welle durch Torsions- oder Biegebeanspruchung:** Die Welle wird durch die Passfedernuten geschwächt und erleidet hohe Kerbwirkungen. In vielen Schadensfällen wird bei Passfederverbindungen unter Umlaufbiegung und schwellender Torsion ein Schwingungsverschleiß im Nutenendbereich festgestellt, der auf Mikrobewegungen der Passfeder gegen die Nutwand zurückzuführen ist.



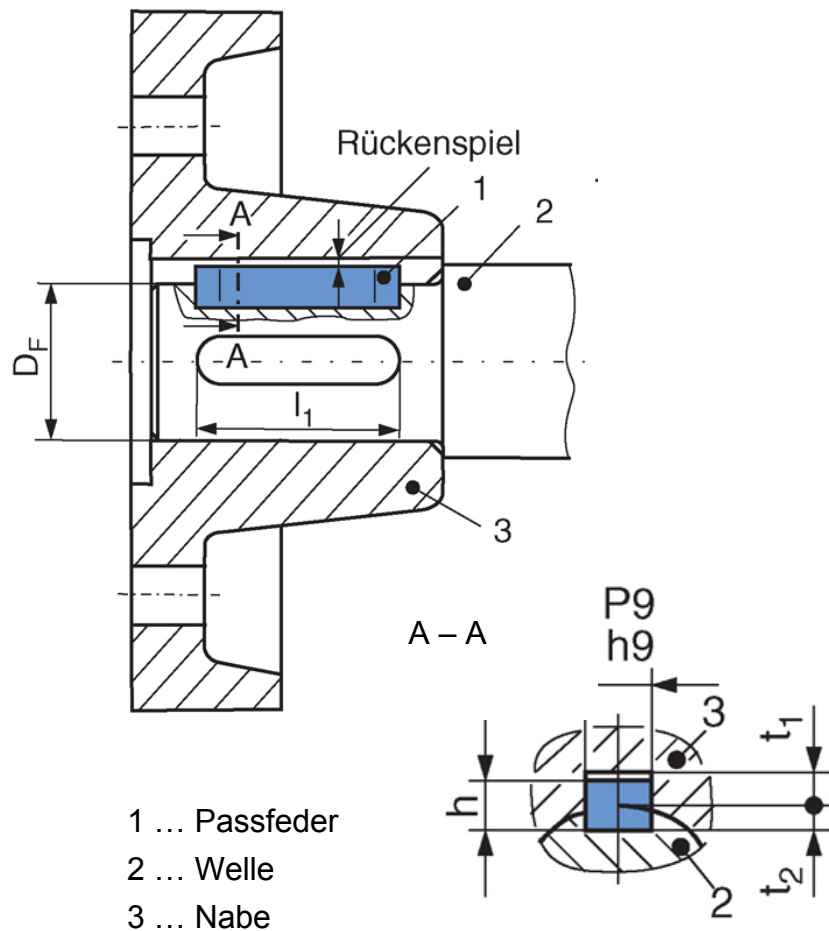
Anrissbereich an der Nutwand einer Passfederverbindung bei Umlaufbiegung und schwellender Torsion



Verformte Passfederverbindung unter mehrfacher statischer Überlast

- **Bruch oder Aufreissen der Nabe:** Die Nabe wird durch die Pressverbindung und das zu übertragende Drehmoment überlastet. Im Allgemeinen ist bei einem Verhältnis Nabenaußendurchmesser zu Wellendurchmesser größer 1,4 keine Nachrechnung erforderlich. Bei schnellaufenden Verbindungen ist die Aufweitung und Beanspruchung unter Fliehkräften zu prüfen.
- **Abscheren der Passfeder:** Durch die genormten Abmessungen der Passfeder ist gewährleistet, dass die Scherspannungen gegenüber der Flächenpressung vernachlässigt werden können (Scherspannungen kleiner als Flächenpressung).

- **Flächenpressung an den Flanken** ist das wichtigste Kriterium und wird wie folgt ermittelt:



Maße in mm

Wellen- durch- messer <i>d</i>	Breite × Höhe <i>b</i> × <i>h</i>	Nutenkeile und Federn		
		Wellen- Nuttiefe <i>t</i> ₂	Nabennuttiefe für Keile <i>t</i> ₁	Nabennuttiefe für Federn <i>t</i> ₁
über ... bis				
10 ... 12	4 × 4	2,5	1,2	1,8
12 ... 17	5 × 5	3	1,7	2,3
17 ... 22	6 es 6	3,5	2,2	2,8
22 ... 30	8 × 7	4	2,4	3,3
30 ... 38	10 × 8	5	2,4	3,3
38 ... 44	12 × 8	5	2,4	3,3
44 ... 50	14 × 9	5,5	2,9	3,8
50 ... 58	16 × 10	6	3,4	4,3
58 ... 65	18 × 11	7	3,4	4,4
65 ... 75	20 × 12	7,5	3,9	4,9
75 ... 85	22 × 14	9	4,4	5,4
85 ... 95	25 × 14	9	4,4	5,4
95 ... 110	28 × 16	10	5,4	6,4
110 ... 130	32 × 18	11	6,4	7,4
130 ... 150	36 × 20	12	7,1	8,4
150 ... 170	40 × 22	13	8,1	9,4
170 ... 200	45 × 25	15	9,1	10,4

Abmessungen und Nuttiefen für Passfedern gemäß DIN 6885

h^* : tragende Höhe
 l_{tr} : tragende Länge
 i : Anzahl der Passfedern
 φ : Lastverteilungsfaktor
 S : Sicherheit

Nabe aus Stahl: $p_{zul} = R_e / S_F$ $S_F = 1,1 \dots 1,5$

Nabe aus Grauguss: $p_{zul} = R_m / S_B$ $S_B = 1,5 \dots 2,0$

$$\varphi(i = 1) = 1$$

$$\varphi(i > 1) = 0,75$$

- Bei Passfederverbindungen hängt die Flächenpressung der Fügepartner sowohl von der angreifenden Umfangskraft als auch von der auf Pressung beanspruchten Flächen ab. Bezogen auf Welle und Nabe bleiben Umfangskraft und tragende Länge unverändert.

$$F_U, l_{tr} = const$$

(1) zulässige normierte Flächenpressung in Nabe größer: $p_{zul,Nabe}$ $\frac{p_{zul,Welle} * t_2}{h - t_2}$

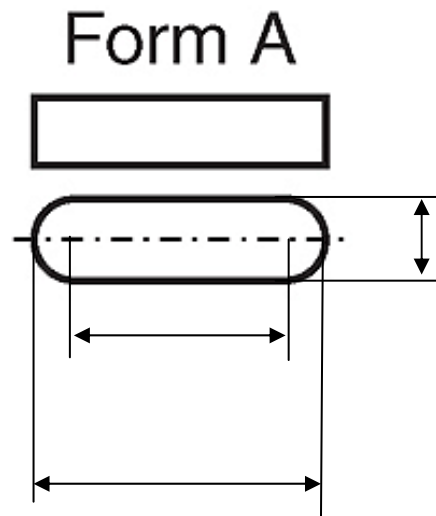
und folglich in Welle kleiner und maßgebend

(2) zulässige normierte Flächenpressung in Nabe kleiner: $p_{zul,Nabe}$ $\frac{p_{zul,Welle} * t_2}{h - t_2}$

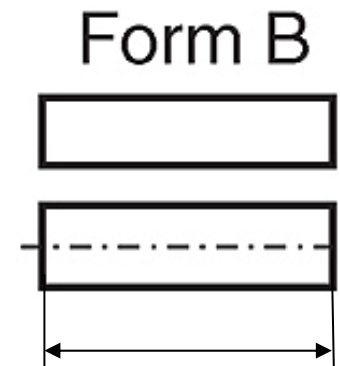
und maßgebend

In der Regel sollte die Nabe das festigkeitsmäßig schwächere Bauteil sein!

- Die effektiv tragende Passfederlänge hängt von der Passfederform ab. Bezüglich der Formen A und B errechnet sich diese wie folgt:

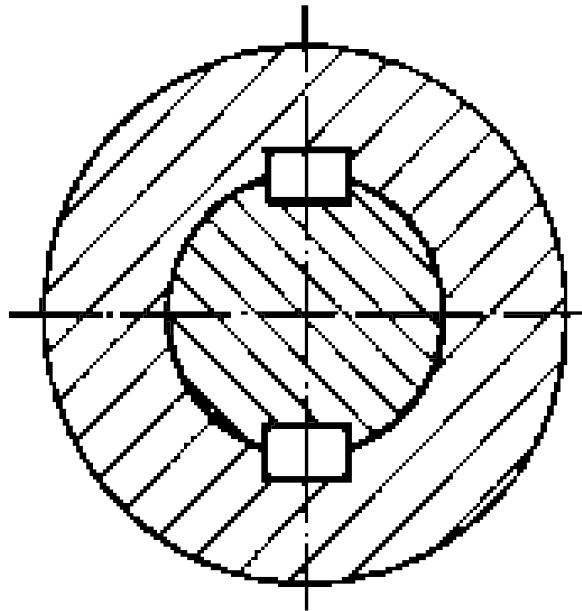


$$l_{tr} = l_1 - b$$



$$l_{tr} = l_1$$

- Da die Passfedern nicht genau ausgerichtet werden können, beträgt bei zwei Passfedern der Ausgleichsfaktor (Lastverteilungsfaktor) $\varphi_i = 0,75$.
D. h., zwei Passfedern halten nur das 1,5 fache gegenüber 1 Passfeder.
- Es empfiehlt sich daher, bei 2 Passfedern einen weniger festen Werkstoff für die Federn zu nehmen, da durch geringfügiges Fließen eine bessere Verteilung der Kraftübertragung erfolgen kann.

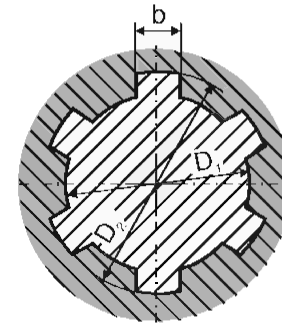


3.7.2 Profilwellenverbindungen

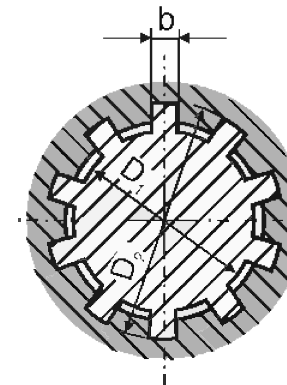
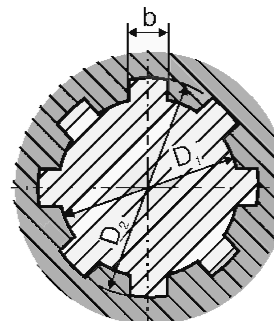
- Die formschlüssige Übertragung des Drehmoments basiert auf dem Prinzip der Passfeder und erfolgt über die Profilierung von
 - Welle mittels Wälzfräsen, Rollen, Schleifen, Räumen
 - Nabe mittels Stoßen oder Räumen
- Der symmetrische Wellenquerschnitt vermeidet eine einseitige Mitnahme und damit bei größerer Tragfähigkeit auch Unwuchten. Profilwellen mit Schiebesitz gestatten Verstell- oder Ausgleichsbewegungen in axialer Richtung (z. B. Schieberäder in Getrieben, Axialausgleich in Kardangelenkwellen, Drehmomentenübertragung in Kupplungslamellen).
- Abhängig von der geometrischen Ausbildung der Wirkflächen zur Momentenübertragung wird unterschieden zwischen Keilwellen- und Zahnwellenverbindungen unterschieden.

Keilwellenverbindungen

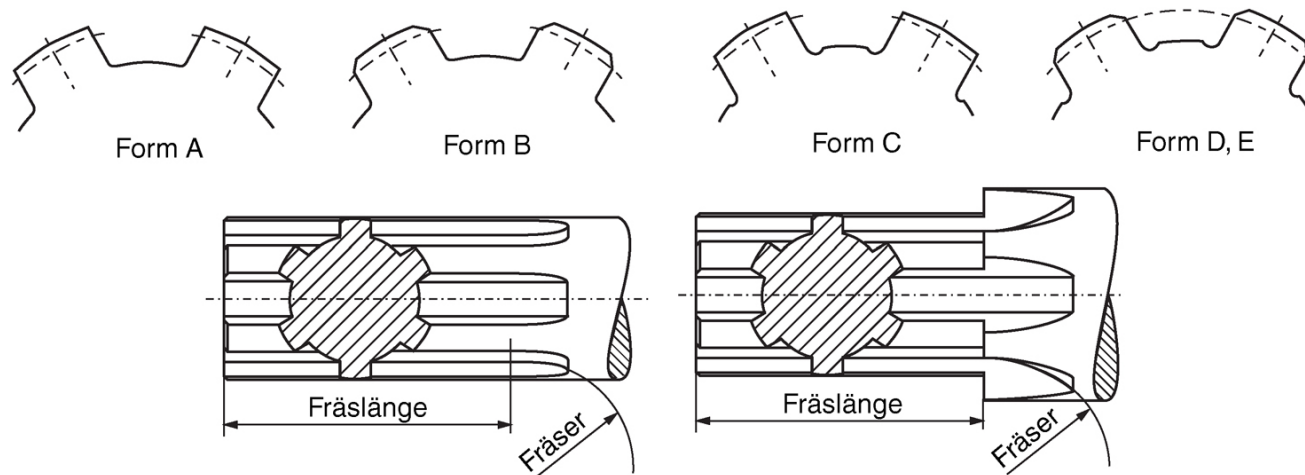
- DIN 5471 und 5472 für Werkzeugmaschinen (4 und 6 Keile)



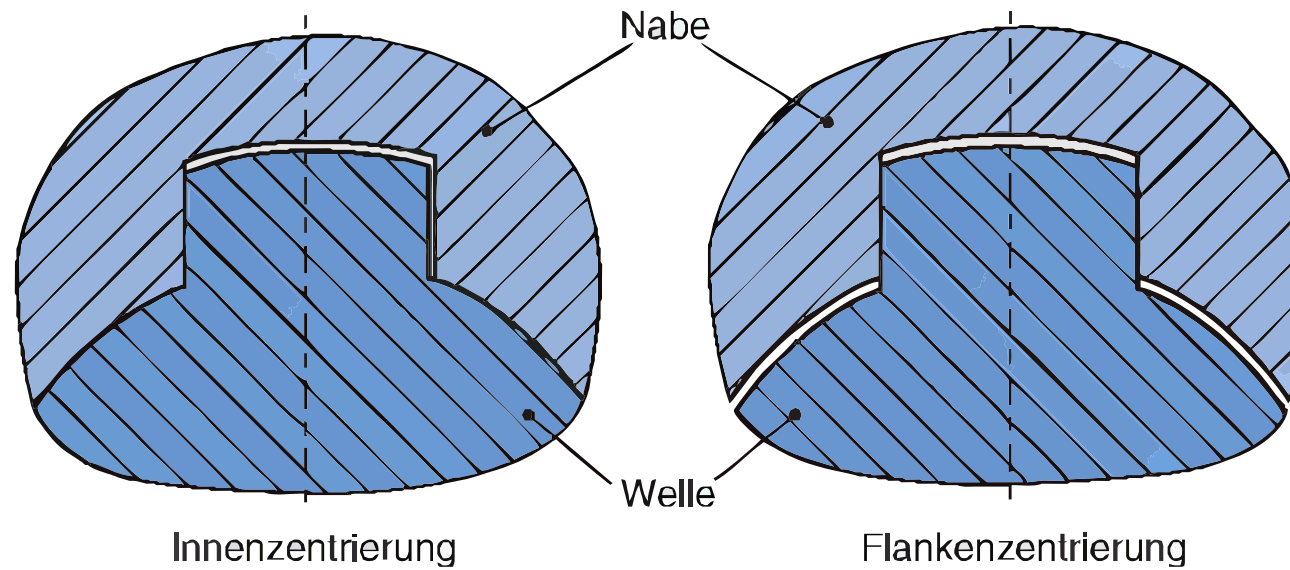
DIN 5461 und 5464 für normalen Maschinenbau (6-20 Keile)



- Sie besitzen mehrere gerade, symmetrisch am Umfang verteilte, parallele Seitenflächen.



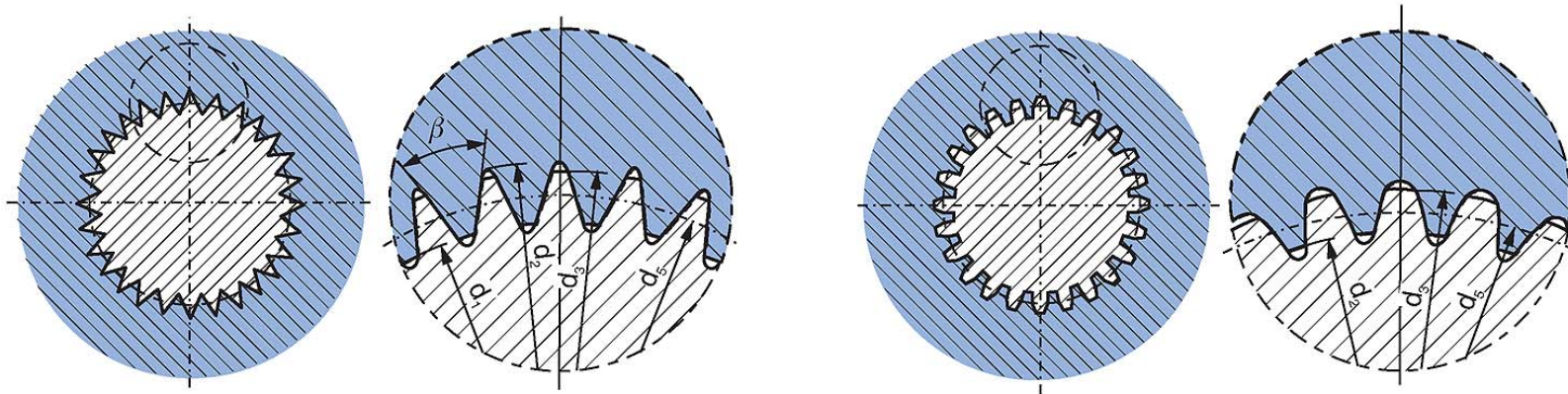
- Bei der Zentrierung der Welle in der Nabe wird zwischen Innen- und Flanken-zentrierung unterschieden.



- Innenzentrierung gewährleistet einen genauen Rundlauf, Anwendung in Werkzeugmaschinen und bei Schieberadwellen. Doppelpassung!
 - Aufgrund Teilungsfehler trägt nicht jeder Zahn →
- Flankenzentrierung gewährleistet ein kleines Verdrehspiel und ist besser für wechselnde Drehmomente geeignet.
 - jedoch Zentrierung zur Welle schlecht →

Zahnwellenverbindungen

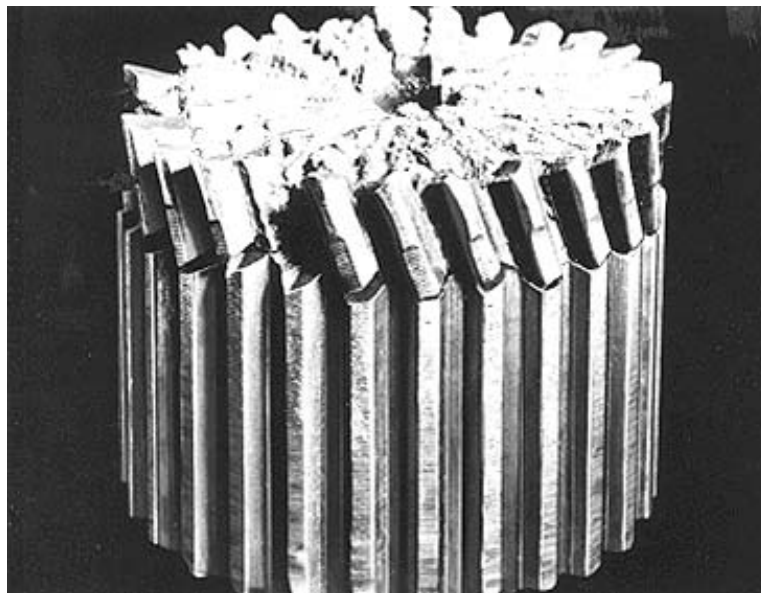
- Die Wirkflächen besitzen aus Fertigungsgründen eine Dreiecksform (Kerbwellen, DIN 5481) oder eine Evolventenzahnform (Zahnwellen, DIN 5480)



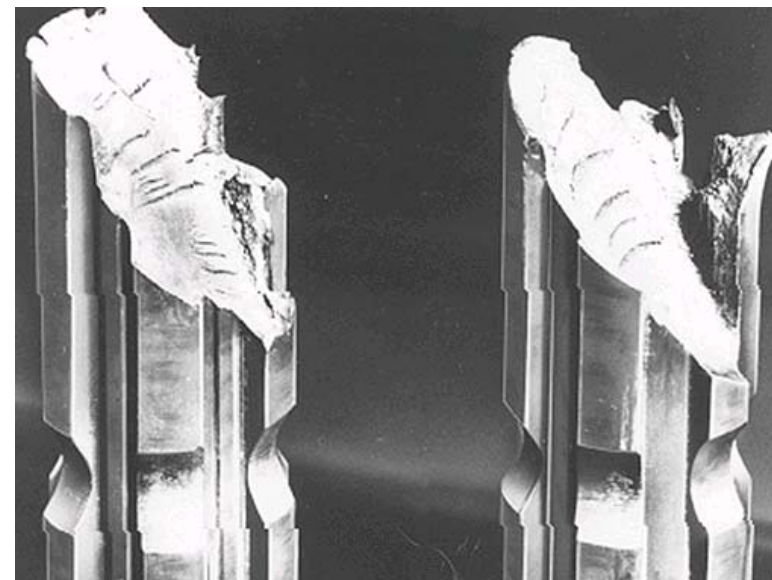
- Gegenüber Keilwellen werden die Drehmomente von mehreren Zähnen übertragen. Dadurch wird die Flächenpressung am Flankenpaar kleiner. Der Zahnfußbereich ist durch größere Radien gekennzeichnet und weist zusammen mit kleineren Zähnen eine geringere Kerbwirkung auf.
- Zahnwellenverbindungen werden ausschließlich mit Flankenzentrierung hergestellt und sind zur Übertragung wechselnder und stoßartiger Momente geeignet.

- Durch die feinere Zahnung werden Welle und Nabe weniger geschwächt, so dass sie entsprechend kleiner ausgeführt werden können. Nachteilig sind die durch die schrägen Zahnflanken entstehenden Radialkomponenten, die eine Aufweitung zu schwacher Naben bewirken können.

- Keil- und Zahnwellenverbindungen werden in ihrer Festigkeit gleich behandelt (DIN 5466). Die Tragfähigkeit wird bestimmt durch :
 - Hohe Kerbwirkung im Zahn- oder Keilgrund sowie im Auslaufbereich

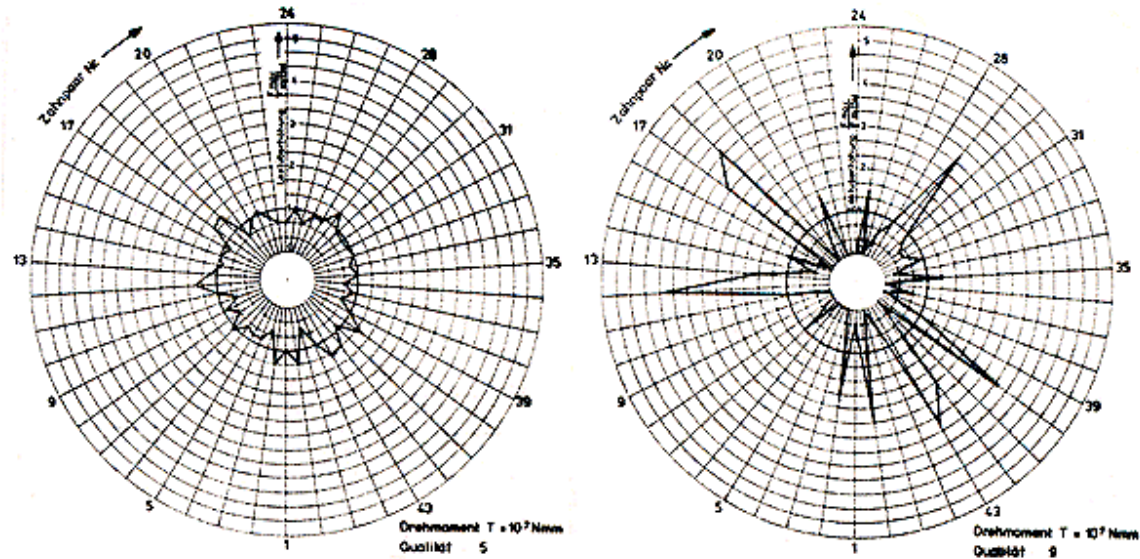


Gewaltbruch einer Zahnwelle



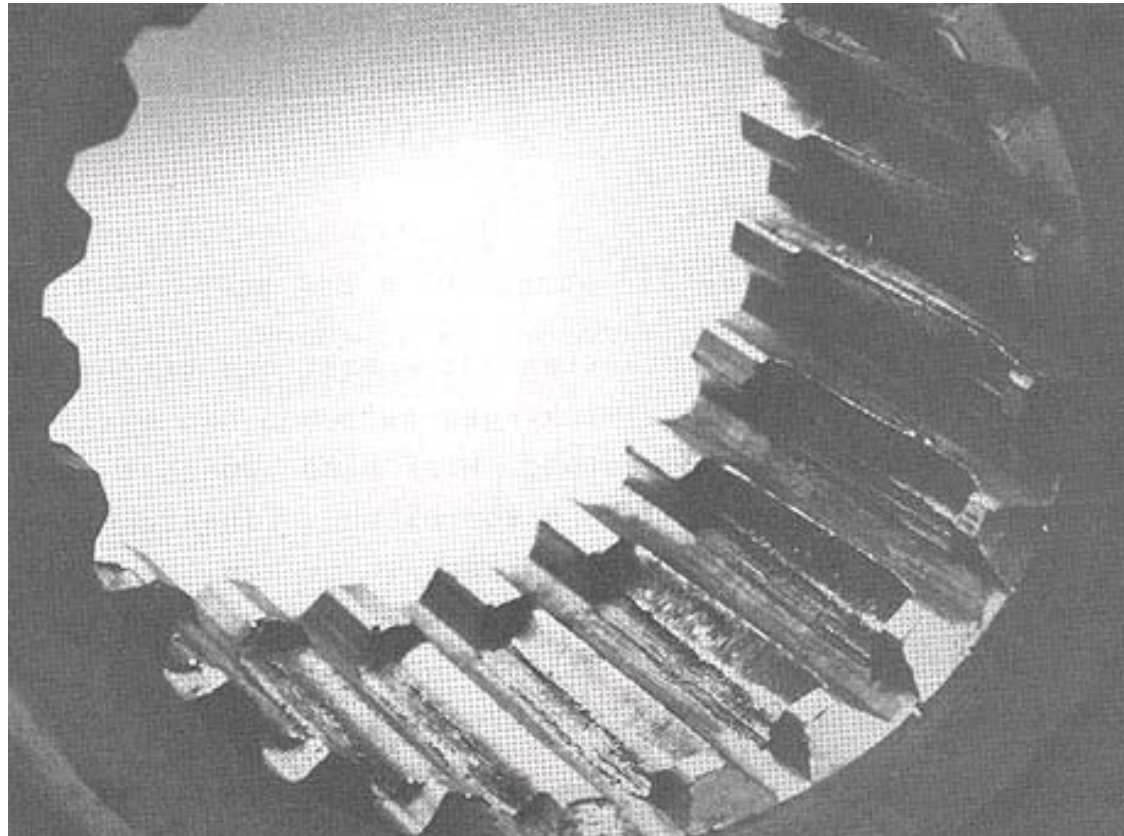
Dauerbruch einer Keilwelle

- Die tragende Zahnzahl ist dabei eine Funktion der Qualität



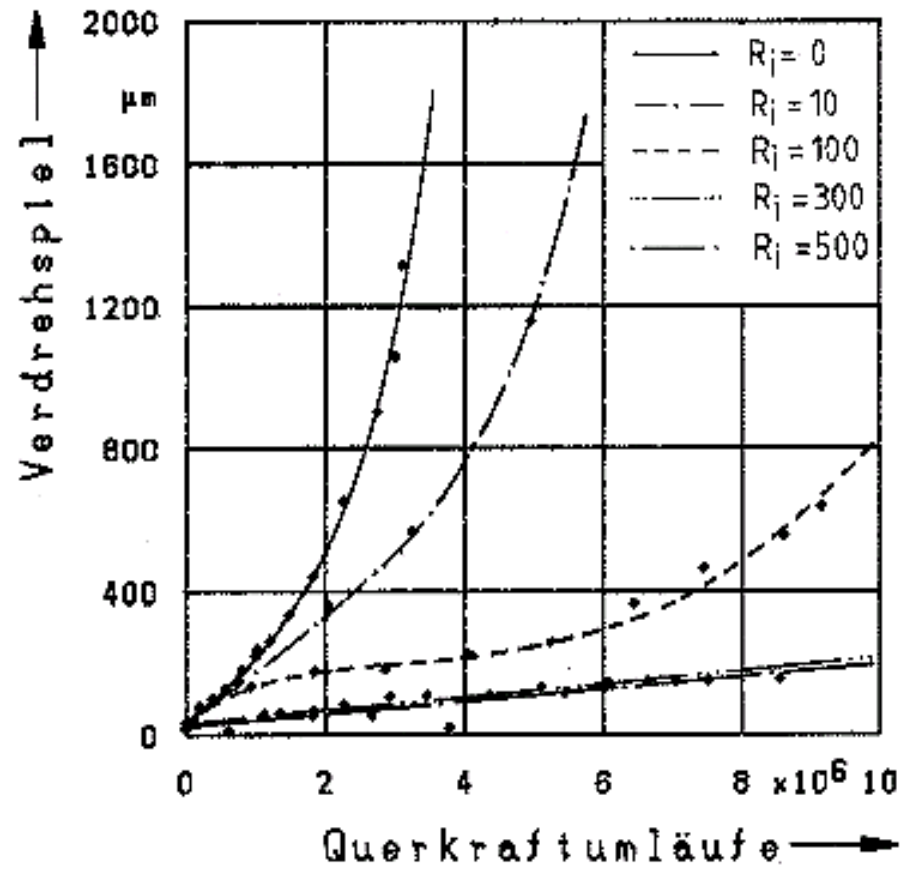
Lastaufteilung einer drehmomentenbelasteten Zahnwellenverbindung in Abhängigkeit der Qualität (Teilungsfehler): links) Qualität 5, rechts) Qualität 9

- Somit ist die Lastaufteilung und der Verschleiß abhängig von Verzahnungsqualität, der Steifigkeit, Werkstofffestigkeit einerseits sowie den äußeren Kräften andererseits.



Verschleiß in einer Zahnabe infolge Querkraftbeanspruchung

- Querkräfte erzeugen in spielbehafteten Zahnwellenverbindungen eine Exzentrizität und neigen dadurch zu Verschleiß, der typisch ist für Verbindungsflächen in denen Gleitbewegungen auftreten können:
 - Phase A: **Einlaufverschleiß**. Die Oberflächen werden unter anfänglichen Reibbewegungen abgetragen (Ausgleich von Teilungsfehlern).
 - Phase B: **Verschleißtieflage**. Tribologisch beschreibbarer Prozess. Abtrag abhängig von Flächenpressung und Relativbewegung → Coloumbsche Reibung
 - Phase C: **Endverschleiß**. Oberflächenzerüttung durch Ermüdung



Verschleißverhalten bei Belastungen mit unterschiedlichem Drehmomenten-Querkraftverhältnis R von Zahnwellenverbindungen

- Gestaltungshinweise

- Die vereinfachte Berechnung für Zahn- und Keilwellenverbindungen berücksichtigt nur das Drehmoment. Dabei ist die Flächenpressung p das Dimensionskriterium.
- Zulässige Flächenpressung wie bei Passfederverbindung.

$$p = \frac{2 * M_t}{d_m * h * l_{tr} * i * \cos \alpha * \varphi} \leq p_{zul}$$

$$d_m \approx 0,5 * (D + d)$$

$$h \approx 0,5 * (D - d)$$

d_m : mittlerer Durchmesser der tragenden Flächen

h : wirksame Flankenhöhe

l_{tr} : tragende Länge

i : Anzahl der Flankenpaare

φ : Lastverteilungsfaktor

Innenzentrierung $\varphi = 0,75$

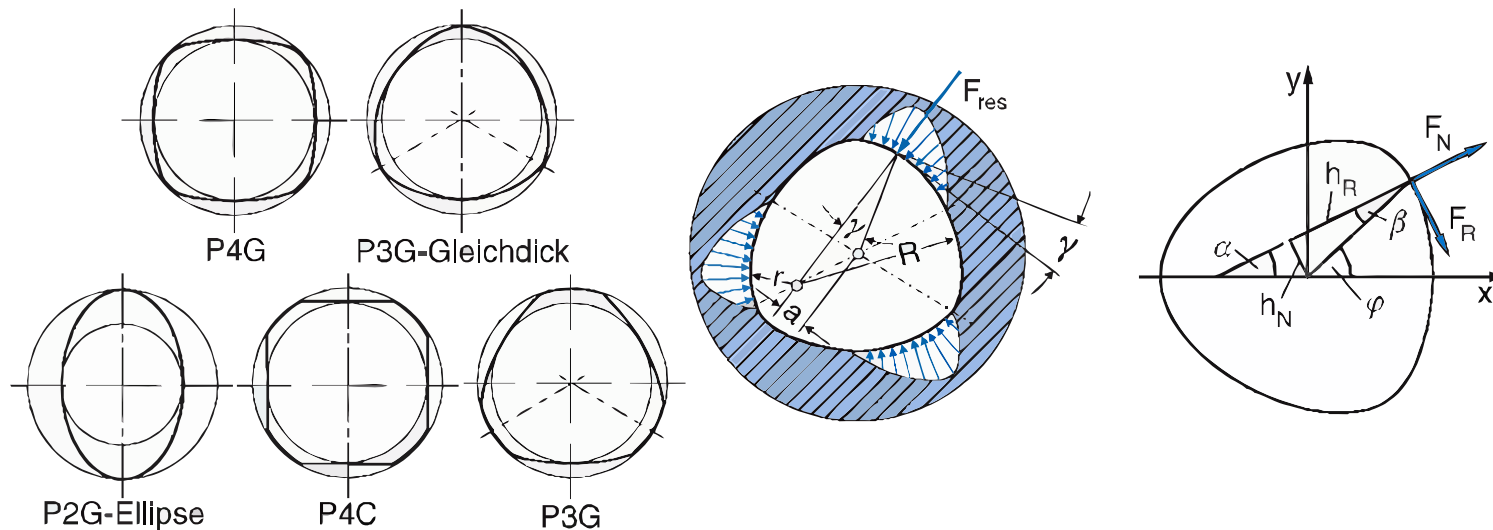
Flankenzentrierung $\varphi = 0,9$

Kerbverzahnung $\varphi = 0,75$

Evolventenverzahnung $\varphi = 0,9$

Polygonwellenverbindungen

- Diese Unrundprofile sind aus Dreieck- und Vierkantprofilen entstanden. Die Weiterentwicklung in der Fertigungstechnik führt zu den genormten Profilen P3G („Gleichdick“) und P4C.

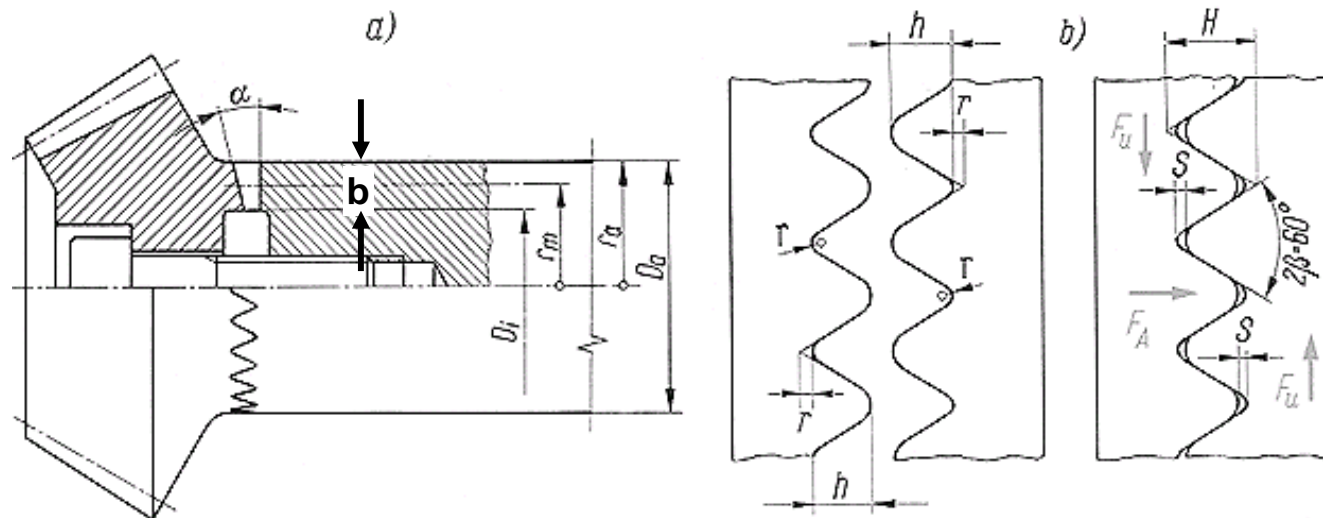


Polygon-Profile: P3G für Haft- und Presssitz und P4C für Gleit- und Presssitz geeignet
 rechts) Pressungsverteilung im P3G-Profil

- Die Profile sind selbstzentrierend.
- Vorteile:
 - Können mittlerweile mit CNC-Maschinen geschliffen werden
 - Hohe Laufruhe
 - Geringe Kerbwirkung
 - Abdichtung (Schiebwellen im Maschinenbau)
 - Schieben möglich
 - Gute Zentrierung (Qualität IT5 möglich)
- Nachteile:
 - Lastverteilung auf wenige Stellen

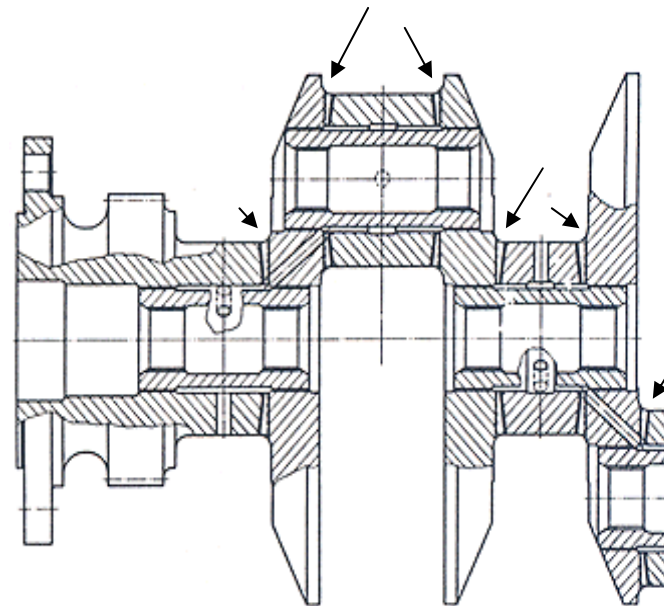
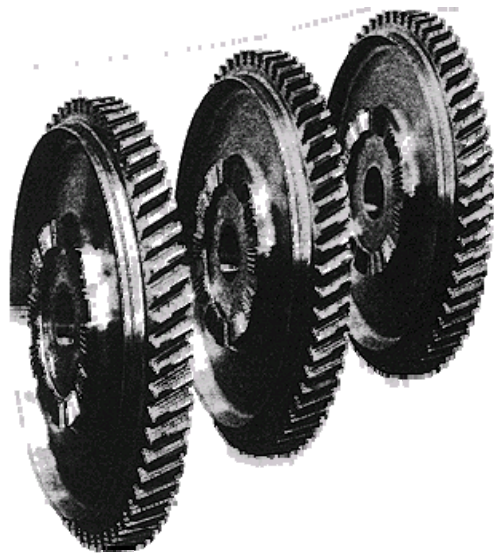
Stirnzahnverbindung (Hirth-Verzahnung)

- Für die Übertragung von Drehmomenten stellt die Stirnzahnverbindung die platzsparendste Lösung dar. Die radial angeordnete Profilierung zentriert auch unter zentrischer Wärmeausdehnung. Nachteilig sind die verhältnismäßig hohen Fertigungskosten (hohe Genauigkeit).



Stirnverzahnung: a) gefügtes Kegelrad; b) Zahnform am Außenumfang

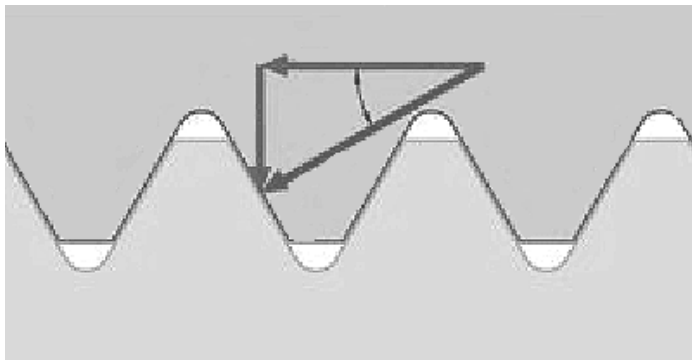
- Die Zähne in den Zahnflanken stützen sich im zusammengepressten Zustand bei ausreichender Vorspannkraft gegenseitig ab. Biegung der Zähne tritt nicht auf
- Verbindung bleibt bei rotationssymmetrischer Dehnung zentriert.



links: Turbinenscheiben in einem Flugtriebwerk

rechts: Geteilte Kurbelwelle mit Plankerbverzahnung für einen Dieselmotor

- Berechnung auf „Ausrasten“. Die erforderliche axiale Vorspannkraft F_{va} ist:



$$F_a = F_u * \tan \beta$$

$$F_u = \frac{4 * M}{D_a + D_i} = \frac{M}{r_m}$$

- F_a : Axialkraft
- F_u : Umfangskraft
- M_t : Drehmoment
- β : Zahnflankenneigung (30°)
- v : Sicherheitsfaktor (1,8 ... 3,0)

- Die Flankenpressung wird ohne Berücksichtigung der Vorspannung berechnet:

$$p = \frac{F_u}{i * b * (H - 2s) * \varphi} \quad i: \text{ Anzahl der Zähne}$$

Traganteilfaktor $\varphi = 0,75$. Zulässige Werte wie bei Passfedern.

