Dimensionieren 2

Konrad Wegener
Willi Müller
Florian Sellmann
Rolf Schroeter

Dimensionieren 2

Aufbau:

- Vorlesung: Theorie und Grundkenntnisse

- Übung: Gruppenübungen begleitetes Lösen von Aufgaben

- Hausaufgaben: 1. Woche Ausgabe,
  2. Woche Übung,
  3. Woche Abgabe (Testat: 3 korrekte)
  - Gruppenaufteilung durch Institut
  - Bekanntgabe in der nächsten Vorlesung

- Prüfung: schriftlich, Sessionsprüfung

Dimensionieren 2

Sprechstunden:

W. Müller: Donnerstag, 12.00 – 13.00 Uhr, F21.1 (CLA)

K. Wegener: Mittwoch 16.15 - 17.00 Uhr, G2 (CLA)

Scripte:

Lieferung in 2 Teilen

Unkostenbeitrag 30 CHF (2 x 15 CHF),

Nachverkauf bei H. Müller z.B. direkt nach der Vorlesung

Vorlesungsplan

Testatbedingung:	Abgabe von 8 der 9 Übungsaufgaben mit Mindestbewertung 'genügend' Die Teilnahme an der Exkursion zählt als Übung.
Prüfungen:	schriftlich, Prüfungsstoff Vorlesung und Übungen Zulassungsbedingung: Testat erfüllt
Übungsraum:	gemäss Gruppeneinteilung
Assistenz:	**Willi Müller, Florian Sellmann**

Vorlesungsübersicht

Mi	20.02.	10-12	1	V	K. Wegener	Welle - Nabeverbindungen	HG F7
Mi	*20.02.*					*Ing. Tools Kurs*	
Mi	27.02.	10-12	2	V	K. Wegener	Schweiss - und Lötverbindungen	HG F7
Mi	*27.02.*	*12-13*	*1b*	*U*	*Assistenz*	*Welle-Nabe-Verbindung*	
Mi	05.03.	10-12	3	V	K. Wegener	Federn	HG F7
Mi	*05.03.*	*12-13*	*2*	*U*	*Assistenz*	*Schweissverbindung*	
Mi	12.03.	10-12	4	V	K. Wegener	Schrauben	HG F7
Mi	*12.03.*	*12-13*	*3*	*U*	*Assistenz*	*Federn*	
Mi	19.03.	10-12	5	V	K. Wegener	Schrauben	HG F7
Mi	*19.03.*	*12-13*	*4a*	*U*	*Assistenz*	*Druckbehälterverschraubung*	
Mi	26.03.	10-12					
Mi	*26.03.*	*12-13*					

Osterferien 21.03. - 30.03.

Vorlesungsplan

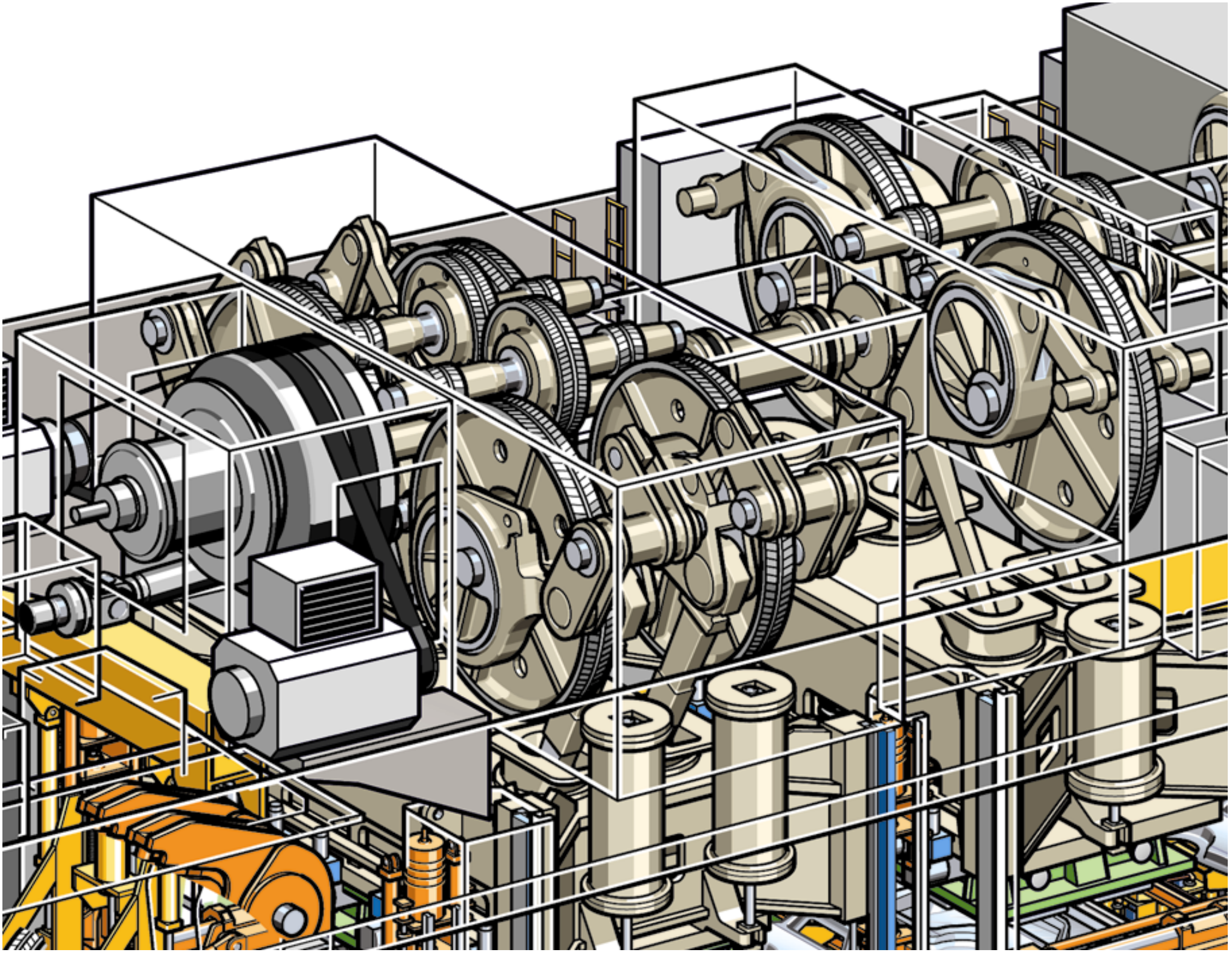
Mi	26.03.	10-12				*Osterferien 21.03. - 30.03.*	
Mi	*26.03.*	*12-13*					
Mi	02.04.	10-12	6	V	K. Wegener	Wälzlager	HG F7
Mi	*02.04.*	*12-13*	*4b*	*U*	*Assistenz*	*Druckbehälterverschraubung*	
Mi	09.04.	10-12	7	V	K. Wegener	Wälz- / Gleitlager	HG F7
Mi	*09.04.*	*12-13*	*5a*	*U*	*Assistenz*	*Wälzlager*	
Mi	16.04.	10-12	8	V	K. Wegener	Gleitlager	HG F7
Mi	*16.04.*	*12-13*	*5b*	*U*	*Assistenz*	*Wälzlager*	
Mi	23.04.	ganzer Tag		E	K. Wegener	Exkursion	
Mi	30.04.	10-12	9	V	K. Wegener	Schmiermittel und Dichtungen	HG F7
Mi	*30.04.*	*12-13*	*6*	*U*	*Assistenz*	*Gleitlager*	
Mi	07.05.	10-12	10	V	K. Wegener	Getriebe	HG F7
Mi	*07.05.*	*12-13*	*7*	*U*	*Assistenz*	*Zugmittelgetriebe*	
Mi	14.05.	10-12	12	V	K. Wegener	Verzahnungen	HG F7
Mi	*14.05.*	*12-13*	*8a*	*U*	*Assistenz*	*Verzahnung auslegen*	
Mi	21.05.	10-12	13	V	K. Wegener	Verzahnungen	HG F7
Mi	*21.05.*	*12-13*	*8b*	*U*	*Assistenz*	*Verzahnung auslegen*	
Mi	28.05.	10-12	14	V	K. Wegener	Kupplungen / Bremsen	HG F7
Mi	*28.05.*	*12-13*	*9*	*U*	*Assistenz*	*Kupplung / Bremse*	

Dimensionieren 2, Maschinenelemente

Dimensionieren 1 = Grundlagen:
Dimensionierungsansätze, Versagenshypothesen, Beanspruchungsfälle

Dimensionieren 2 = Auslegung von Maschinenelementen
Ermitteln / Festlegung der Einsatzbedingungen und Anwendungsgrenzen von Standardelementen im Maschinenbau

Maschinenbauer wird mehr und mehr zum Integrator von Standardelementen,
Vor allem um die Stückzahldegression auszunutzen, setzen sich Standardelemente durch
Nutzung von Erfahrungswissen für definierte Elemente, für die sonst eine aufwendige numerische Rechnung oder sogar Experimentalreihen erforderlich sind.



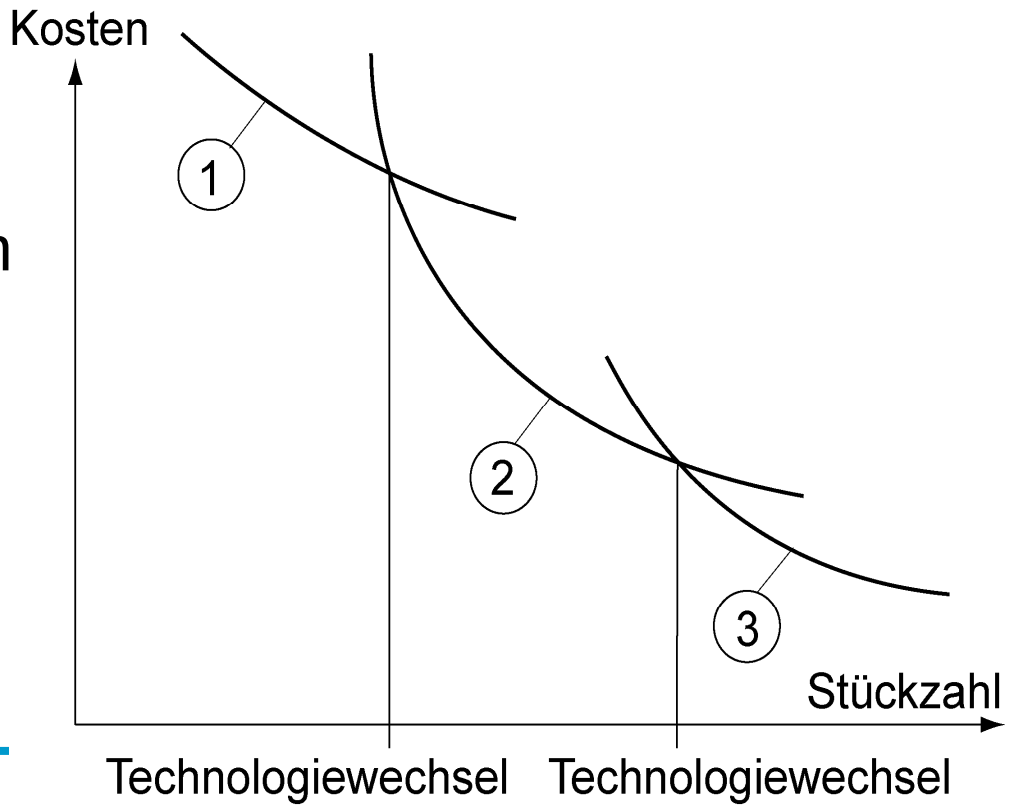
Stückzahleffekt

Goldene Regel des Spezialmaschinenbaus (25%):
Bei 4 Maschinen ist eine frei
Ursache: Einlerneffekte

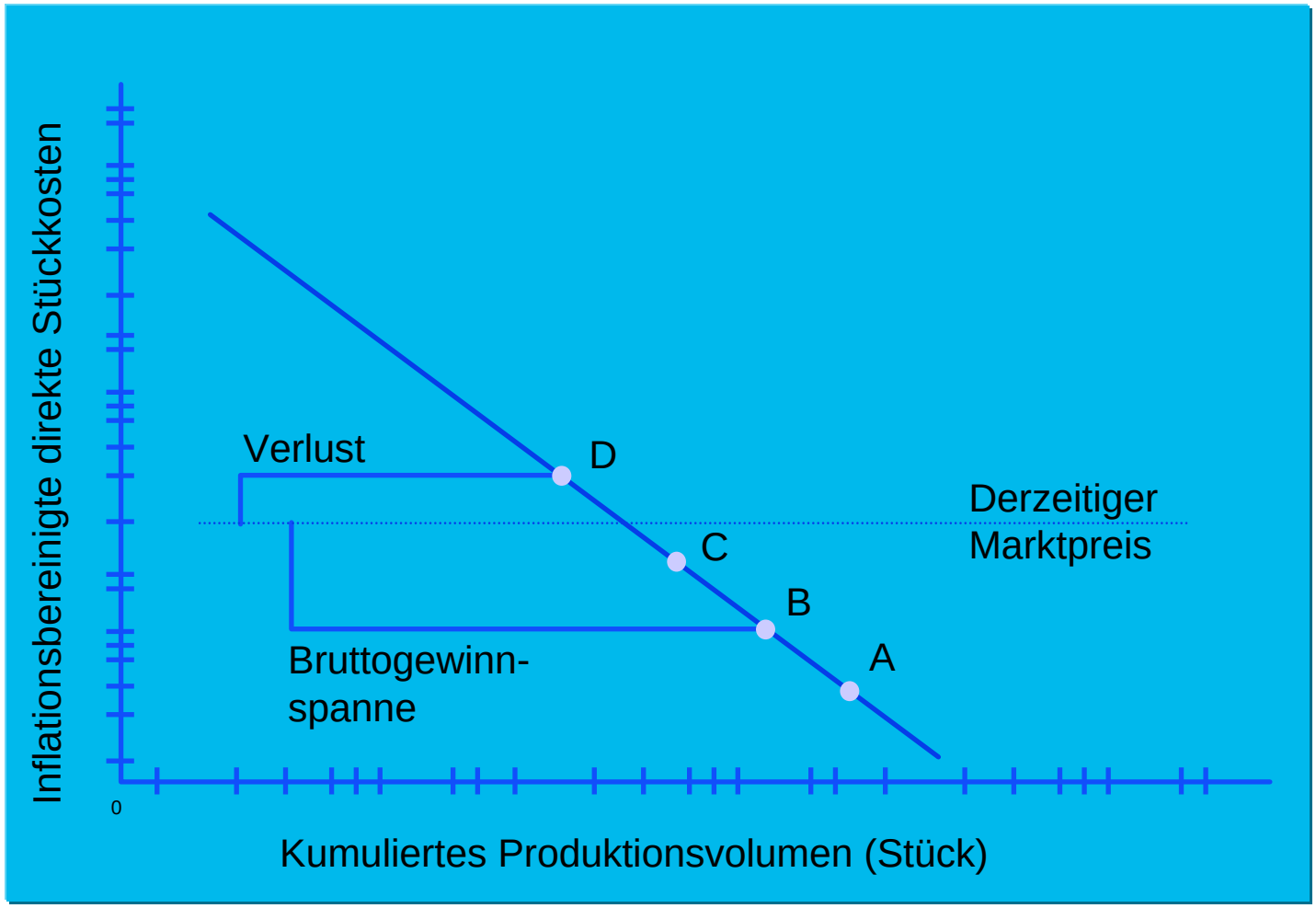
Gestaltung für Stückzahl: Jede Stückzahl hat ihre optimale Fertigung

➔ Jede Stückzahl hat ihre optimale Gestalt
Gültigkeit ist unternehmensum-feldbezogen

➔ kaum allgemeingültige Aussagen
„optimal“ heisst in jedem Umfeld etwas anderes



Wert des Marktanteils



Quelle: A.C. Hax, MIT

Übersicht der Vorlesung

Vermitteln von Grundlagen des Dimensionierens aufbauend auf der Vorlesung Dimensionieren 1 und den Grundlagen der Mechanik

Die Studierenden sollen in der Vorlesung lernen, -
Maschinenelemente richtig anzuwenden
- verschiedene grundlegende Belastungs- und Anwendungsfälle einzuordnen und
- Bauteile und Komponenten auszulegen

Es wird grosser Wert auf die Anwendung des Wissens zum Aufbau einer Handlungskompetenz gelegt.

Die Studierenden sollen in der Lage sein, selbständig
- Festigkeitsberechnungen an Bauteilen durchzuführen,
- Auslegungen zu beurteilen.

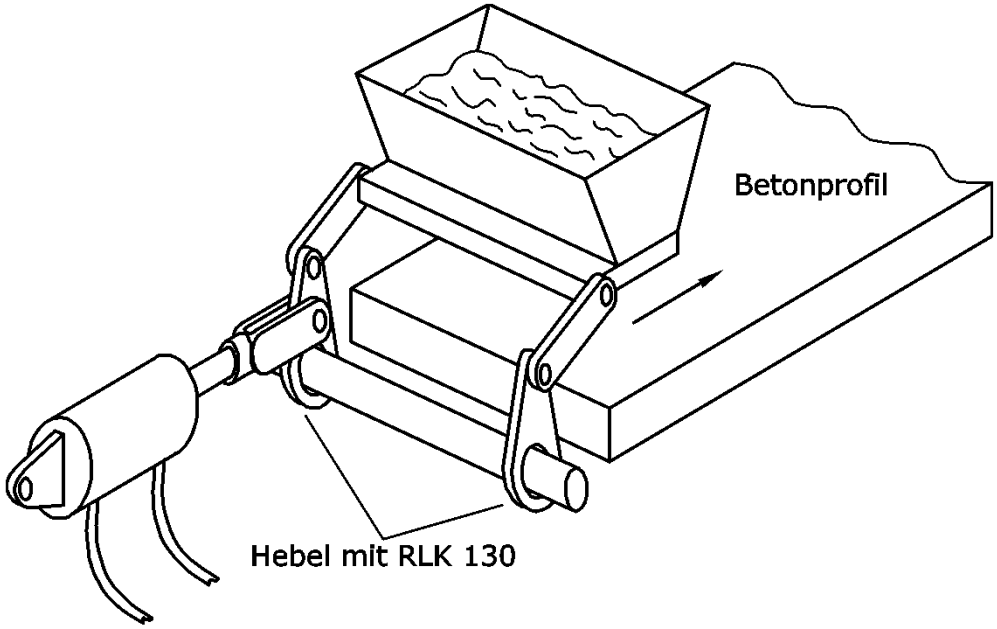
Dimensionieren 2, Maschinenelemente

Gliederung

1. Welle – Nabe – Verbindungen
2. Stoffschlüssige Verbindungen
3. Federn
4. Schrauben
5. Wälzlager
6. Gleitlager
7. Schmiermittel und Dichtungen
8. Zugmittelgetriebe
9. Verzahnungen
10. Kupplungen, Bremsen

Welle–Nabe-Verbindungen

Welle – Nabe - Verbindungen



B101wnvZ

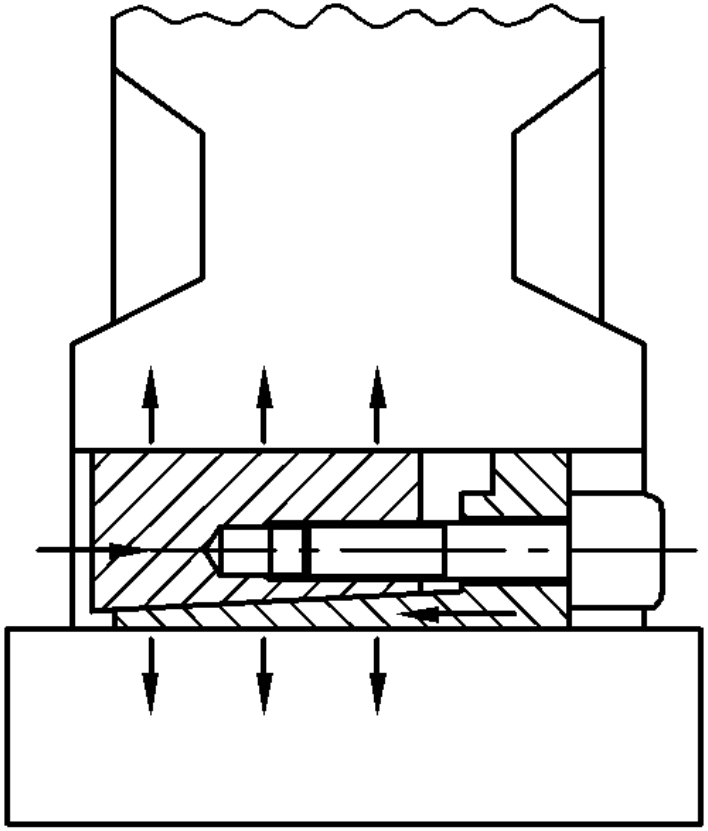
Quelle: Ringspann

Schwenkhebel über Welle angetrieben

Übertragung von Drehmoment

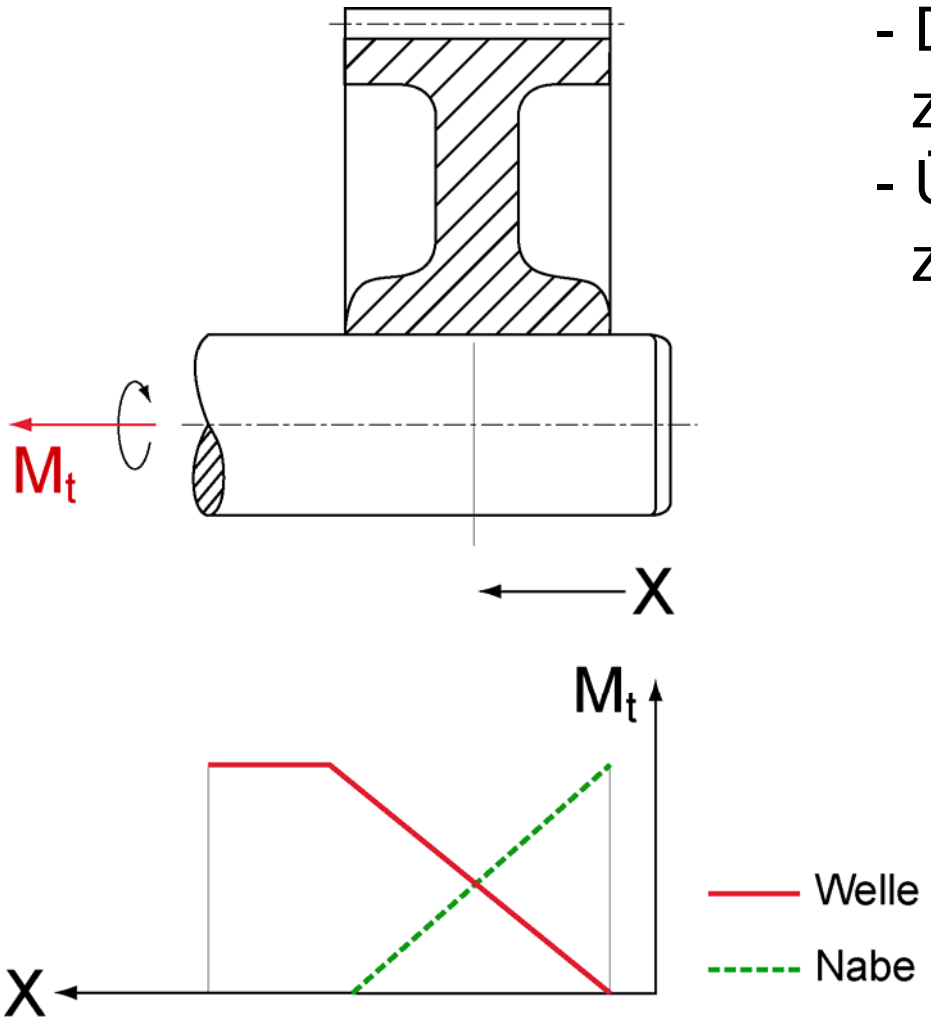
⇒ Verbindung Welle Nabe?

Mögliche Lösung! ⇒



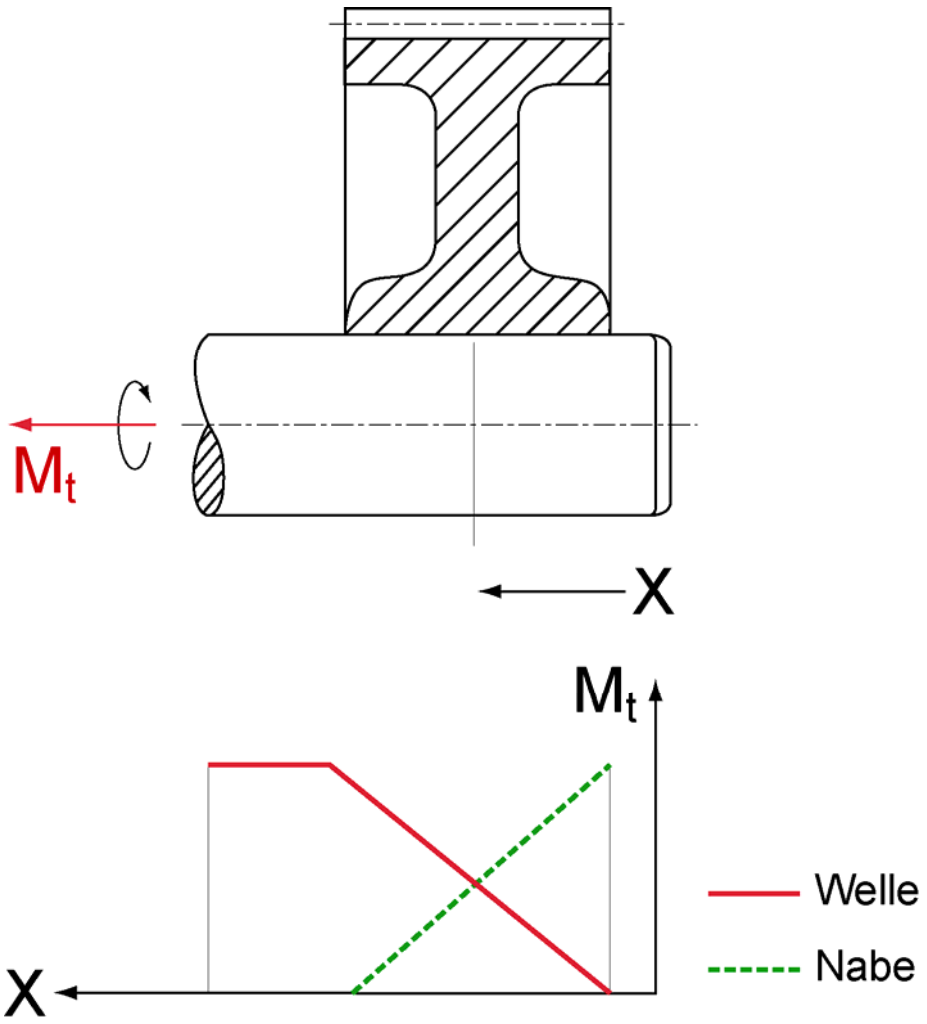
B102wnvZ

Prinzipielle Funktion der WNV

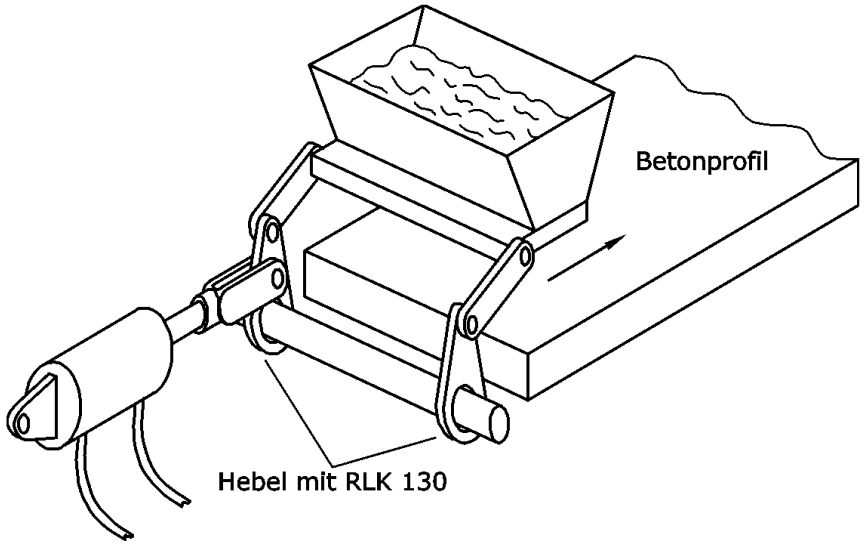


- Drehfeste Verbindung zwischen Welle und Nabe
- Übertragung von Drehmoment zwischen Welle auf Nabe

Prinzipielle Funktion der WNV



Welle – Nabe - Verbindungen



B101wnvZ

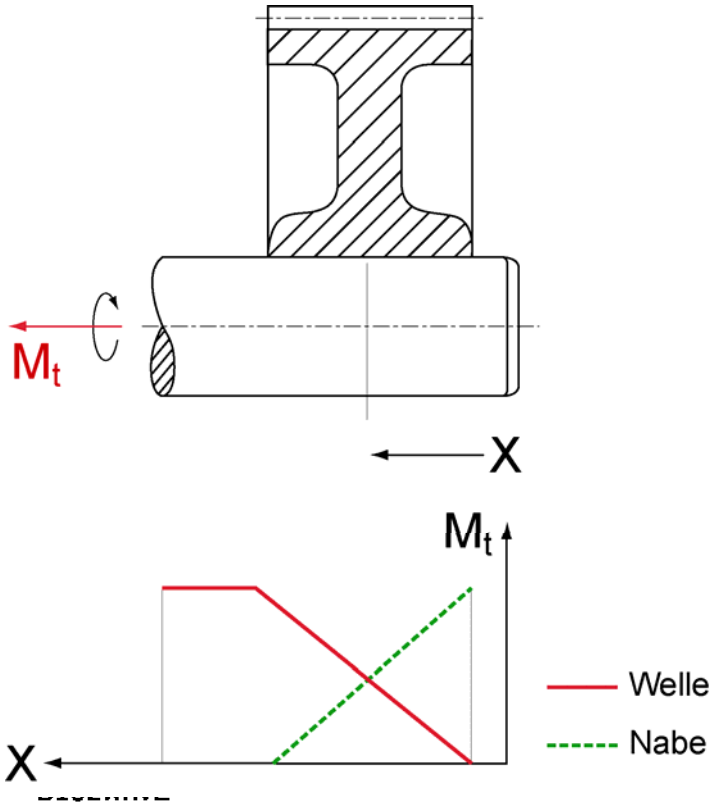
Quelle: Ringspann

Schwenkhebel über Welle angetrieben

Übertragung von Drehmoment

⇒ Verbindung Welle Nabe?

Mögliche Lösung! ⇒



Lernziele

Die Studierenden sollen

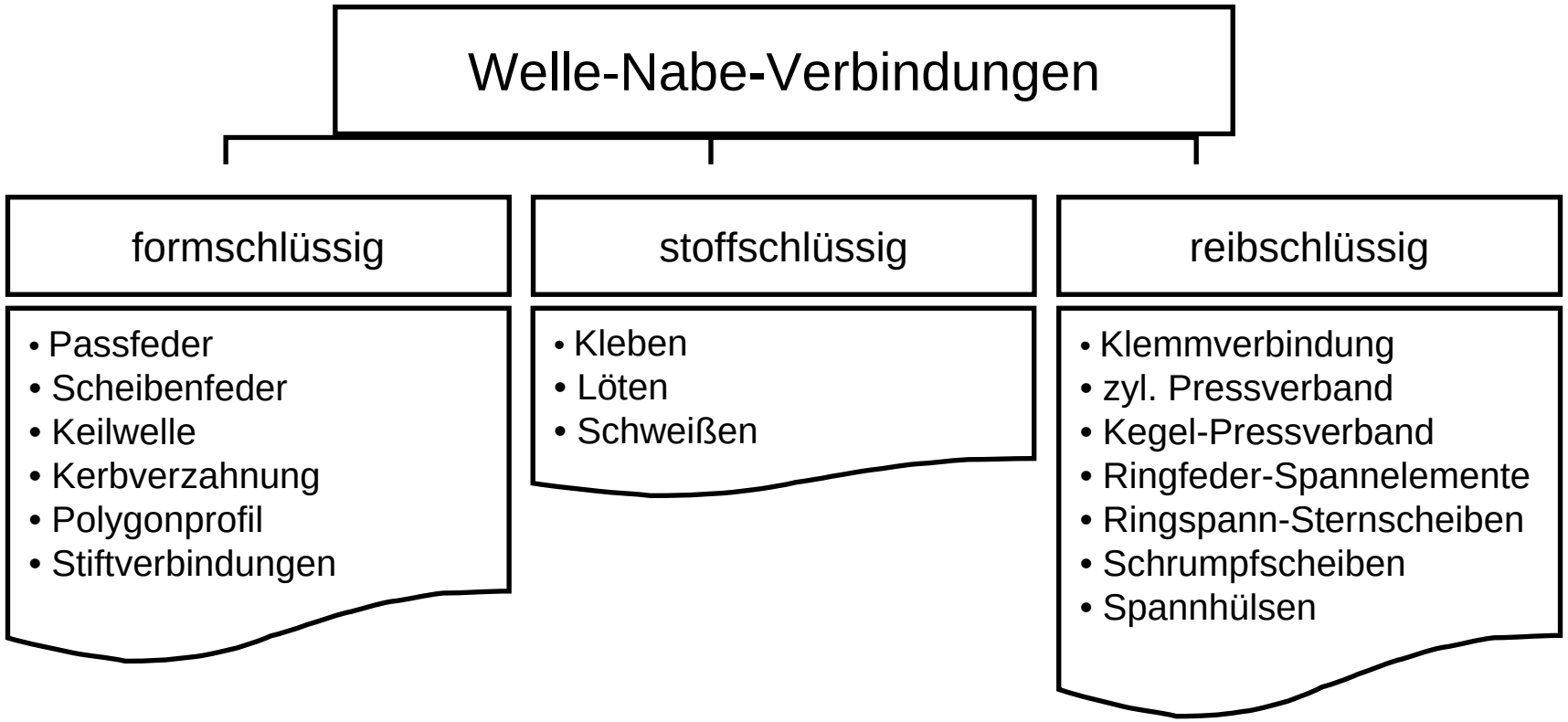
- die Klassifizierung der Welle-Nabe-Verbindungen kennen, die Wichtigsten davon namentlich, und
- ausgewählte Welle-Nabe-Verbindungen dimensionieren können.

Im Speziellen soll

- die Passfederverbindung,
- der zylindrische Pressverband (Press-, Schrumpfsitz) vertieft verstanden und durch die Studierenden selbständig dimensioniert werden können.

Im Überblick werden die Sicherungselemente und einige Gestaltungsrichtlinien und Hinweise vorgestellt.

Definition, Funktion, Einteilung

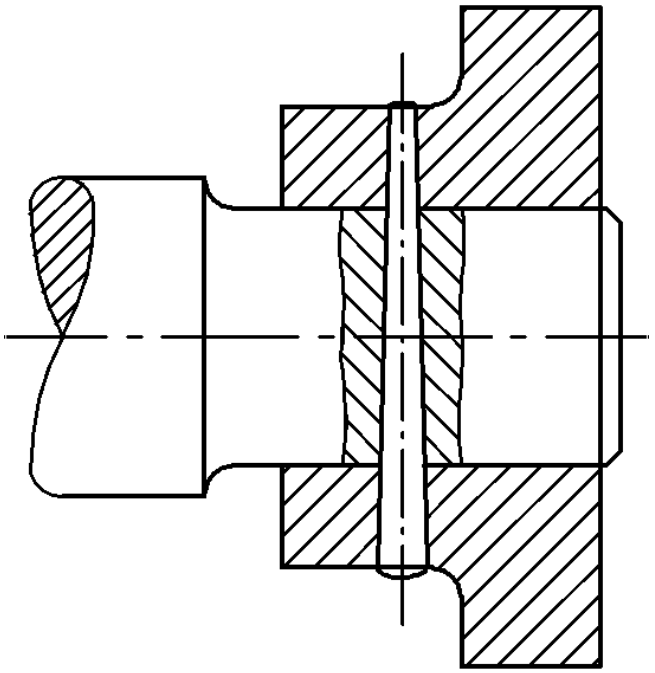


Funktion:
- Drehmoment übertragen
- Kräfte axial / radial übertragen

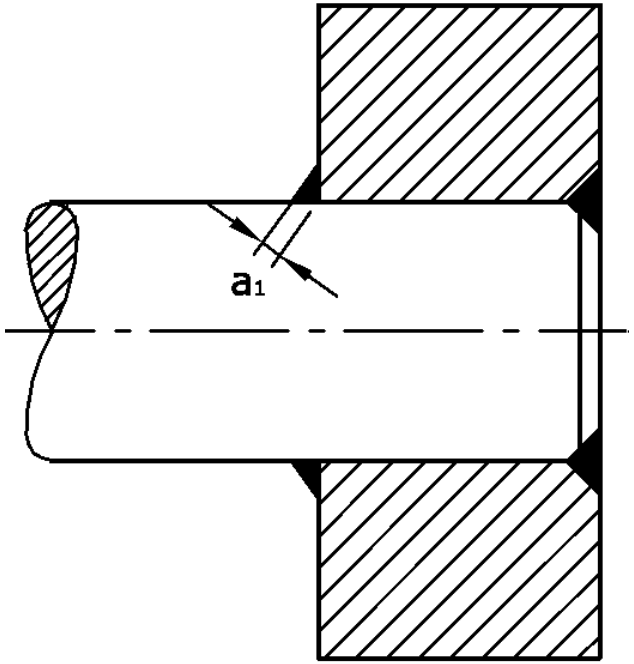
Verbindung:
- fest / beweglich
- lösbar / unlösbar

Nabe:
- Zahnrad
- Riemenrad
- Hebel
- ...

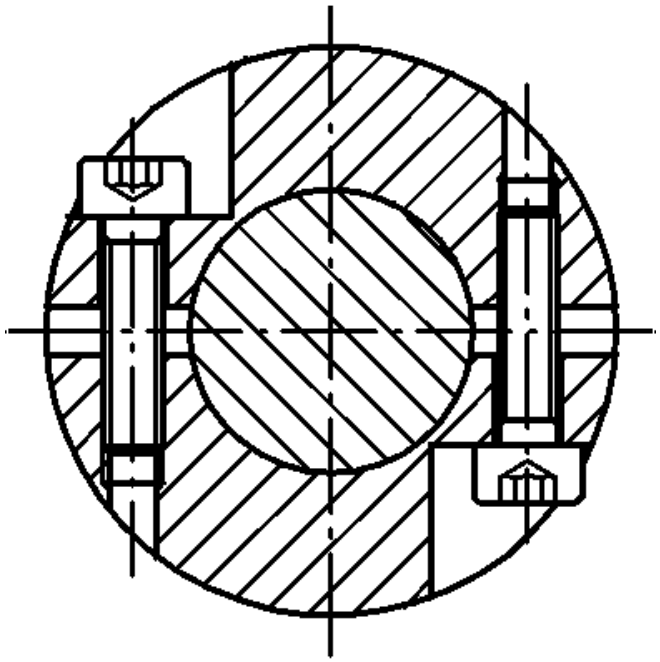
Beispiele



B002wnvZ



B003wnvZ



B004wnvZ

— formschlüssig

— stoffschlüssig

Demontage erschwert

— kraftschlüssig

Vorspannkraft erforderlich

2.7 Laserinduktionsschweissen von Vergütungsstählen

Anwendung in der Serienproduktion:

- Verlängerungswelle (VISTEON)

- Abtriebswelle (DaimlerChrysler)

- Tripode (Volkswagen)

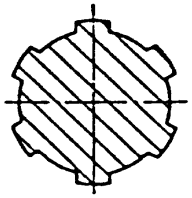
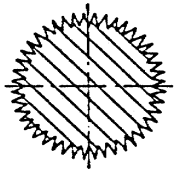
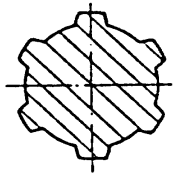
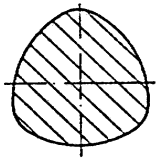
- Seitenwellen (DaimlerChrysler)

- Zentralwelle (Getrag/Ford)

- Verlängerungswelle (VISTEON)

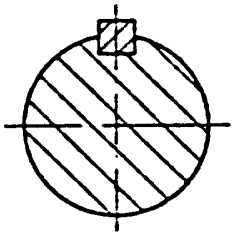
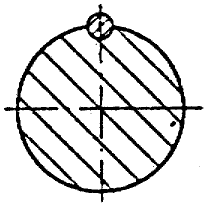
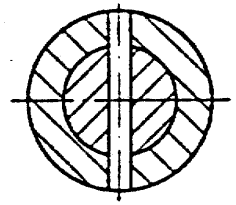
Fraunhofer IWS Institut Werkstoff- und Strahltechnik

Formschlüssige WNV: Systematische Gliederung

Art des Form-schlusses	Lage der Mitnehmer zur Wellenachse	Krümmung der Wirk-flächen der Mitnehmer	Lage der Wirkflächen zur Symmetrie der Mitnehmer	Bezeichnung	Skizze
Unmittelbar	Parallel	Eben	Parallel	Keilwelle	
			Geneigt	Kerbzahn-welle	
		Zylindrisch	Geneigt	Evolventen-profilwelle	
			Senkrecht	Polygonprofil	

nach Roth, Kollmann

Formschlüssige WNV: Systematische Gliederung

Art des Form-schlusses	Lage der Mitnehmer zur Wellenachse	Krümmung der Wirk-flächen der Mitnehmer	Lage der Wirkflächen zur Symmetrie der Mitnehmer	Bezeichnung	Skizze
Mittelbar	Parallel	Eben	Parallel	Passfeder	
		Kreis-zylindrisch	Parallel	Längsstift	
	Senkrecht	Kreis-zylindrisch	Parallel	Querstift	

nach Roth, Kollmann

Auswahl der WNV

Die Auswahl erfolgt nach den Anforderungen an die Verbindung:

- Moment:
  - Grösse
  - Richtung (einseitig, beidseitig)
  - Varianz (konstant, wechselnd, schwellend, stossartig)
- Bauraum und Zugänglichkeit
- Demontierbarkeit
- axiale Kraft
- axiale Verschiebbarkeit (ohne Last, unter Last)
- azimutale Einstellbarkeit
- Drehzahl (Unwucht akzeptabel)

Eigenschaften / Eignung

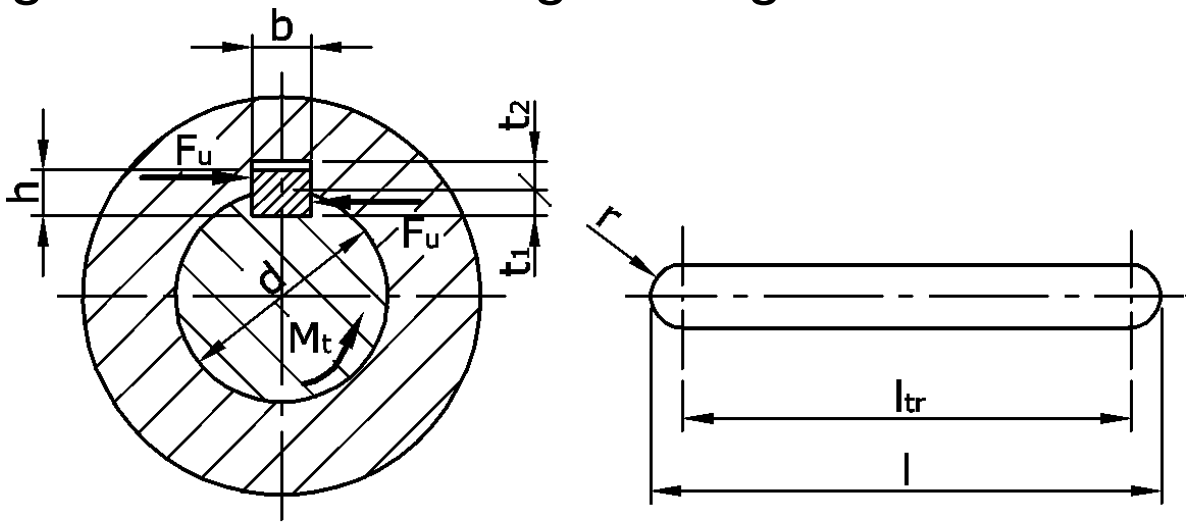
geeignet, wenn...gefordert	Welle-Nabe-Verbindungen: Reibschlüssige Verbindungen: Querpressverband	Längspressverband	Kegelpressverband	Kegelspannring (Ringfeder)	Kegelspannsatz	Schrumpfscheiben	Sternscheiben	Druckhülsen	Toleranzringe	Klemmverbindung	Keilverbindung	Formschlüssige Verbindungen: Pass- und Gleitfeder	Keilwelle	Zahnwelle	Polygonprofil	Längsstift	Querstift	Stoffschlüssige Verbindungen: Klebverbindung	Lötverbindung	Schweissverbindung
Übertragung grosser einseitiger Drehmomente	4	4	4	3	4	4	2	3	0	2	2	2	4	4	4	2	1	3	4	4
Übertragung wechselnder und stosshafter Drehmomente	4	4	4	3	4	4	2	3	0	2	2	0	3	3	4	0	0	1	4	4
Aufnahme hoher Axialkräfte	4	4	4	2	3	3	2	3	1	2	2	0	0	0	0	0	1	3	4	4
Nabe axial zu verschieben	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	4	4	2	2	0	0	0	0	0
Nabe axial unter Last verschieben	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	2	4	2	2	0	0	0	0	0
Nabe in Drehrichtung versetzbar	3	3	4	4	4	4	4	4	4	4	0	0	2	2	2	0	0	0	0	0
Verbindung nachstellbar	0	0	4	4	4	4	4	0	4	4	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0
geringer Fertigungsaufwand	4	4	2	2	2	2	3	4	4	2	2	3	1	1	1	2	2	3	3	2
geringer Montageaufwand	2	2	4	4	4	4	4	4	4	3	3	3	3	3	3	3	4	2	2	2
gute Wiederverwendbarkeit	1	1	4	4	4	4	4	4	4	4	2	4	4	4	4	2	2	2	2	0
Selbstzentrierung der Verbindung	4	4	4	0	4	4	0	4	0	2	0	3	4	4	4	4	4	2	2	2
geringe Unwucht	4	4	4	2	3	3	1	3	0	0	0	2	3	3	4	1	1	3	3	3

(4) sehr gut geeignet ... (0) nicht geeignet bzw. entfällt

Formschlüssige Welle-Nabe-Verbindungen

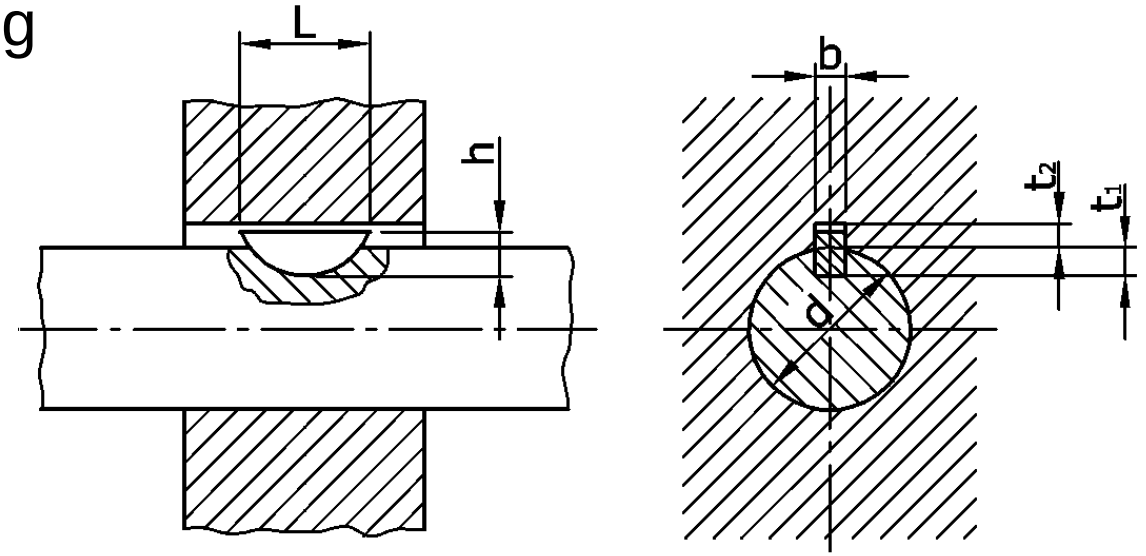
Beispielhaft werden die folgenden Verbindungen vorgestellt:

Passfeder-Verbindung



B007wnvZ

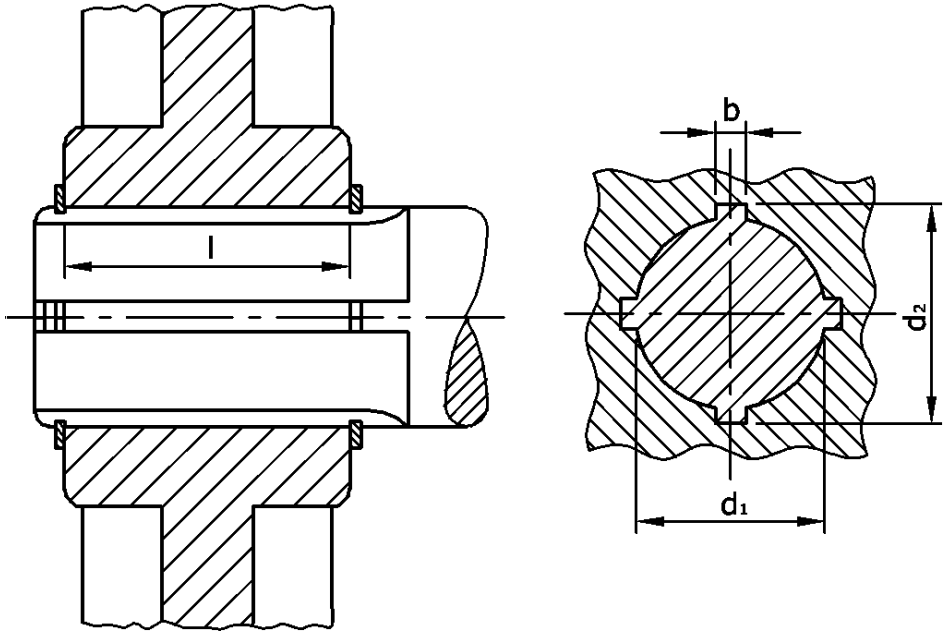
Scheibenfeder-Verbindung



B013wnvZ

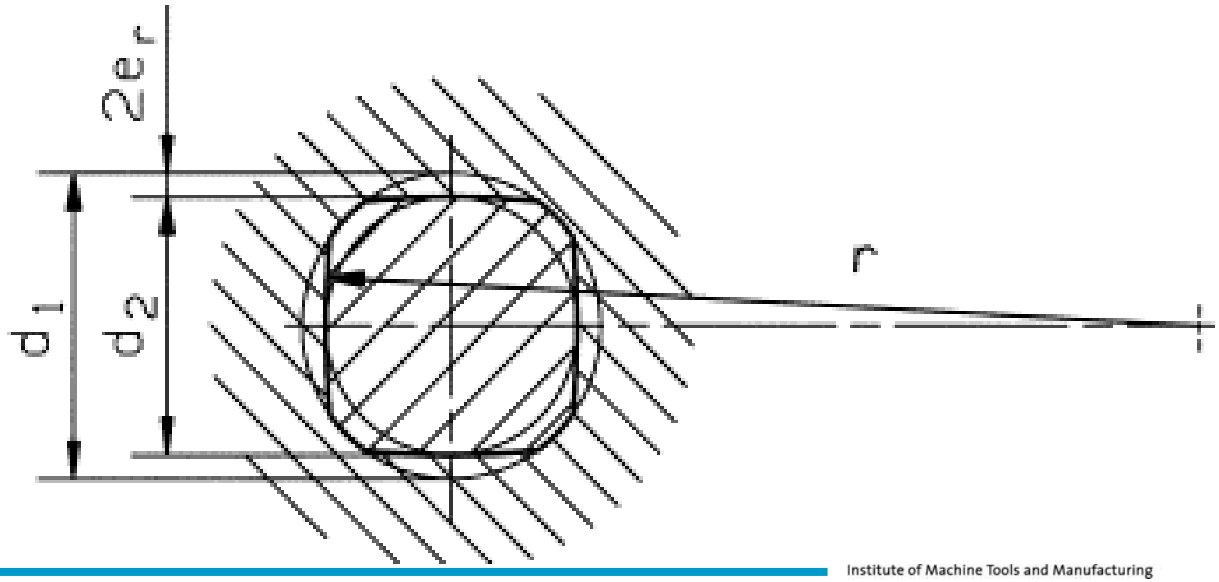
Formschlüssige Welle-Nabe-Verbindungen

Keilwellenverbindung

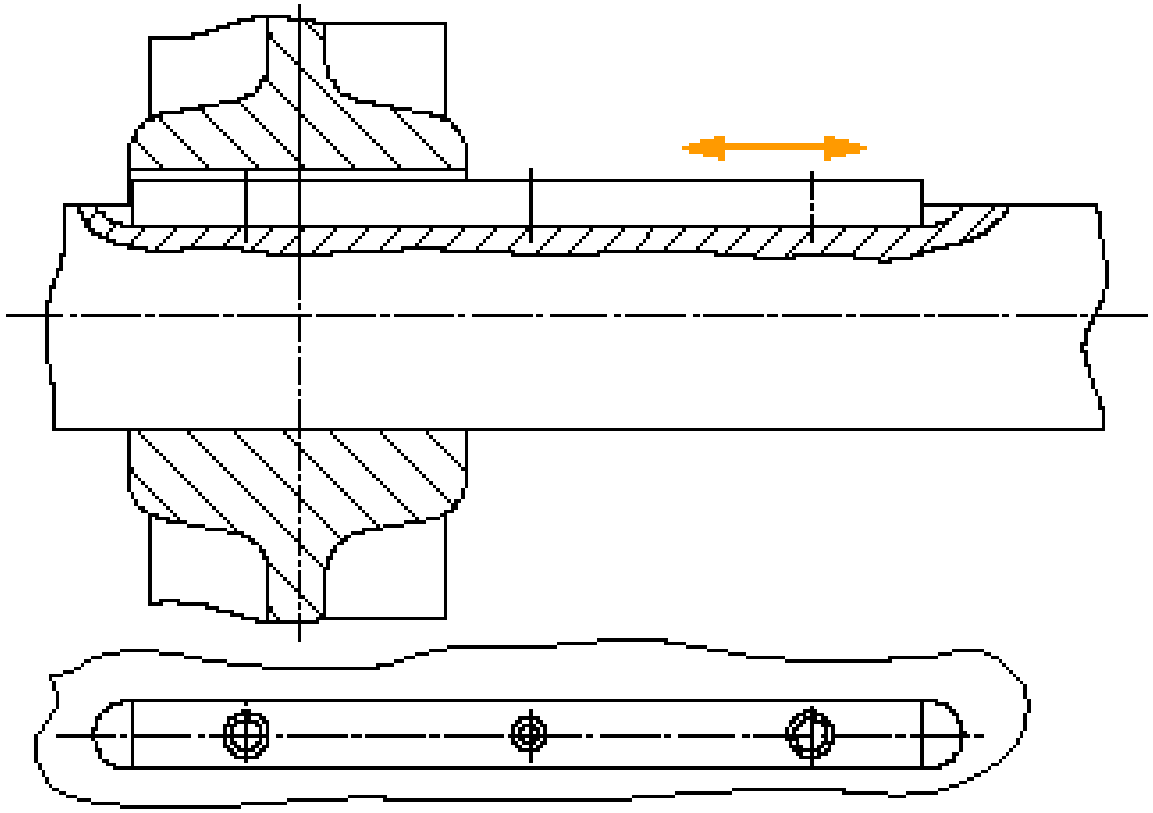


B015wnvZ

Polygonverbindung



Axiale Verschieblichkeit: Gleitfeder

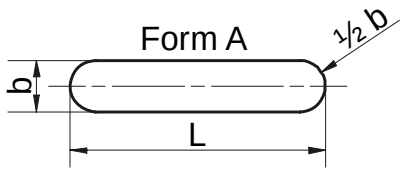
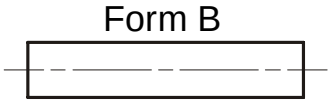
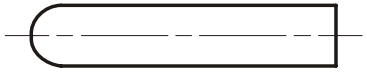
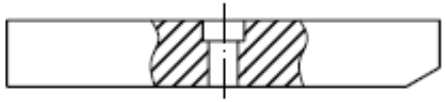


Befestigungsbohrungen
Abdrückbohrung

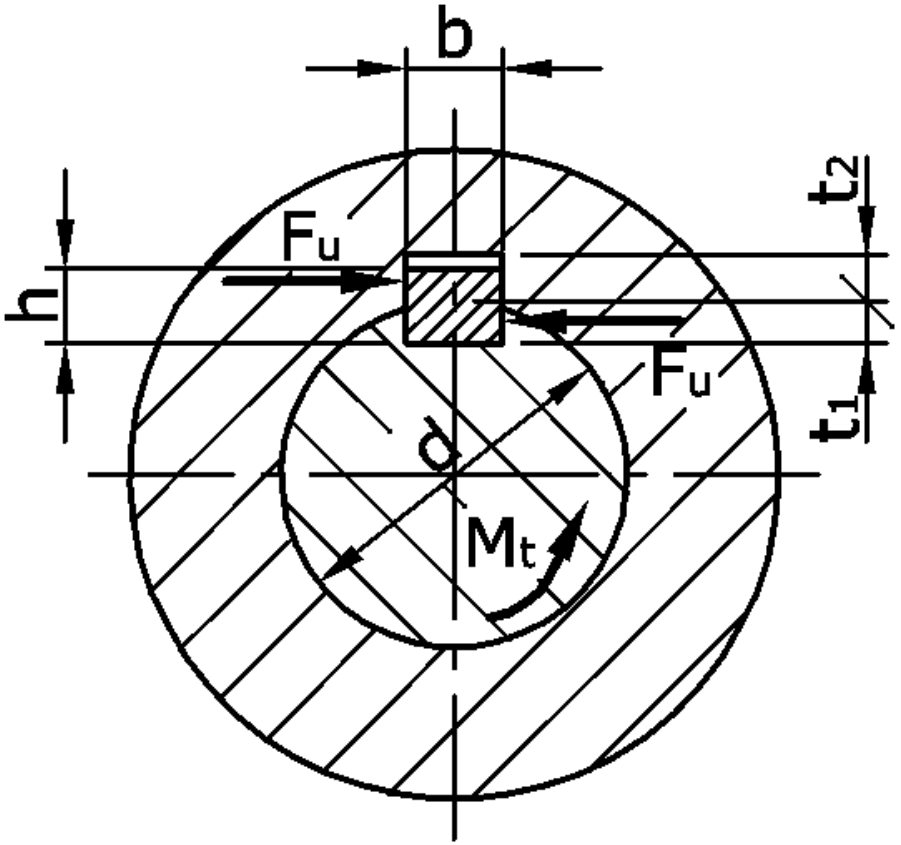
Passfederverbindung

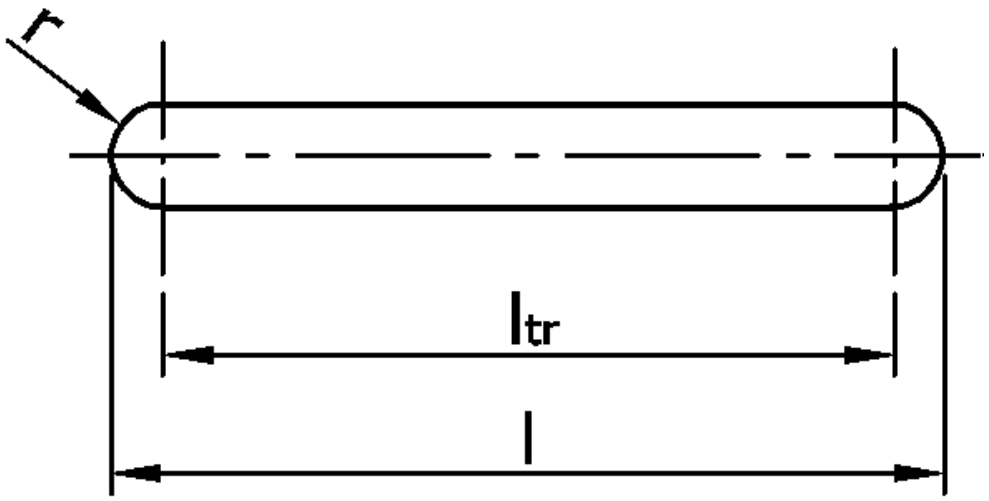
DIN 6885: Breitentoleranz genormt: H9

Formen genormt, Radien genormt

Passfeder-Formen			
rundstirnig		Form D	Form E
geradstirnig		Form C	Form F
Sonderformen			

Passfederverbindung





- Für kleine / mittlere Momente
- Einseitig, stossfreie Momente
- einfach und preiswert
- Einfache (De-)Montagefähigkeit

- Kleine Drehzahlen
- Azimutal nicht einstellbar
- Azimutale Ausrichtung

Dimensionierung

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

Umfangskraft (für Welle / Nabe ungefähr gleich),

$$d >> h$$

Kritische Bauteile

- Nabe: Flächenpressung (Lochleibung) p_N
- Welle: Flächenpressung (Lochleibung)
- Passfeder: Flächenpressung und Schubspannung

  (Werkstoff: vielfach C45k)

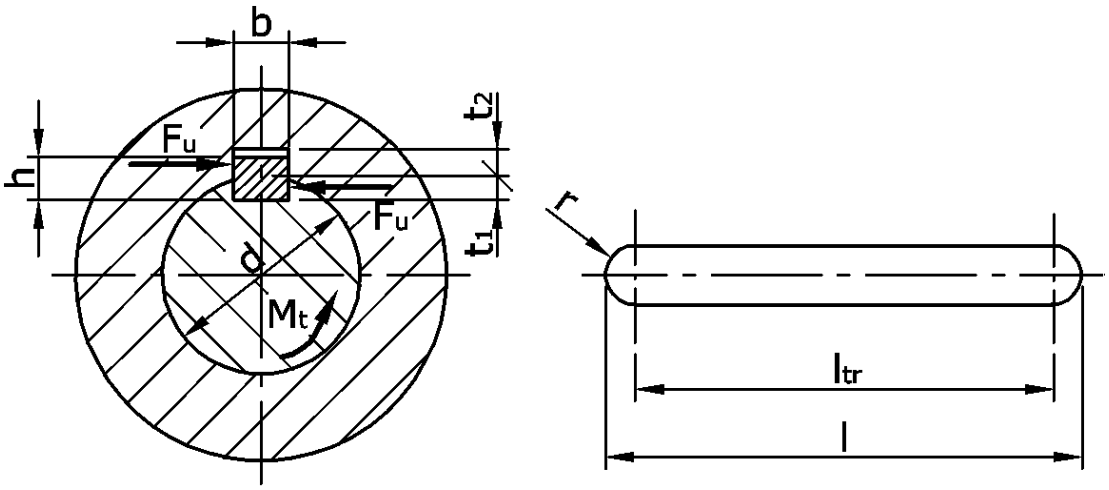
Bei Verwendung genormter Passfedern zu genormten Wellendurchmessern braucht der Festigkeitsnachweis auf Schubspannungen nicht geführt zu werden.

Dimensionierung

Nabe / Welle / Passfeder:

$$p_N = \frac{F_u}{(h - t_1) l_{tr} i \varphi}$$

$$p_N = \frac{2M_t}{d(h - t_1) l_{tr} i \varphi}$$



Mit

$(h - t_1)$: Traghöhe auf Nabenseite

l_{tr}: tragende Länge:

$l_{tr} = l - 2r$ für rundstirnige Passfedern

$l_{tr} = l$ für rechteckige Passfedern

i: Anzahl Passfedern (max. 2)

φ: Traganteil bei mehreren Passfedern

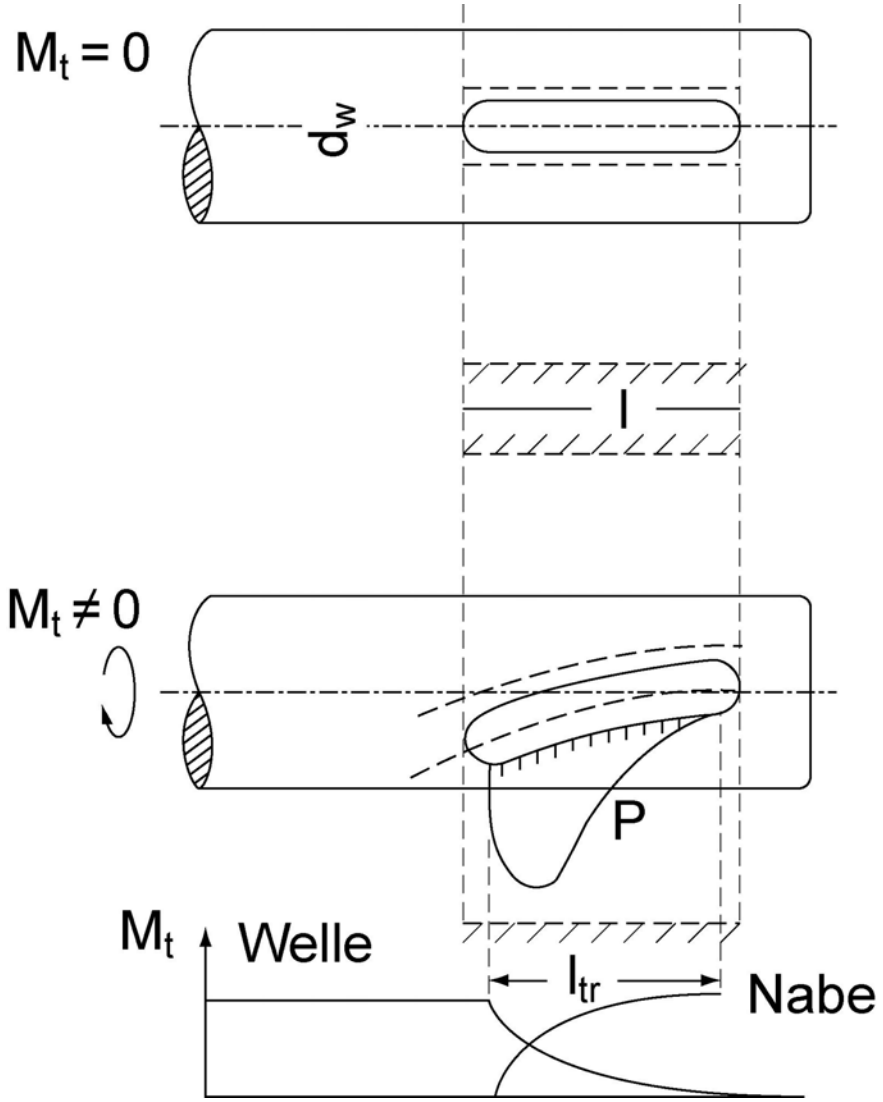
$\varphi = 1$: bei einer Passfeder

$\varphi = 0.75$: bei zwei Passfedern

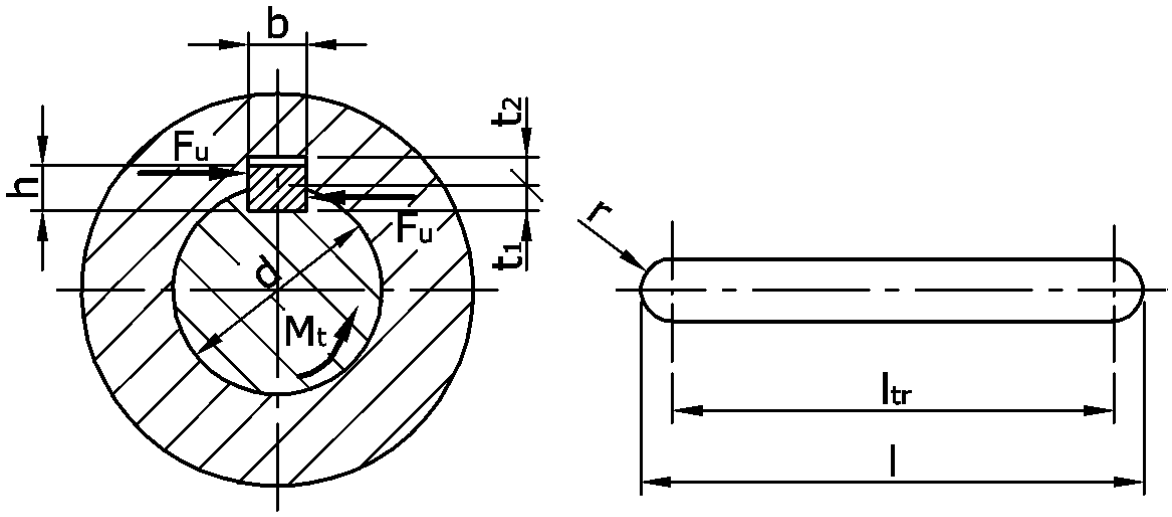
Momentenübertragung durch Passfedern

$$l_{tr} \leq 1.5d$$

Ansonsten wird nur die nicht tragende Länge vergrössert.



Dimensionierung



B007wnvZ

Festigkeitsbedingung:

$$p < p_{zul}$$

$$M_{tzul} = \frac{p_{zul} d l_{tr} (h - t_1) i \varphi}{2} > C_B M_{nenn}$$

p_{zul}: Minimum aus zulässiger Flächenpressung der Nabe, der Passfeder und der Welle

Betriebsfaktor c_B

Arbeitsweise der Antriebsmaschine	Arbeitsweise der getriebenen Maschine			
	gleichmässig (uniform)	leichte Stösse	mässige Stösse (moderate)	starke Stösse (heavy)
gleichmässig (uniform)	1.0	1.25	1.5	1.75
leichte Stösse	1.1	1.35	1.6	1.85
mässige Stösse (moderate)	1.25	1.5	1.75	2.0
starke Stösse (heavy)	1.5	1.75	2.0	2.25 oder höher

Zulässige Flächenpressung

$$p_{zul} = \frac{f_S \cdot R_{e\,\min}}{S_F}$$ duktil

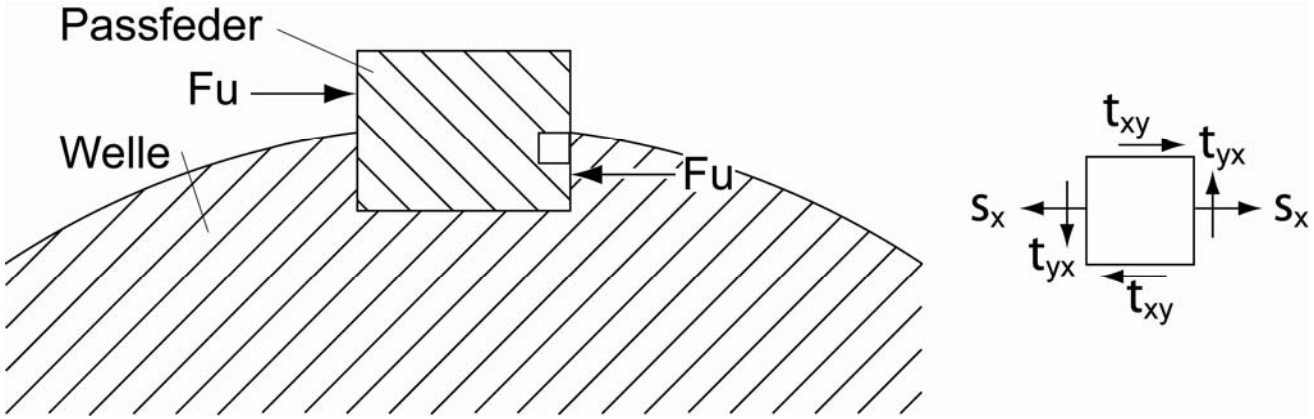
$$p_{zul} = \frac{f_S \cdot R_{m\,\min}}{S_B}$$ spröde

$$p_{zul} \approx 0.9 \cdot R_e$$

mit S_F: 1.3–2.5; S_B: 2.0–3.0 nicht verwenden

Stützfaktor f_S nach DIN 6892: Passfeder $f_S = 1$, Welle aus Stahl: $f_S = 1.2$, Nabe aus Stahl $f_S = 1.5$

Passfeder



Im infinitesimalen Element am Rand der Trennstelle herrscht Flächenpressung und Schubspannung

Literatur behandelt dies getrennt!

$$\tau = \frac{F_u}{b \cdot l_{tr} \cdot i \cdot \varphi} = \frac{2 \cdot M_t}{d \cdot b \cdot l_{tr} \cdot i \cdot \varphi} < \tau_{zul}$$

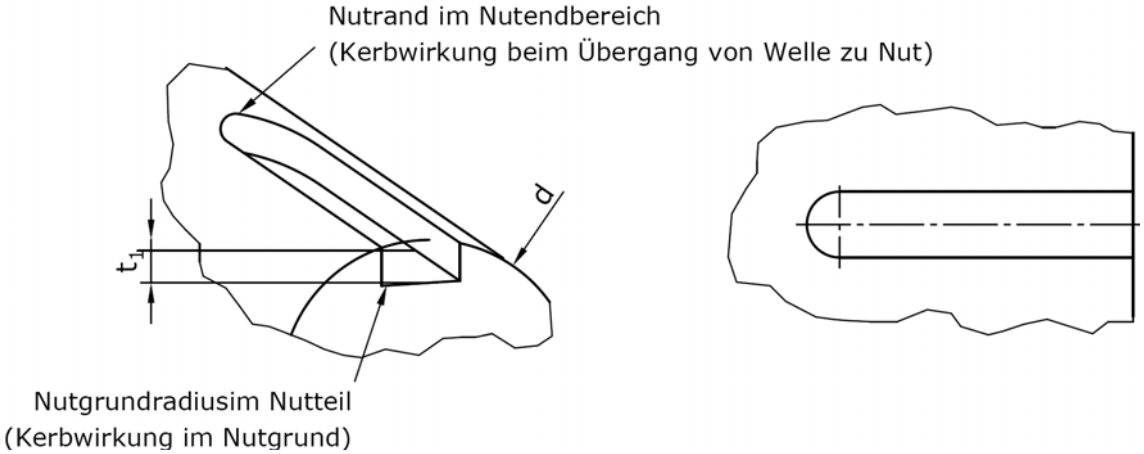
Vergleichsspannung (korrekterweise)

$$\sigma_V = \sqrt{\sigma_x^2 + 3\,\tau^2} < \sigma_{zul} = \frac{\sigma_F}{S_F}$$

Festigkeitsnachweis der Welle

An der Stelle der Nut treten Spannungsspitzen auf.

Rechnung mit Formzahlen:

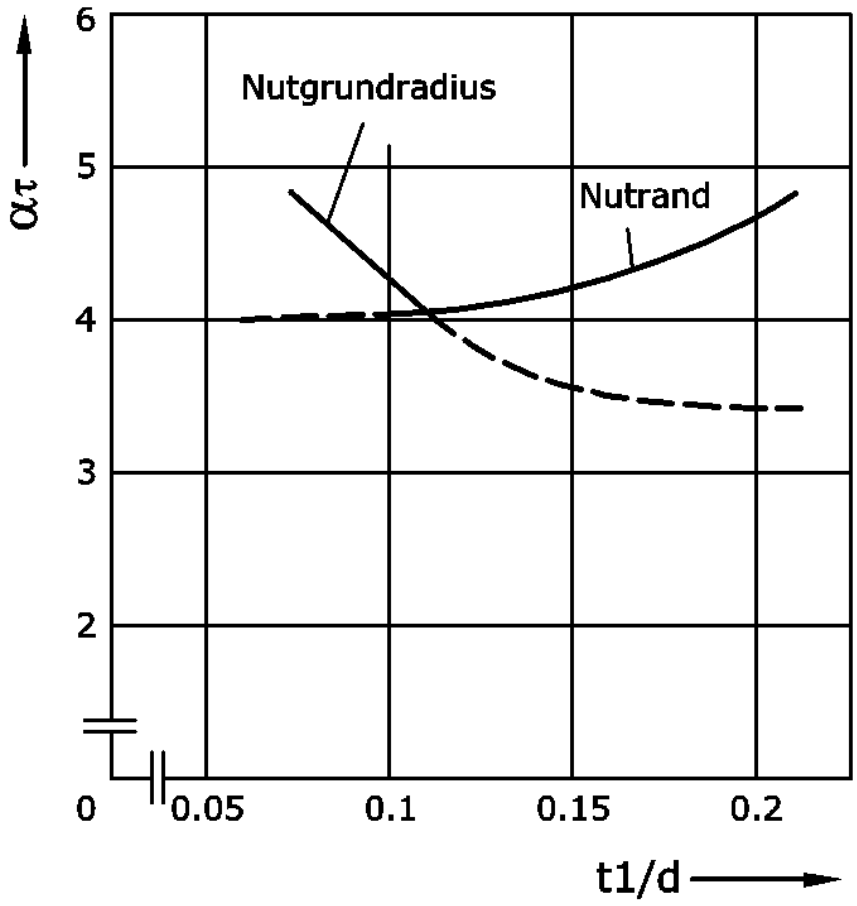


Radius kleiner als Federradius!

Schubspannung $\tau_{max} = \alpha_\tau \frac{M_t}{W_p}$

Normalspannung $\sigma_{max} = \alpha_\sigma \frac{M_B}{W_B}$

- im Nutgrund $\alpha_\sigma \cong 5$



Festigkeitsnachweis Welle mit Kerbwirkungszahlen

Kerbwirkungszahlen fassen Kerbwirkung und Stützwirkung zusammen

Biegespannung

$$\sigma_{ba} \leq \frac{\sigma_A}{C_B S_D}$$

Vergleichsspannung

$$\sigma_{va} \leq \frac{\sigma_A}{C_B S_D}$$

Anstrengungsverhältnis, speziell für umlaufende Biegung, schwellende Torsion:

$$\alpha_{0k} = \alpha_0 \frac{\beta_{kt}}{\beta_{kb}} \quad , \quad \alpha_0 = \frac{\sigma_{bW}}{\sqrt{3}\tau_{Sch}}$$

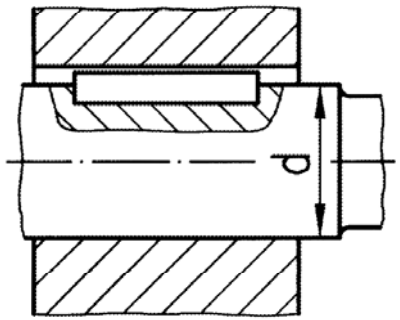
Vergleichsspannung als Spannungsausschlag und Mittelspannung:

$$\sigma_v = \sqrt{\sigma_b^2 + 3(\alpha_{0k}\tau_t)^2}$$

Werkstoffkennwert Wechselfestigkeit,
damit ggf. Smith – Diagramm:

$$\sigma_{Wk} = b_0 b_S \frac{1}{\beta_{kb}} \sigma_W$$

Festigkeitsnachweis Welle mit Kerbwirkungszahlen



Wellen- und Nabenform	$\sigma_B(d)$ in N/mm^2								
	400	500	600	700	800	900	1000	1100	1200
$\beta_\sigma(d_{BK})$	2,1 [1)]	2,3 [1)]	2,5 [1)]	2,6 [1)]	2,8 [1)]	2,9 [1)]	3,0 [1)]	3,1 [1)]	3,2 [1)]
	$\beta_\sigma(d_{BK}) \approx 3{,}0 \cdot \left(\sigma_B(d) / \left(1000\, N/mm^2\right)\right)^{0{,}38}$								
$\beta_\tau(d_{BK})$	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7	1,8	1,8	1,9	2,0
	$\beta_\tau(d_{BK}) \approx 0{,}56 \cdot \beta_\sigma(d_{BK}) + 0{,}1$								

Bei zwei Passfedern ist die Kerbwirkungszahl $\beta_{\sigma,\tau}$ mit dem Faktor 1,15 zu erhöhen (Minderung des Querschnittes):

$$\beta_{\sigma(2\,\text{Passfedern})} = 1{,}15 \cdot \beta_\sigma$$

Die angegebenen β_σ- Werte gelten für $\tau_{tm}/\sigma_{ba} = 0.5$ und sind Richtwerte

Für $\tau_{tm}/\sigma_{ba} > 0.5$ sinken die Kerbwirkungszahlen

Bei reiner Umlaufbiegung erhöht sich die Kerbwirkungszahl um Faktor 1.3

Entwurfsrichtlinien Passungen

Toleranz der Passfederbreite h9

Art des Sitzes	Toleranzen				Eigenschaften des Sitzes
	Nutbreite		Nenndurchmesser		
	Welle	Nabe	Welle	Nabe	
Gleitsitz	H8	D10	g6	H7	beweglich
Übergangssitz	N9	J9	h7	H8	leicht montier-bar
Fester Sitz (gut abziehbar)	P9	P9	h7	H7	für seltene Montage
Fester Sitz (schwer abzieh-bar)	P9	P9	k6	H7	robust, für seltene De-montage

Entwurfsrichtlinien

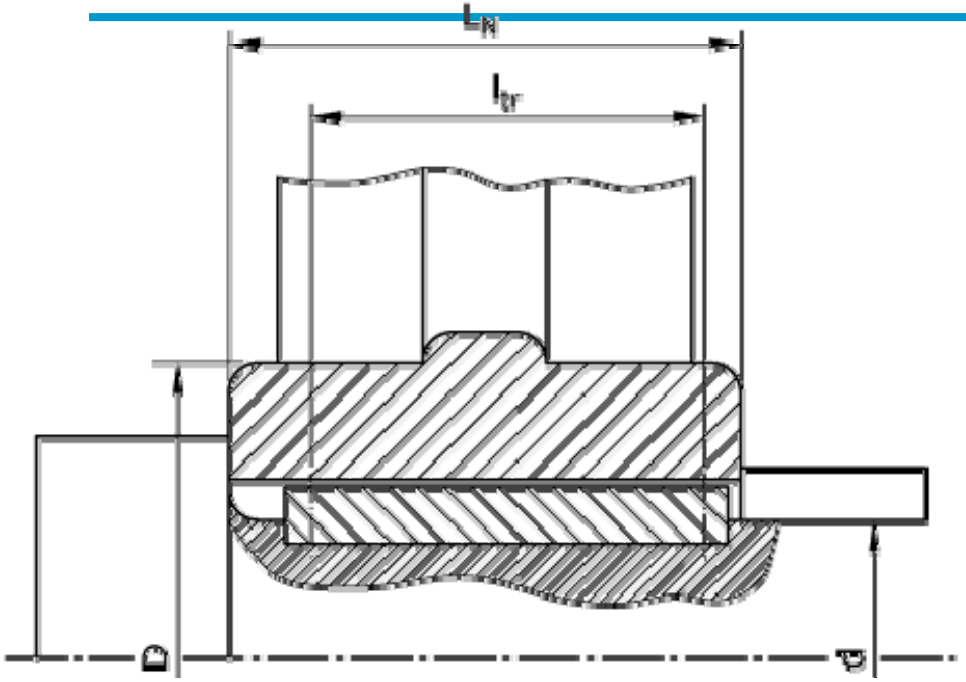


Bild (B011wnvZ) Geometrische Grössen an der Passfeder-Verbindung

Material der Nabe	D	L_N
St, GS	1.6–1.8 · d	1.6–1.8 · d
GG	1.8–2.0 · d	1.8–2.0 · d

Tabelle (T007wnvZ) Nabengeometrie

Länge der Feder < Länge der Nabe

Rückenspiel

Passung

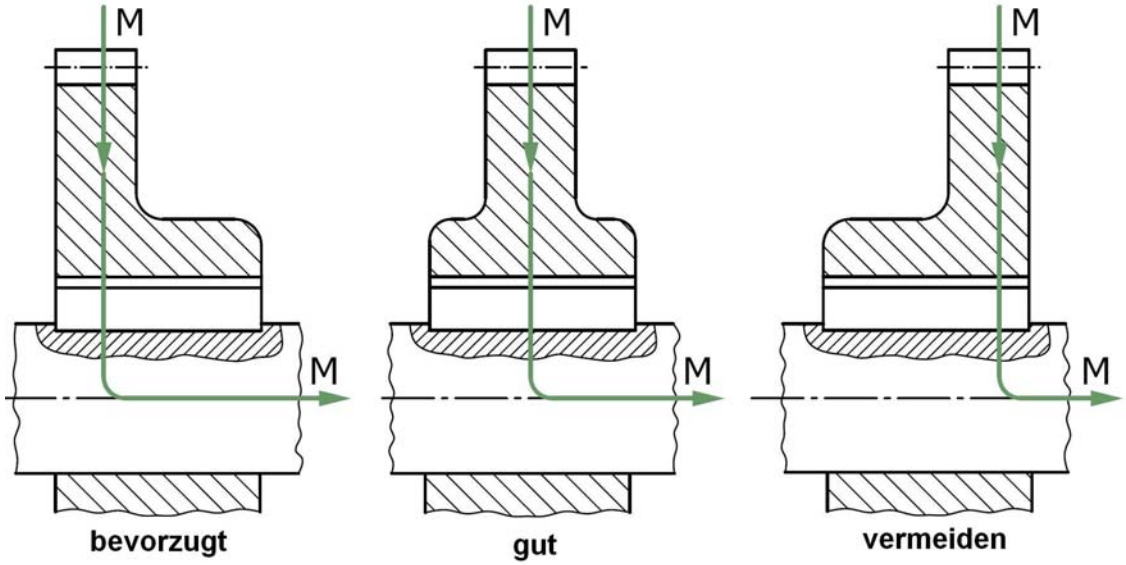
- Feder: h9
- Nut: verschiebbar D10 / fest J9–P9

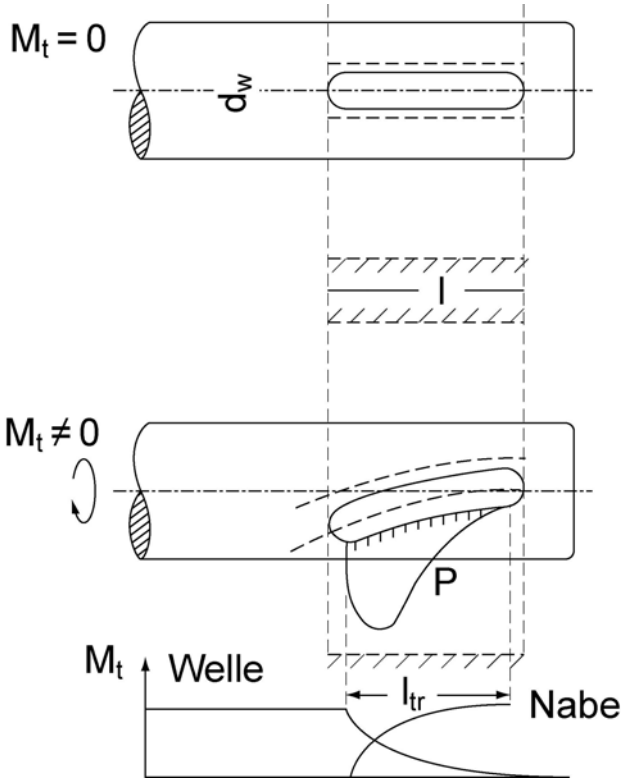
Wechselnde Drehmomente

➔ Übermasspassung Welle / Nabe

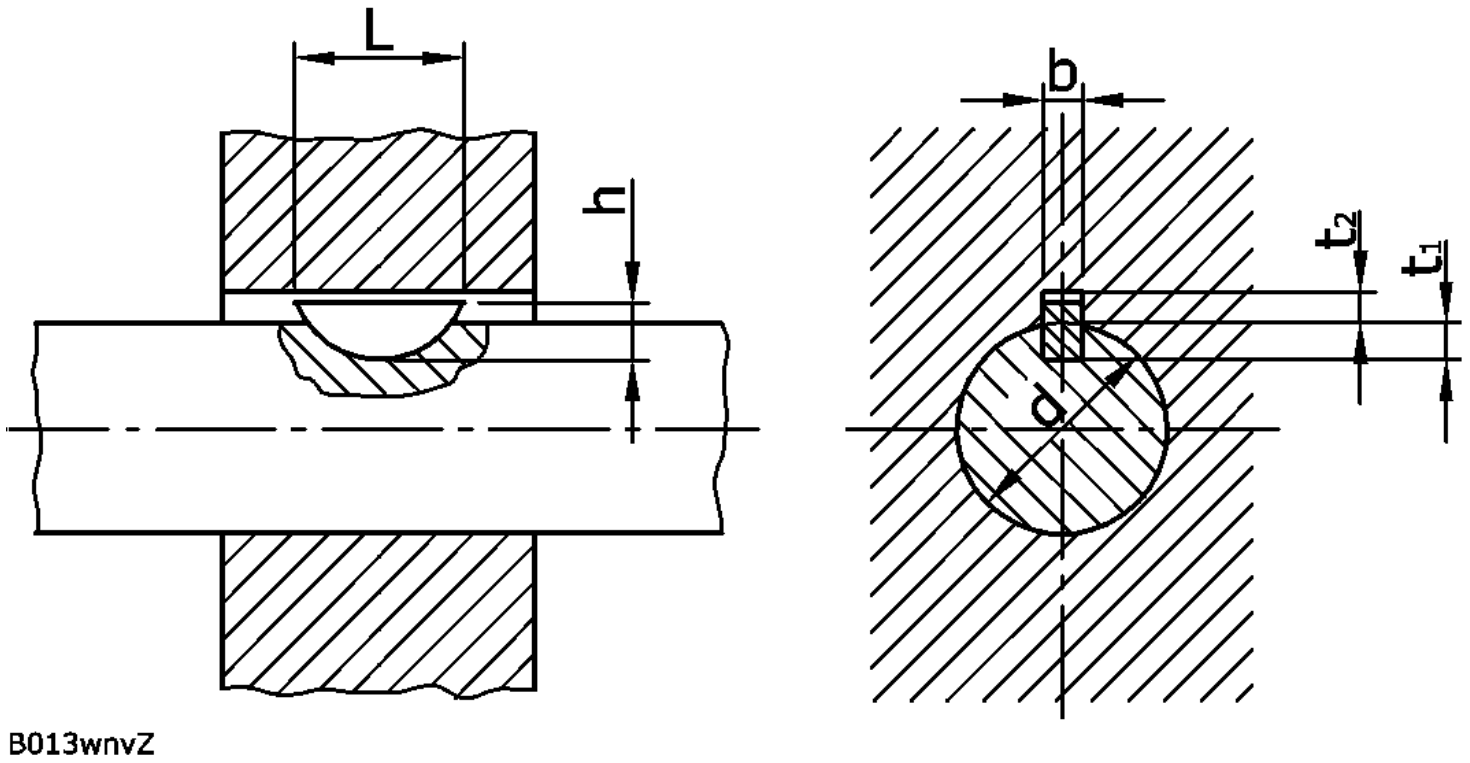
Entwurfsrichtlinien

Gleichmässige Momenten-Ein- bzw. -Ausleitung





Scheibenfeder-Verbindungen



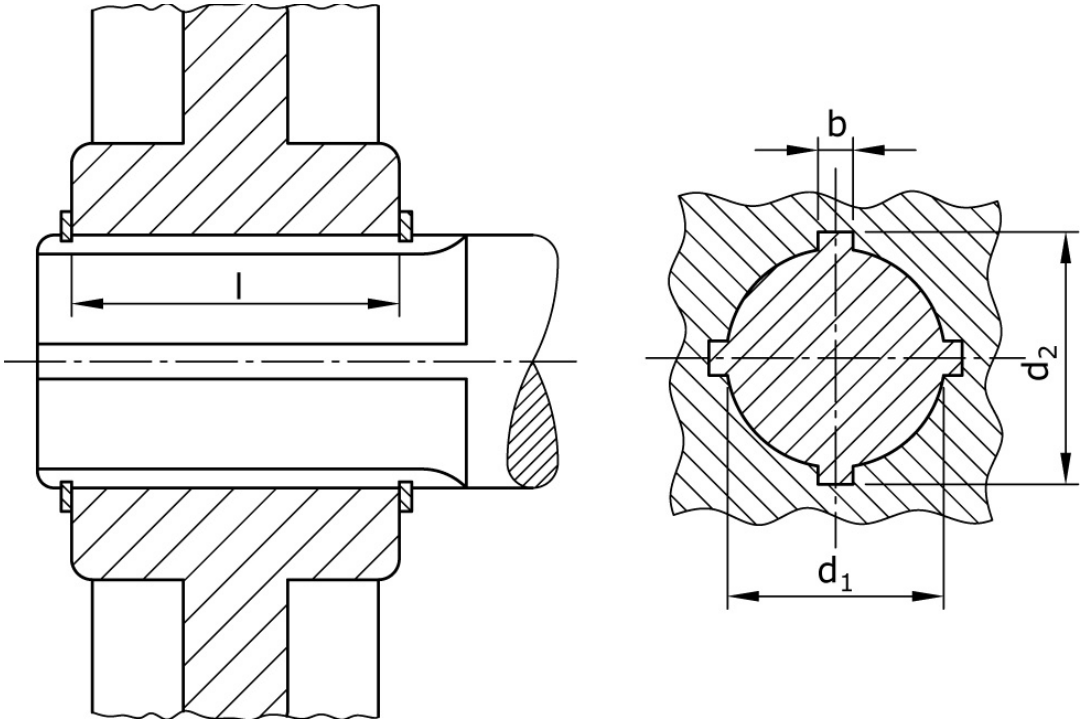
B013wnvZ

Einfache Herstellung

Nur kleine, konstante Drehmomente

Dimensionierung analog Passfeder

Keilwellen-Verbindung

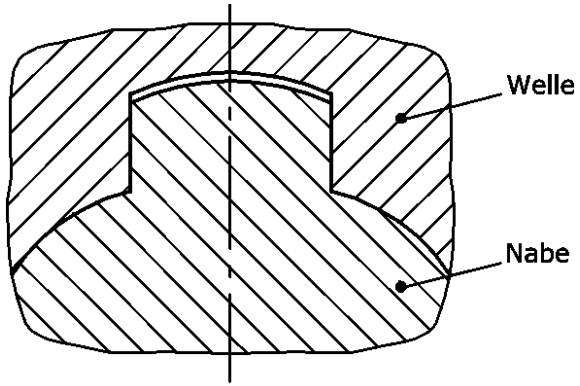


Eignung:

- grosse Drehmomente
- auch stossartig und wechselnd
- mässige Kerbwirkung in Biegung, grösser in Torsion
- axial verschiebbar
- azimutal in Teilung verstellbar
- für genauen Rundlauf geeignet

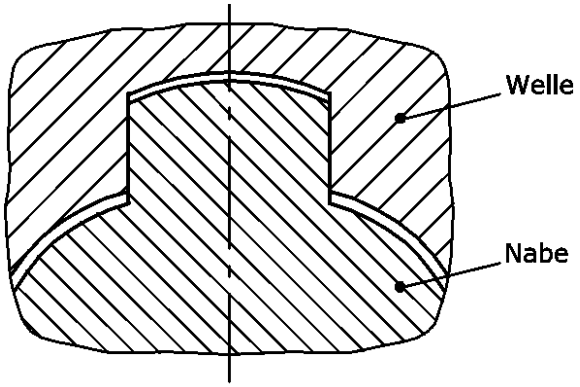
Keilwellen-Verbindung

Innenzentrierung
für genauen Rundlauf



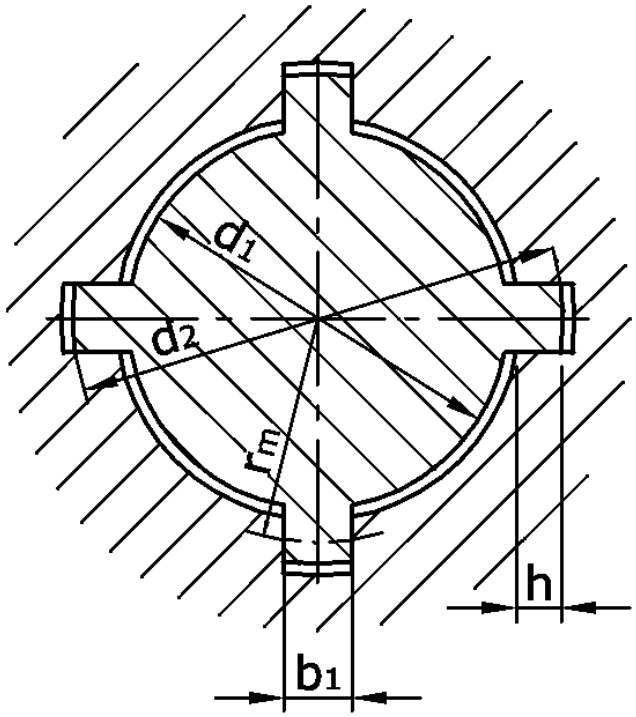
B016wnvZ

Flankenzentrierung
für stossartige und
wechselnde Momente



B017wnvZ

Dimensionierung



B018wnvZ

$$M_t \leq h\, L\, p_{zul}\, r_m\, \varphi\, i$$

mit

$$r_m = \frac{d_1 + d_2}{4}$$

$$h = \frac{1}{2}(d_2 - d_1)$$

$$p_{zul} = \frac{\sigma_F}{S_F} \quad \text{bzw.} \quad \frac{\sigma_B}{S_B}$$

S_F: 1.6–2

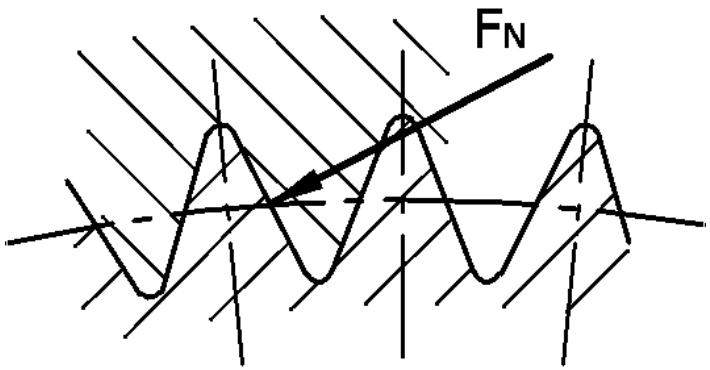
S_B: 4–5

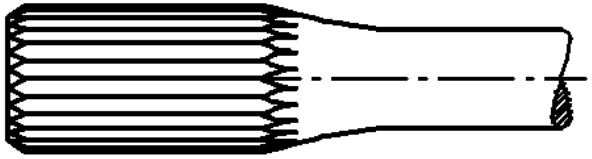
wobei

- L = Nabenlänge
- i = Anzahl Keile
- φ = 0.75 für Innenzentrierung
- φ = 0.90 für Flankenzentrierung

Kerbzahn-Verbindung; Zahnwellen-Verbindung

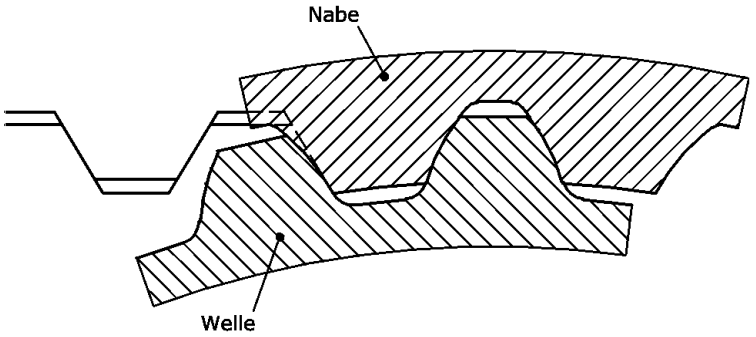
Kerbzahn-Verbindung





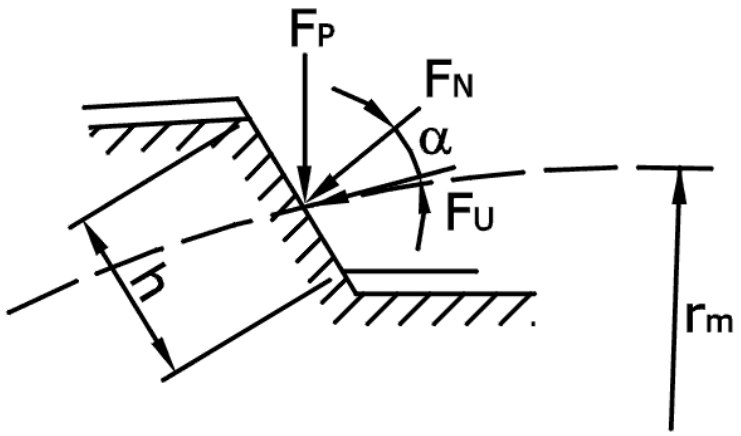
B019wnvZ

Evolventen-Verbindung



B020wnvZ

Dimensionierung



B021wnvZ

$$F_u = \frac{M_t}{r_m \cdot \varphi \cdot i}$$

$$p = \frac{F_N}{L\ h} = \frac{F_u}{L\ h \cos\alpha} = \frac{M_t}{r_m \cdot 0.75\ i \cdot L\ h \cos\alpha}$$

$$p \le p_{zul}$$

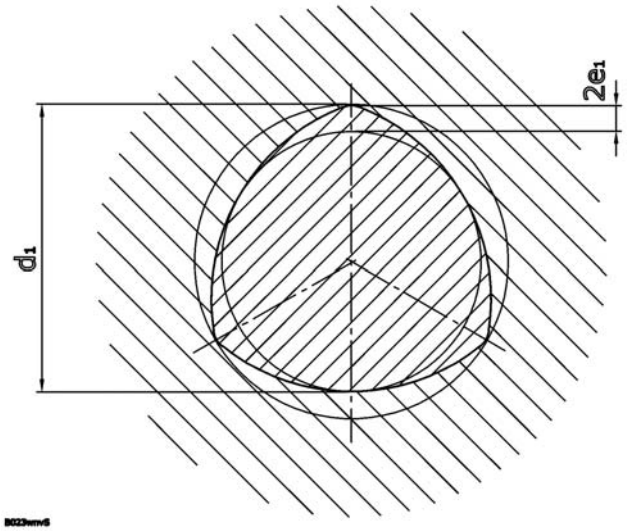
Vorteil:

- kleinere Kerbwirkung
- azimutal in Stufen drehbar

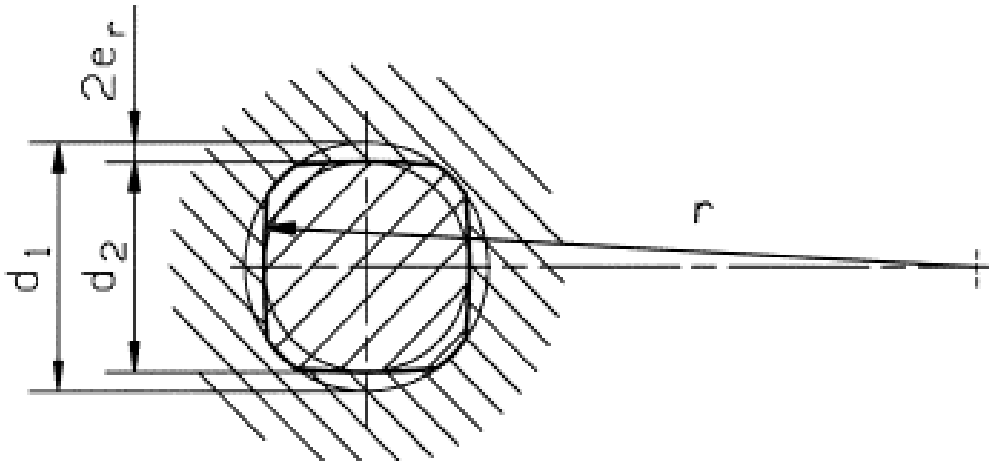
Nachteil:

- zusätzliche radiale Kräfte

Polygonprofil



Typ P3G



Typ P4G

Vorteile: Reduzierte Kerbwirkung

Reibschlüssige Welle-Nabe-Verbindungen

Kraftübertragung tangential zur Fügefläche zwischen Welle und Nabe durch Haftreibung.

➔ Speicherung elastischer Energie zur Aufbringung der Normalkraft zwischen Welle und Nabe

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

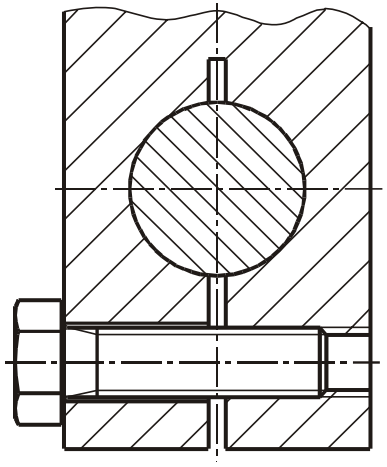
Prinzipbedingt: Haftreibung ist nicht gerichtet, sondern orientiert sich nach der angreifenden Kraft

➔ immer zugleich axiale wie radiale Unverschieblichkeit

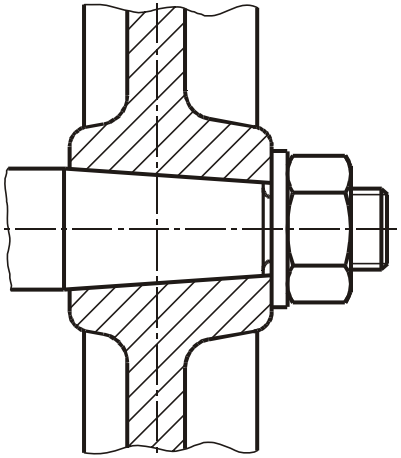
➔ kleiner Bauraum möglich

Reibschlüssige Welle-Nabe-Verbindungen

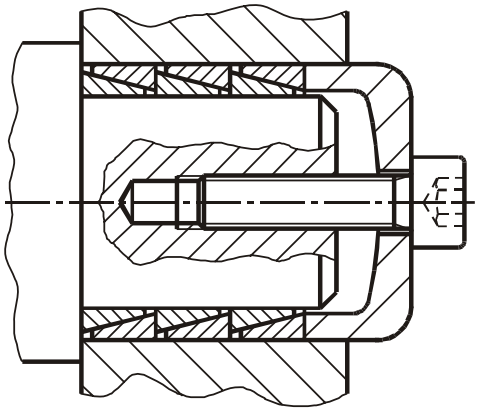
Beispiele



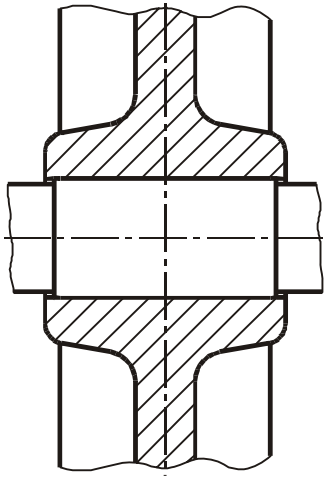
geschlitzte Klemmung



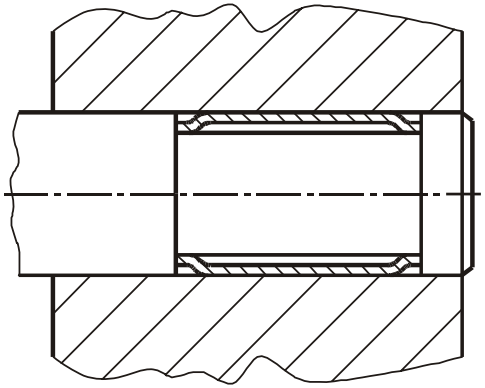
Kegelsitz



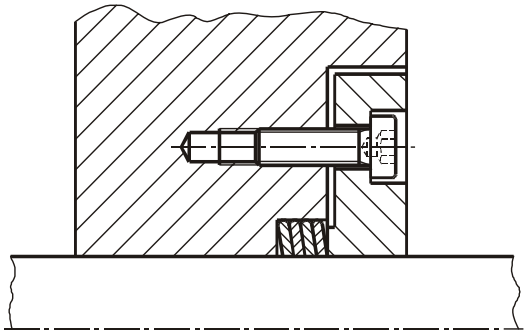
Ringfeder-Spannelement



Presssitz

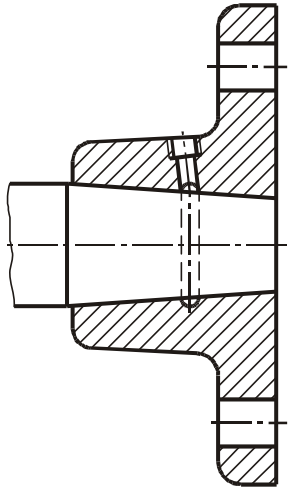


Toleranzring

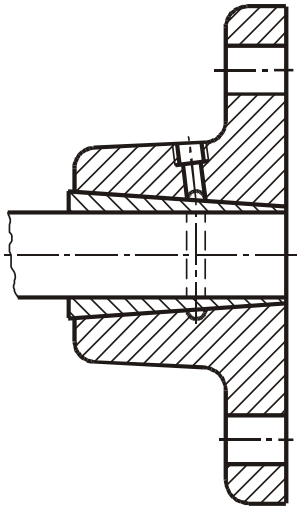


Ringspann-Sternscheiben

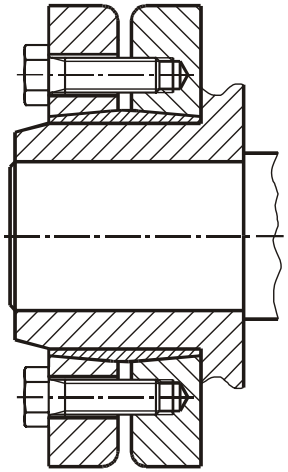
Beispiele



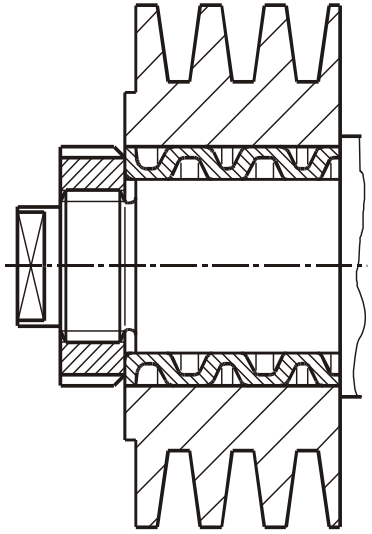
Ölpressverband



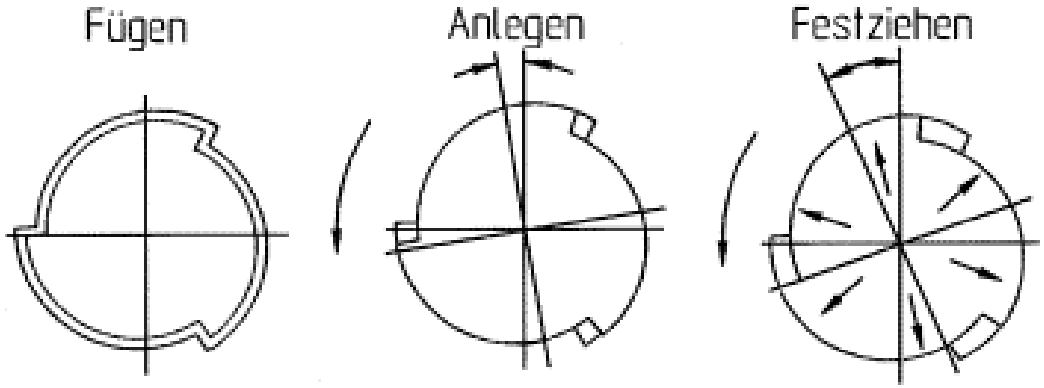
Ölpressverband mit Kegelbüchse



Doppelkegel spannsatz



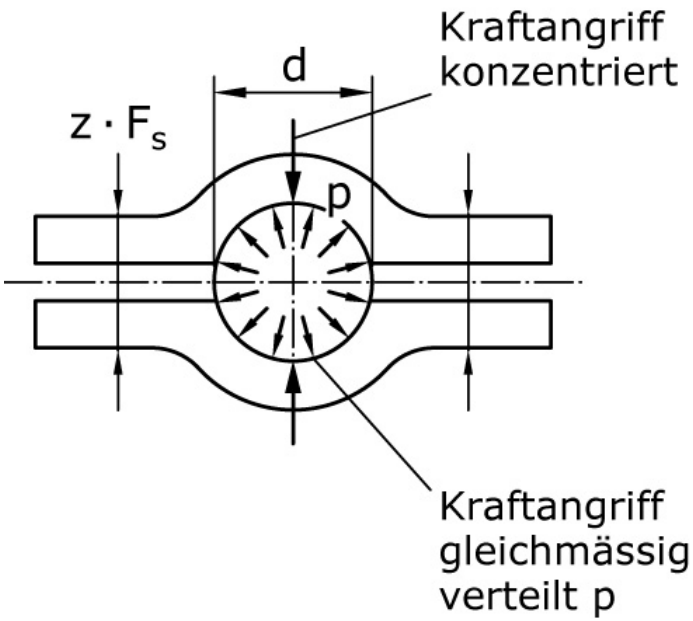
Spannhülse



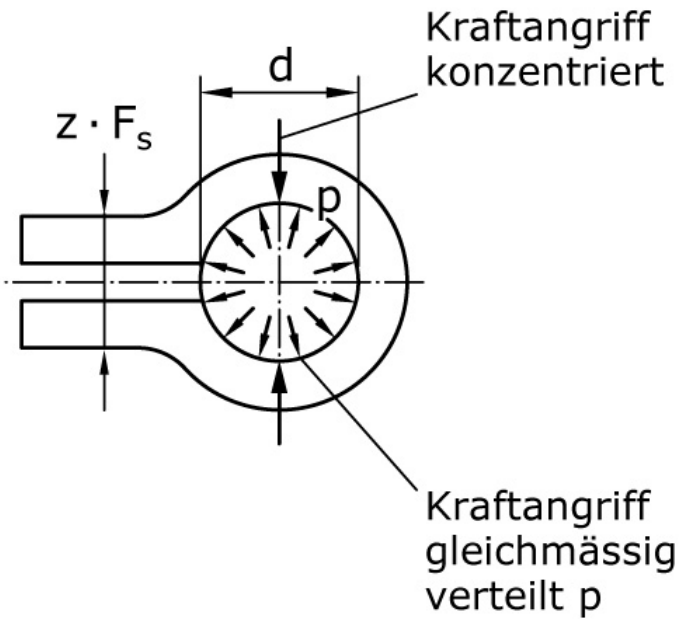
3K-Kreisprofil

Klemmverbindung

a) Nabe geteilt



b) Nabe geschlitzt



z: Anzahl Schrauben

F_S: Schrauben-kraft

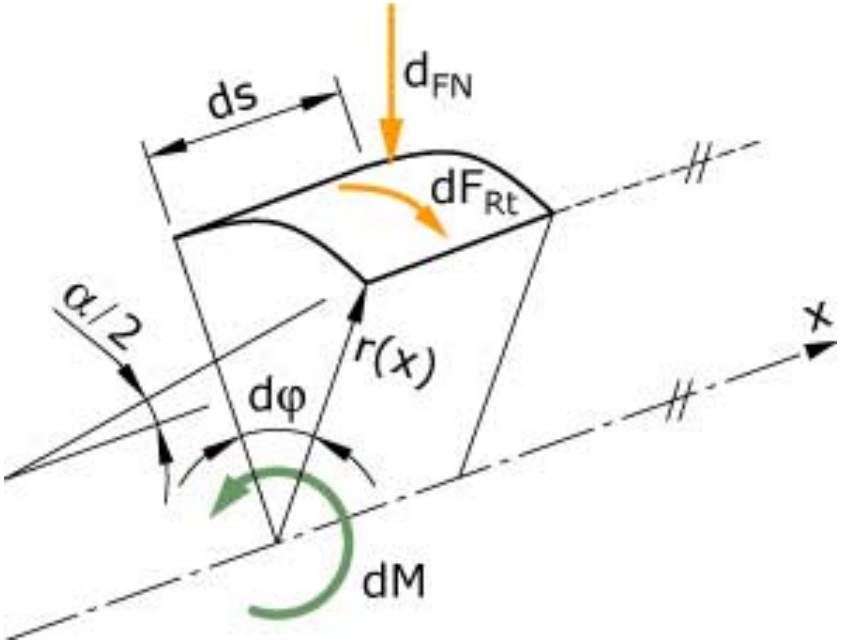
Gestaltungshinweise:

- leichte Presssitze / Übergangssitze
- weiche Naben

so dass:

- gleichmässige Kraftverteilung auf Umfang $p(\varphi) = ¢$

Gleichgewicht



$$dM_t = dF_R \frac{d}{2}$$

$$dF_R = p\ \mu\ dA$$

$$M_T = \iint p\ \mu \frac{d^2}{4}\ d\varphi\ dl$$

$$M_T = \frac{1}{2}\ p\ \mu\ d^2\ \pi\ L$$

Die somit minimale Bedingung für p ist die Übertragbarkeit des Moments:

$$p > \frac{2\ M_T}{d^2\ \mu\ \pi\ L}$$

bzw. mit Rutschsicherheit S_R

$$p > \frac{2\ M_T\ S_R}{d^2\ \mu\ \pi\ L}$$

Zulässige Pressung

- Die maximale Pressung p ist durch Festigkeit von Welle oder Nabe gegeben.
- Siehe dazu „Druckbeanspruchung rotationssymmetrischer Körper“

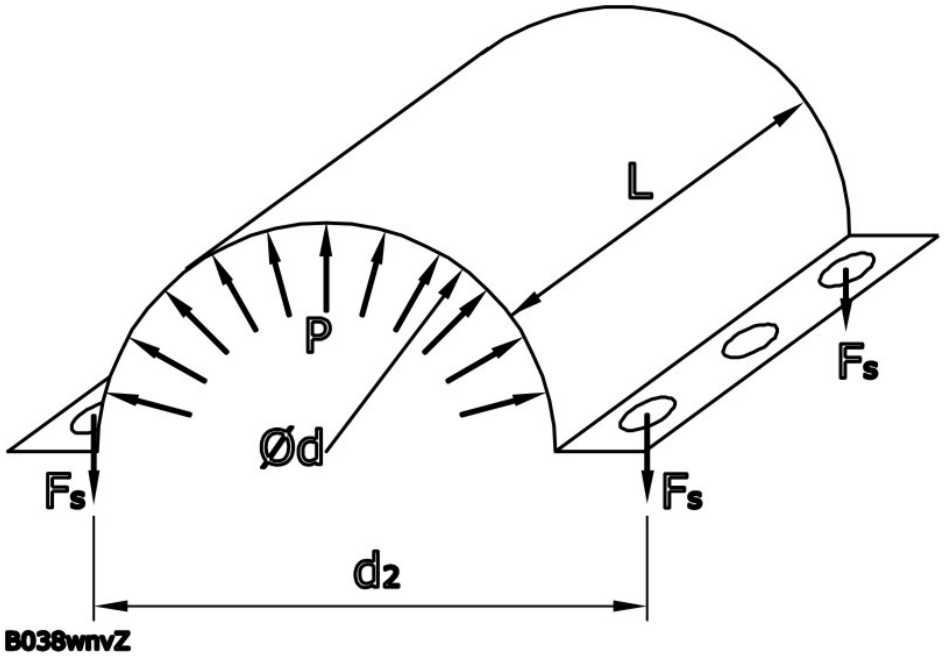
Nabe zäh: $\sigma_V = \sigma_1 - \sigma_3 = \sigma_\varphi - \sigma_r < \sigma_{Zul} = \frac{\sigma_F}{S_F}$

Nabe spröd: $\sigma_V = \sigma_1 = \sigma_\varphi < \sigma_{Zul} = \frac{\sigma_B}{S_B}$

Welle hohl: $\sigma_V = \sigma_1 - \sigma_3 = \sigma_\varphi < \sigma_{Zul} = \frac{\sigma_F}{S_F}$

Welle voll: $\sigma_V = \sigma_1 - \sigma_3 = \sigma_r = \sigma_\varphi < \sigma_{Zul} = \frac{\sigma_F}{S_F}$

Klemmverbindung mit geteilter Nabe



- Kräftegleichgewicht:

$$p \cdot d \cdot L = \sum F_S = z \cdot F_S$$

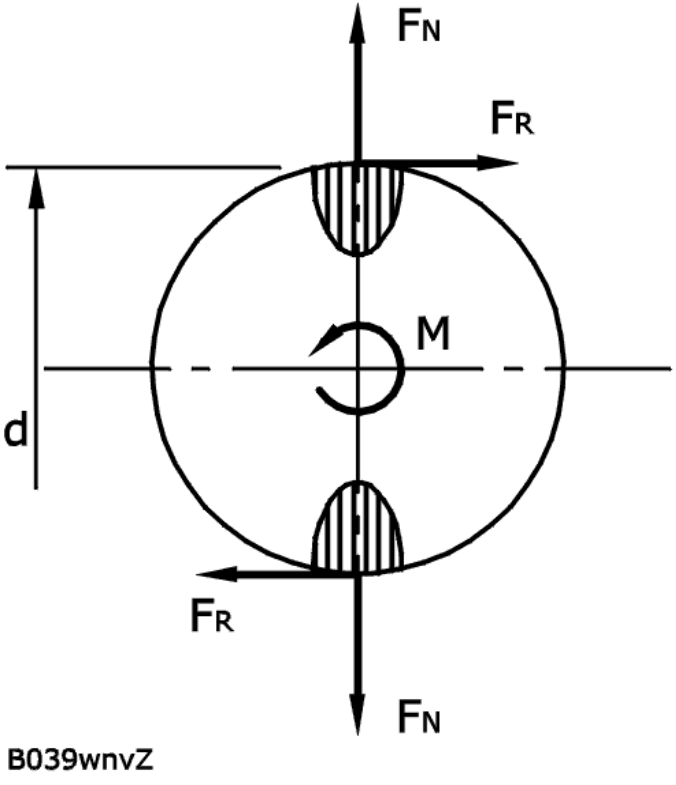
mit $$p = \frac{2\, M_T\, S_R}{d^2\, \pi\, \mu\, L}$$

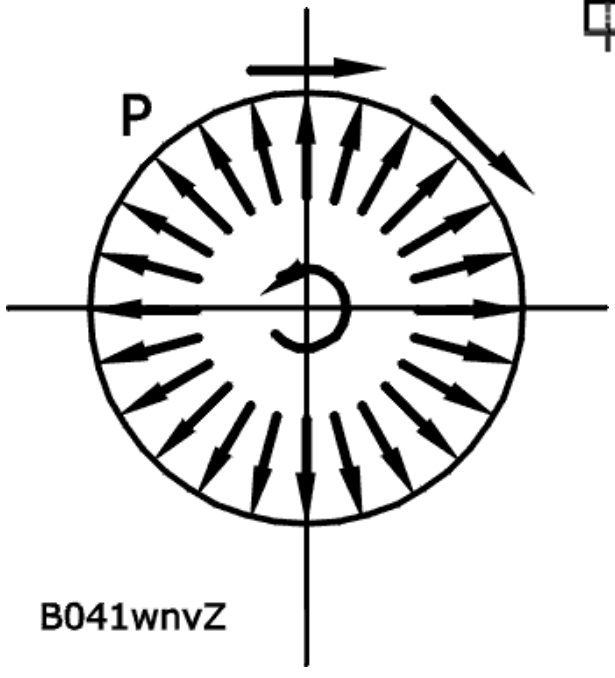
wird

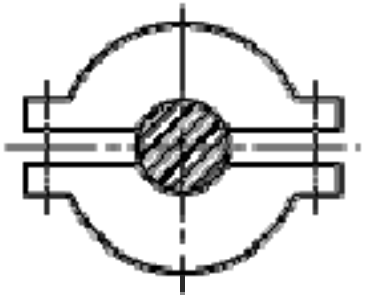
$$F_S \geq \frac{2\, M_T\, S_R}{\mu\, \pi\, d\, z}$$

Klemmverbindung mit geschlitzter Nabe

Analyse und Vergleich von zwei Fällen

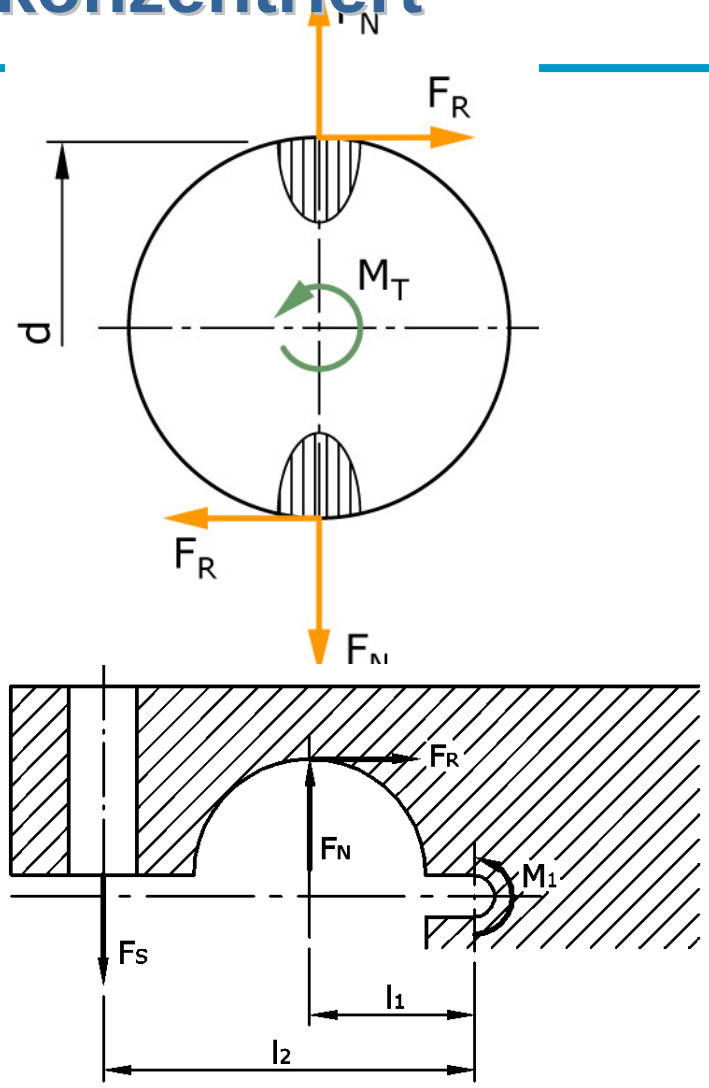






- Kraftangriff konzentriert
  - Spiel
  - harte Nabe
  - leichter Presssitz / Übergangssitz (H7 / n6; H7 / k6; K7 / h6)
  - weiche Nabe

Kraftangriff konzentriert



$$2\,F_N \cdot \mu \cdot \frac{d}{2} = M_T$$

Gleichgewicht Momente

$$F_N > \frac{M_T \cdot S_R}{\mu \cdot d}$$

Kräftegleichgewicht an halber Nabe

$$z\,F_S\,l_2 - F_N\,l_1 - \frac{F_N\,\mu\,d}{2} - M_1 = 0$$

$$F_S \geq \frac{M_T\,l_1\,S_R}{z\,\mu\,d\,l_2} + \frac{M_1}{z\,l_2}$$

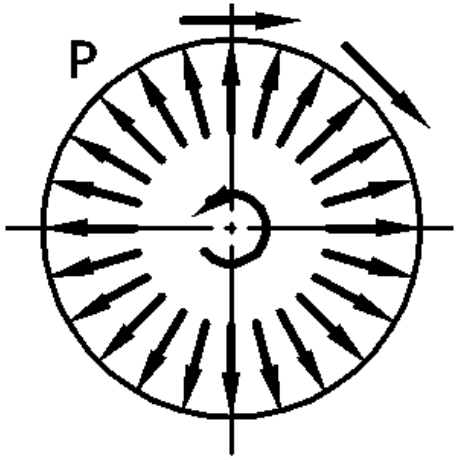
Term mit $F_N \cdot \mu$ vernachlässigbar

M_1 nur vorhanden, wenn Deformation notwendig (Spiel, harte Nabe)

Falls M_1 vernachlässigbar:

$$F_S \geq \frac{M_T\,l_1\,S_R}{z\,\mu\,d\,l_2}$$

Verteilter Kraftangriff



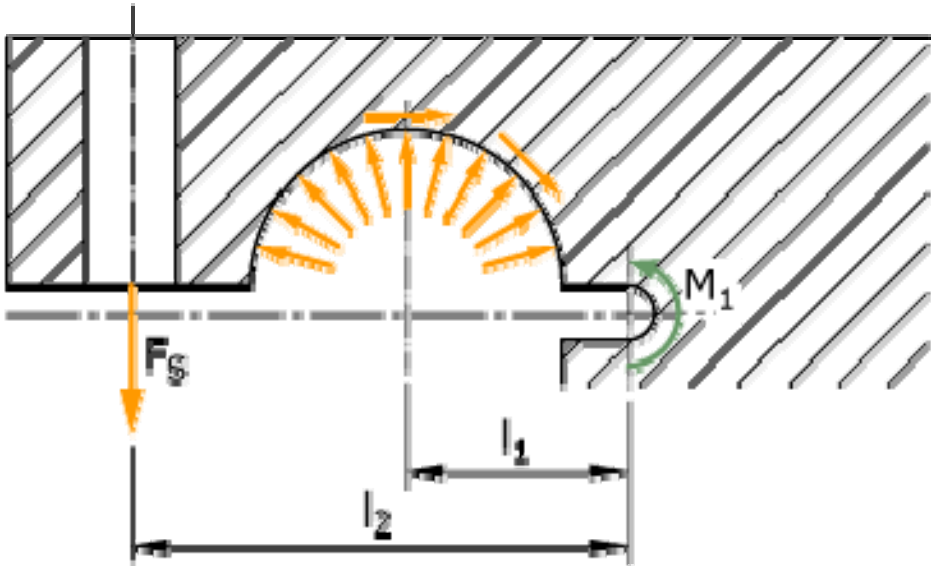
B041wnvZ

$$p > \frac{2\,M_T \cdot S_R}{d^2 \cdot \mu \cdot \pi \cdot L}$$

Wie berechnet

Kräftegleichgewicht an halber Nabe

$$l \cdot F_S \cdot l_2 - p \cdot d \cdot L \cdot l_1 - \cancel{(\ )} - \cancel{M_1} = 0$$



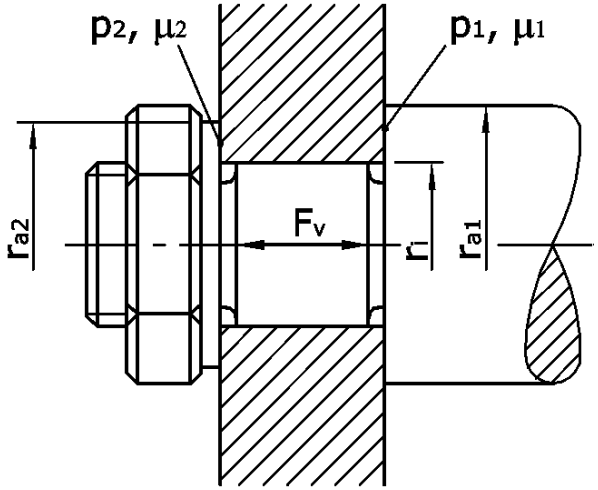
folgt

$$F_S \geq \frac{2\,M_T\,l_1\,S_R}{d\,\mu\,\pi\,z\,l_2}$$

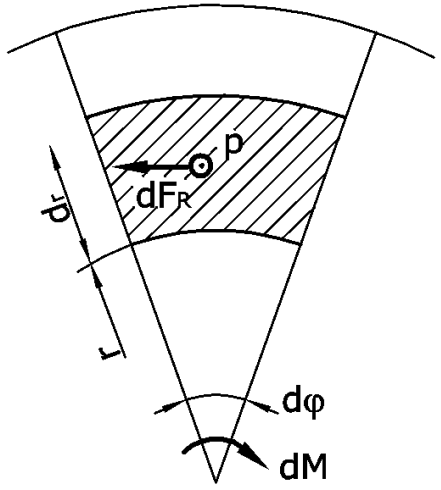
Vergleich

$$F_{Sverteilt} = \frac{2}{\pi} F_{Skonzentriert}$$

Axiale Klemmung



B043wnvZ



B044wnvZ

$$dM - dF_R \cdot r = 0$$

Moment

$$dF_R = p_i \cdot \mu_i \cdot r \cdot dr \cdot r \cdot d\varphi$$

$$M_i = \iint p_i\, \mu_i\, r^2\, dr\, d\varphi = \frac{1}{3}\left(r_{ai}^3 - r_i^3\right) 2\,\pi\, p_i\, \mu_i$$

$$p_i = \frac{F_V}{\pi\left(r_{ai}^2 - r_i^2\right)}$$

übertragbares Moment über linke und rechte Schulter mit Annahme

μ überall identisch

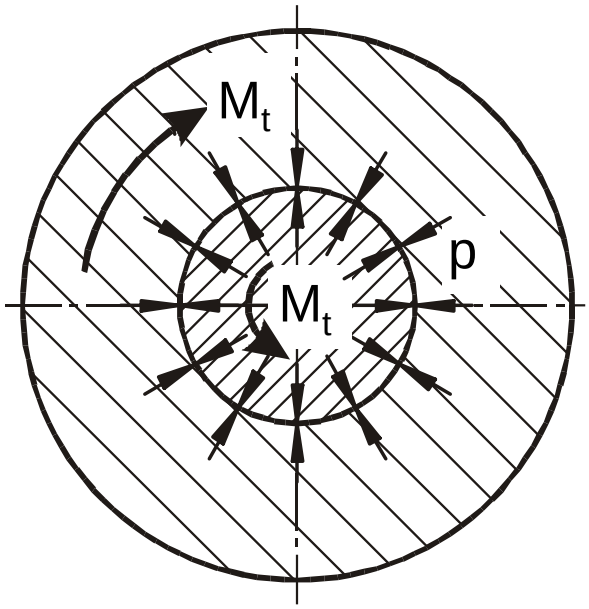
$$M = M_1 + M_2 = \frac{2}{3}\mu \cdot F_V \left(\frac{r_{a1}^3 - r_i^3}{r_{a1}^2 - r_i^2} + \frac{r_{a2}^3 - r_i^3}{r_{a2}^2 - r_i^2} \right)$$

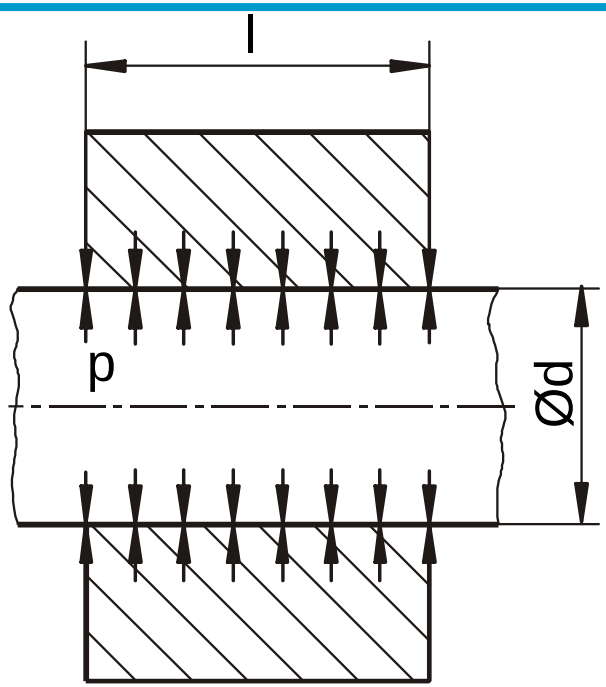
Zylindrischer Pressverband, Querpresssitz

Vorteile:
- keine Zwischenelemente
- kleinster Bauraum
- Übertragung wechselnder und stossartiger Momente
- Aufnahme hoher Axialkräfte
- Selbstzentrierung, keine Unwucht
- einfache Montage
- kleiner Fertigungsaufwand

Nachteile:
- keine axiale Verschieblichkeit
- Demontage problematisch
- Einhaltung der Vorschriften zwingend
- Auslegung schwierig
- Keine Nachstellbarkeit (Orientierung, Spannung)

Zylindrischer Pressverband, Querpresssitz





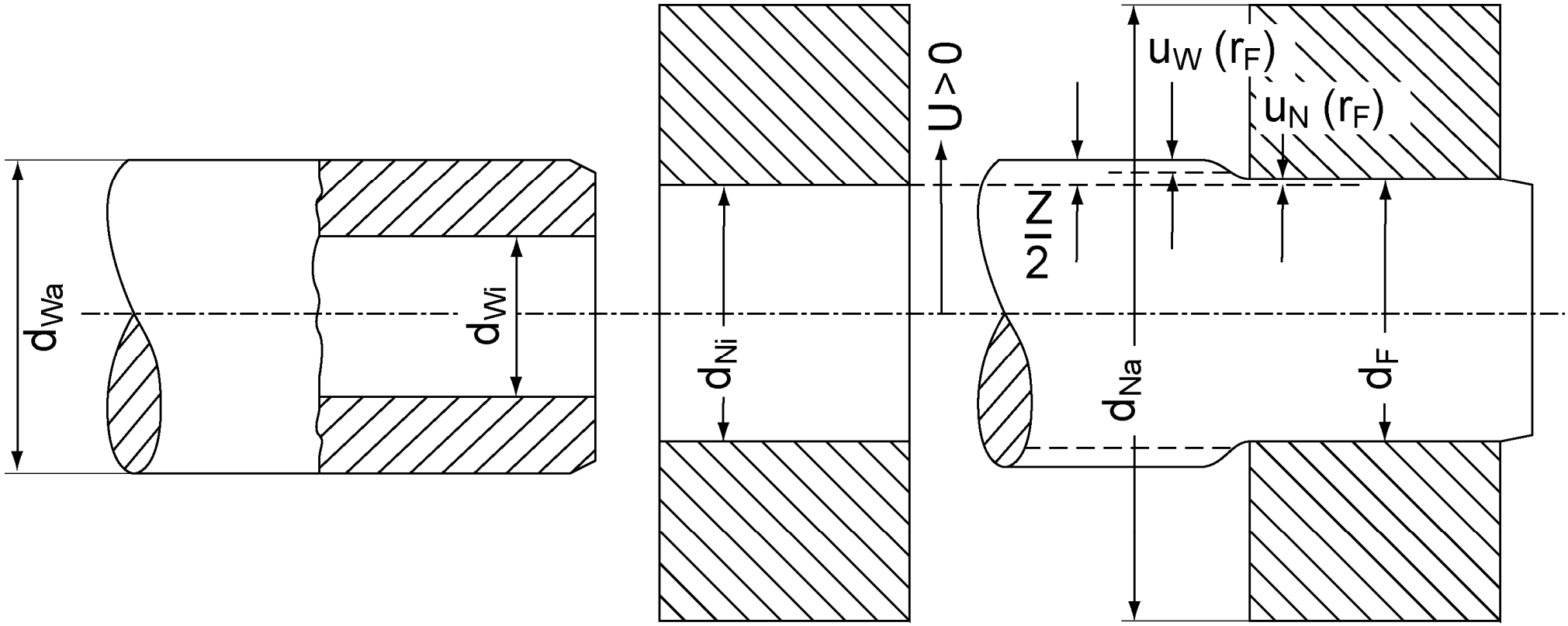
Presssitze

- Längspressverband: Axiales Einpressen
- Querpressverband: Radiales Schrumpfen, Schrumpfsitz

Indizierung: W = Wellenteil, N = Nabenteil, a = aussen, i = innen

Beispiel: d_{Wa} = Aussendurchmesser der Welle

Zylindrischer Pressverband, Querpresssitz



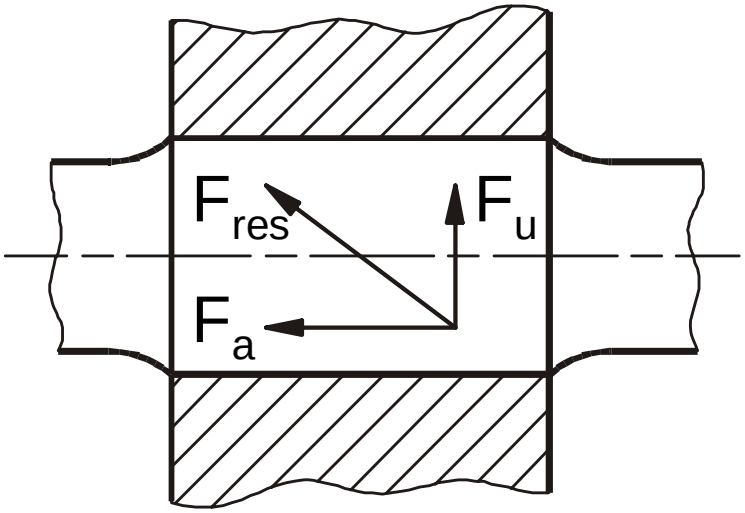
Vor dem Fügen

$$d_{Wa} > d_{Ni}$$

Nach dem Fügen

$$d_{Wa} = d_{Ni} = d_F$$

Minimaler Fugendruck p_{min}



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

Axiale Kraft F_a

Resultierende Kraft $F_{res} = \sqrt{F_u^2 + F_a^2}$

Diese Kraft muss durch eine Reibkraft aufgebracht werden; überhöht mit Rutschsicherheit S_R

$\Rightarrow$ minimaler Fugendruck: Reibung auf einem Flächenelement

$$F_{res} \cdot S_R = F_R = F_N \mu_H = p\ A\ \mu_H = p\ \mu_H\ \pi\ d\ \ell$$

$$p_{min} = \frac{F_{res} \cdot S_R}{\mu_H \cdot A}$$

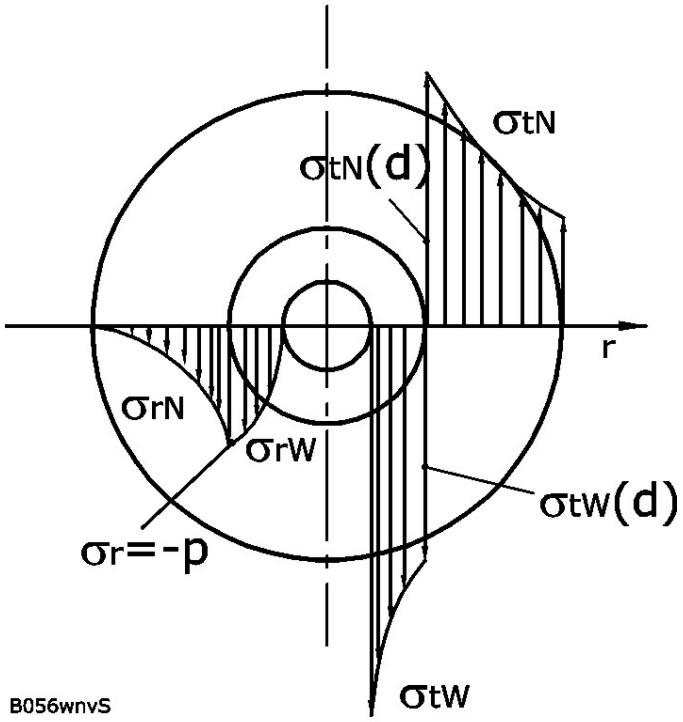
kleinster Reibbeiwert

Reibbeiwerte

Nabe	St 50		GG		Al; Mg; Ms
Schmier-zustand	Maschinen-öl	trocken	Maschinen-öl	trocken	trocken
Bereich für μ	0.04–<u>0.1</u>–0.25	0.15–<u>0.2</u>–0.35	0.1	0.06–<u>0.1</u>–0.18	0.02–<u>0.1</u>–0.15

Maximaler Fugendruck p_{max}

In Welle und Nabe darf die zulässige Spannung nicht überschritten werden



σ_{rN} = Radialspannungen in der Nabe

σ_{rW} = Radialspannungen in der Welle

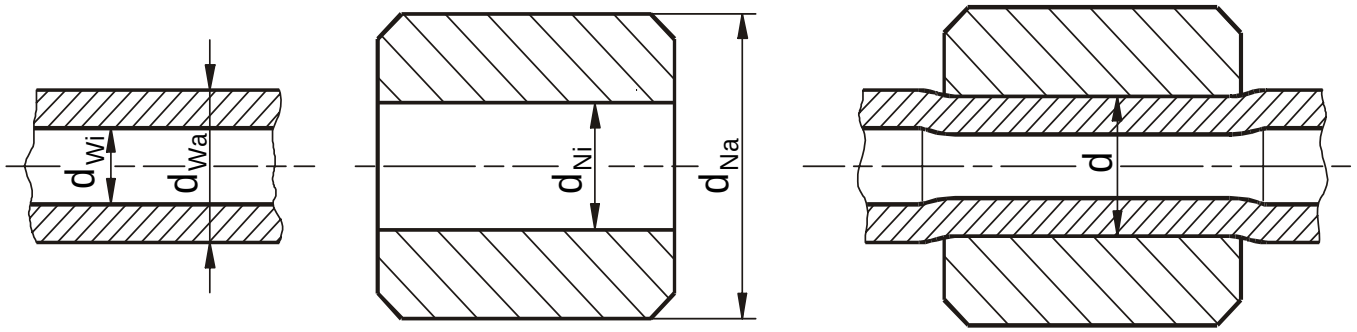
σ_{tN} = Tangentialspannungen in der Nabe

σ_{tW} = Tangentialspannungen in der Welle

Für Welle und Nabe gilt an der Berührfläche:

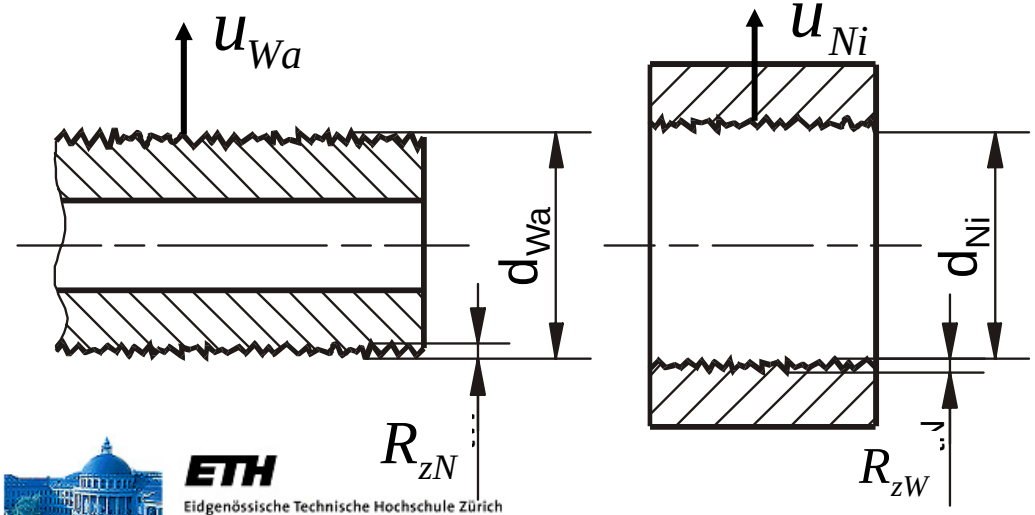
$$\sigma_r\left(\frac{d_F}{2}\right) = -p \qquad \Rightarrow \sigma_{VN}, \sigma_{VW}; \quad \sigma_{Vi} < \sigma_{zuli}$$

Das Übermass U



$U = d_{Wa} - d_{Ni}$ $\Rightarrow$ So wählen, dass $p_{min} < p < p_{max}$

Rauhigkeit ➔ Haftmass $Z = 2(u_{Ni} - u_{Wa})$ $\Rightarrow$ $U = Z + G$

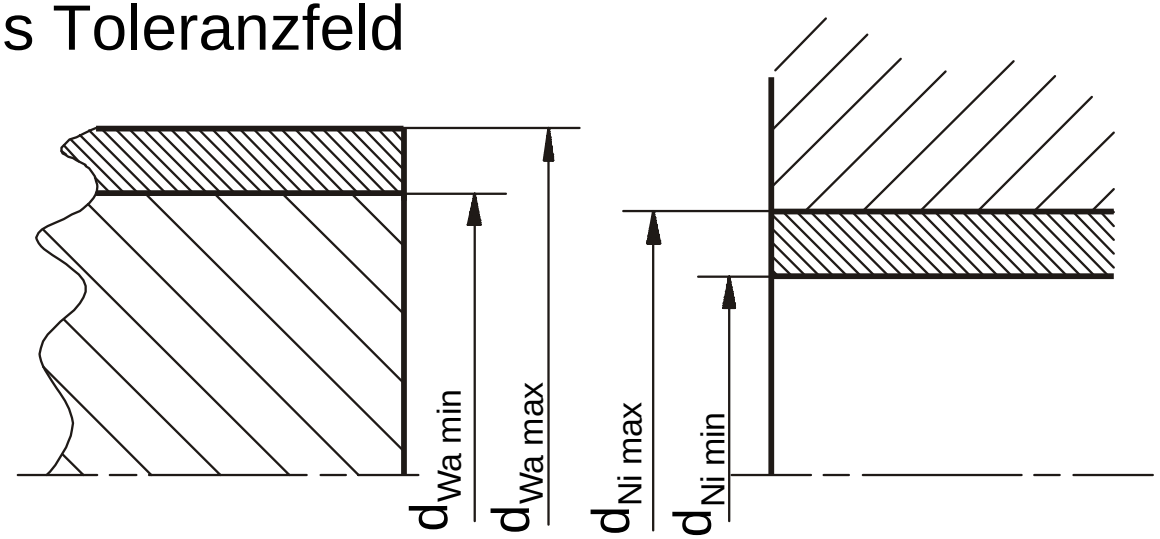


$G = 0.8 \cdot (R_{Wa} + R_{Ni})$

u = radiale Verschiebungen,
u >0, wenn Verschiebung nach aussen

Umgang mit Toleranzen

Fertigungstechnisch besitzen sowohl Welle als auch Nabe ein endliches Toleranzfeld



$U_{max} = d_{Wa\,max} - d_{Ni\,min}$ $\Rightarrow$ so dass $p < p_{max}$

$U_{min} = d_{Wa\,min} - d_{Ni\,max}$ $\Rightarrow$ so dass $p > p_{min}$

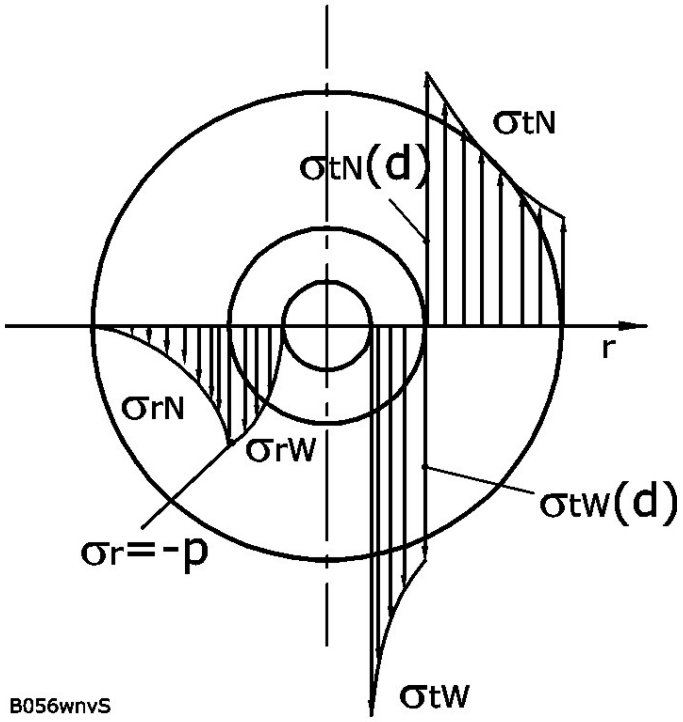
Radiale Deformation:

$$2(u_{Ni} - u_{Wa}) = Z = U_{max} - G \quad \text{(bei } p_{max})$$

$$2(u_{Ni} - u_{Wa}) = Z = U_{min} - G \quad \text{(bei } p_{min})$$

Maximaler Fugendruck p_{max}

In Welle und Nabe darf die zulässige Spannung nicht überschritten werden



σ_{rN} = Radialspannungen in der Nabe

σ_{rW} = Radialspannungen in der Welle

σ_{tN} = Tangentialspannungen in der Nabe

σ_{tW} = Tangentialspannungen in der Welle

Für Welle und Nabe gilt an der Berührfläche:

$$\sigma_r\left(\frac{d_F}{2}\right) = -p \qquad \Rightarrow \sigma_{VN}, \sigma_{VW}; \quad \sigma_{Vi} < \sigma_{zuli}$$

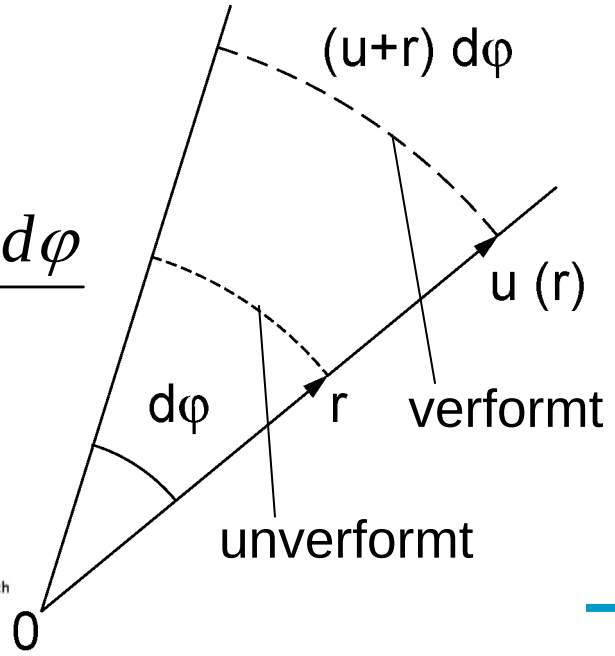
Spannungsfeld rotationssymmetrischer Spannungszustand

$$\sigma_r = \frac{1}{r_a^2 - r_i^2}\left[\sigma_{ra} \cdot r_a^2 - \sigma_{ri} \cdot r_i^2 + (\sigma_{ri} - \sigma_{ra})\frac{r_a^2 \cdot r_i^2}{r^2}\right];$$

$$\sigma_\varphi = \frac{1}{r_a^2 - r_i^2}\left[\sigma_{ra} \cdot r_a^2 - \sigma_{ri} \cdot r_i^2 - (\sigma_{ri} - \sigma_{ra})\frac{r_a^2 \cdot r_i^2}{r^2}\right];$$

Kinematik:

$$\varepsilon_\varphi = \frac{(r+u)\cdot d\varphi - r \cdot d\varphi}{r \cdot d\varphi}$$



Hookesches Gesetz (ESZ):

$$\frac{u}{r} = \varepsilon_\varphi = \frac{1}{E}(\sigma_\varphi - \nu\sigma_r)$$

$$u = ar + \frac{b}{r}$$

Radiale Dehnungen

Radiale Verschiebung $$u = ar + \frac{b}{r}$$

Durchmesserverhältnisse $$\chi = \frac{d_i}{d_a} \quad , \quad \chi_W = \frac{d_{Wi}}{d_F} \quad , \quad \chi_N = \frac{d_F}{d_{Na}}$$

Druckbelastung auf Oberflächen $$p = -\sigma$$

Für ESZ $$a = \frac{1-\nu}{E} \cdot \frac{\chi^2 p_i - p_a}{1-\chi^2} \qquad b = \frac{1+\nu}{E}(p_i - p_a)\frac{r_a^2 \chi^2}{1-\chi^2}$$

Randbedingungen $$p_{Na} = -\sigma_{Nra} = 0 \quad , \quad p_{Wi} = -\sigma_{Wri} = 0 \quad ,$$
$$p_{Ni} = -\sigma_{Nri} = p \quad , \quad p_{Wa} = -\sigma_{Wra} = p$$

Anwendung der Randbedingungen auf Welle und Nabe

Radiale Dehnungen

Anwendung der Randbedingungen auf Welle und Nabe

Welle

$$a_W = \frac{1-\nu_W}{E_W} \cdot \frac{-p}{1-\chi_W^2} \qquad b_W = \frac{1+\nu_W}{E_W} \cdot (-p) \cdot \frac{r_{Wa}^2 \cdot \chi_W^2}{1-\chi_W^2}$$

für r_{Wa} wird die Verschiebung zu

$$u_{Wa} = \frac{-p \cdot r_{Wa}}{(1-\chi_W^2) \cdot E_W} \cdot \left(1-\nu_W + \chi_W^2 (1+\nu_W)\right)$$

Nabe

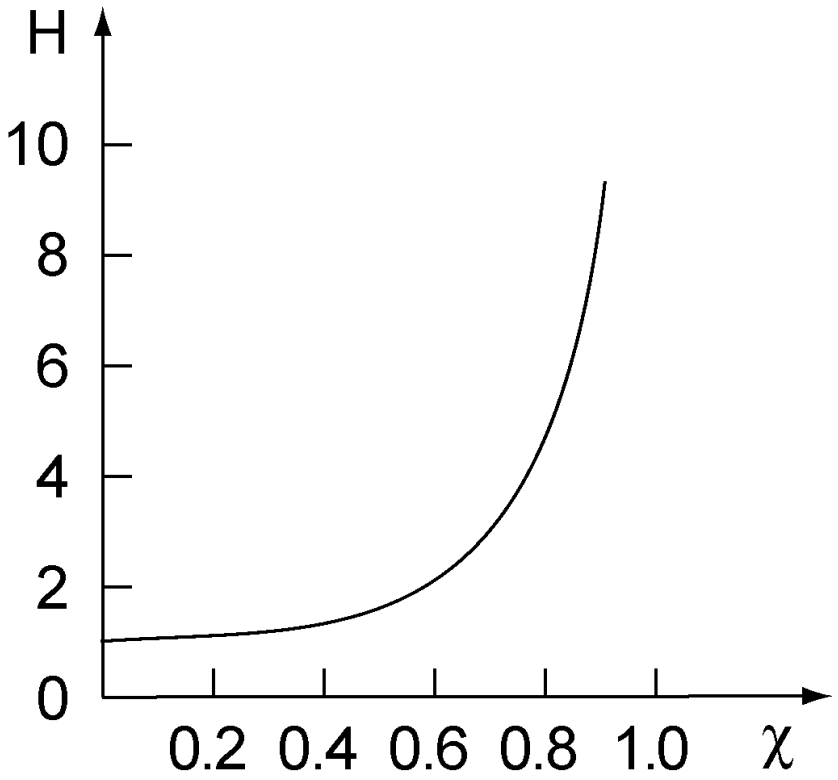
$$a_N = \frac{1-\nu_N}{E_N} \cdot \frac{\chi_N^2 \cdot p}{1-\chi_N^2} \qquad b_N = \frac{1+\nu_N}{E_N} \cdot \frac{p \cdot r_{Na}^2 \cdot \chi_N^2}{1-\chi_N^2}$$

für r_{Ni} wird die Verschiebung zu

$$u_{Ni} = \frac{p \cdot r_{Ni}}{E} \left(\nu_N + \frac{1+\chi_N^2}{1-\chi_N^2} \right)$$

beides in Funktion von p

Radiale Dehnungen



Hilfsfunktion $$H = \frac{1+\chi^2}{1-\chi^2}$$

Verschiebungen der Fügeflächen von Welle und Nabe:

$$u_{Wa} = -\frac{d_F\, p}{2E_W}(H_W - \nu_W)$$

$$u_{Ni} = -\frac{d_F\, p}{2E_N}(H_N + \nu_N)$$

Haftmass $$Z = u_{Ni} - u_{Wa} = -\frac{d_F\, p}{E_N}\left[\frac{E_N}{E_W}(H_W - \nu_W) + H_N + \nu_N\right]$$

Radiale Dehnungen / minimales / maximales Übermass

Minimales Übermass $U_{\min} = 2\left[u_{Ni}(p_{\min}) - u_{Wa}(p_{\min})\right] + G$

mit p_{min} eingesetzt

➔ notwendig für die Rutschsicherheit

Maximales Übermass $U_{\max} = 2\left[u_{Ni}(p_{\max}) - u_{Wa}(p_{\max})\right] + G$

mit p_{max} eingesetzt

➔ notwendig für den Festigkeitsnachweis

Spannungen / maximales Übermass

Spannungen

$$\sigma_t = A + \frac{B}{r^2}$$

$$\sigma_r = A - \frac{B}{r^2}$$

wobei $$A = \frac{\chi^2 p_i - p_a}{1 - \chi^2} \qquad B = (p_i - p_a)\frac{r_a^2 \chi^2}{1 - \chi^2}$$

Vergleichsspannung SH nach Tresca: $$\sigma_v = \left|\sigma_{max} - \sigma_{min}\right|$$

Nabe: Tangentialspannung ist Zug, Radialspannung ist Druck, Längsspannung ist 0 ➔

$$\sigma_V = \left|\sigma_t - \sigma_r\right| = \left|A + \frac{B}{r^2} - A + \frac{B}{r^2}\right| = \left|\frac{2\,B}{r^2}\right|$$

Spannungen / maximales Übermass

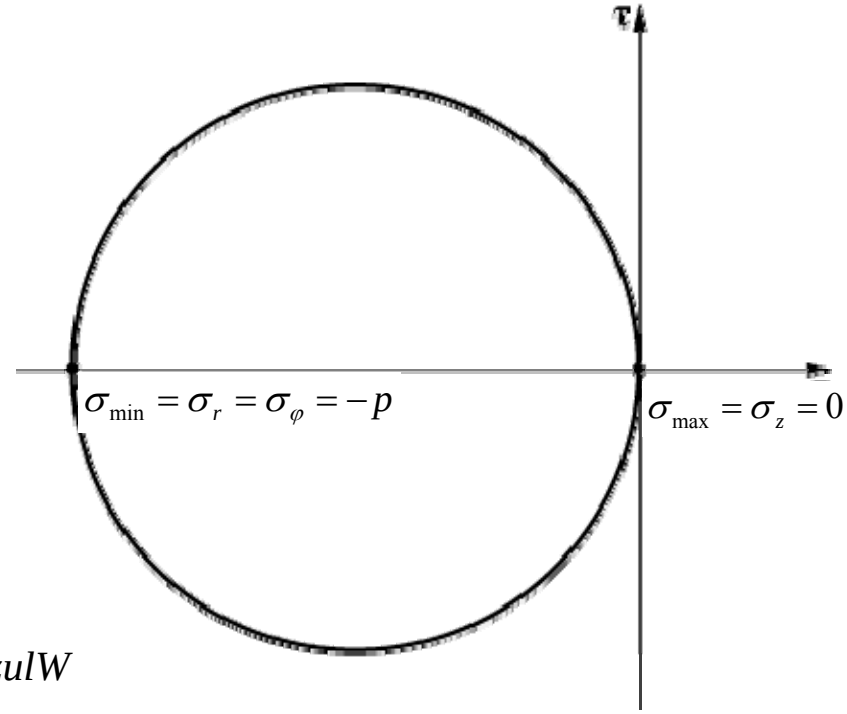
Maximale Vergleichsspannung bei r_{wi}

$$\sigma_{vw} = \left|\frac{2\,B}{r_{Wi}^2}\right| = \left|\frac{-2\,p \cdot r_{Wa}^2 \cdot \chi_W^2}{\left(1-\chi_W^2\right) r_{Wi}^2}\right| = \left|\frac{2\,p}{1-\chi_W^2}\right|$$

Es muss gelten

$$\sigma_{vw} < \sigma_{zulw}$$

Somit $$p_{maxW} \leq \frac{\sigma_{zulW}\,(1-\chi_W^2)}{2}$$



Bei Vollwelle:

$$\sigma_{min} = \sigma_r = \sigma_\varphi = -p \quad , \quad \sigma_{max} = \sigma_z = 0$$

Festigkeitsbedingung $\sigma_v = p_{max} < \sigma_{zulW}$

Spannungen / maximales Übermass

Maximale Vergleichsspannung bei r_{Ni}

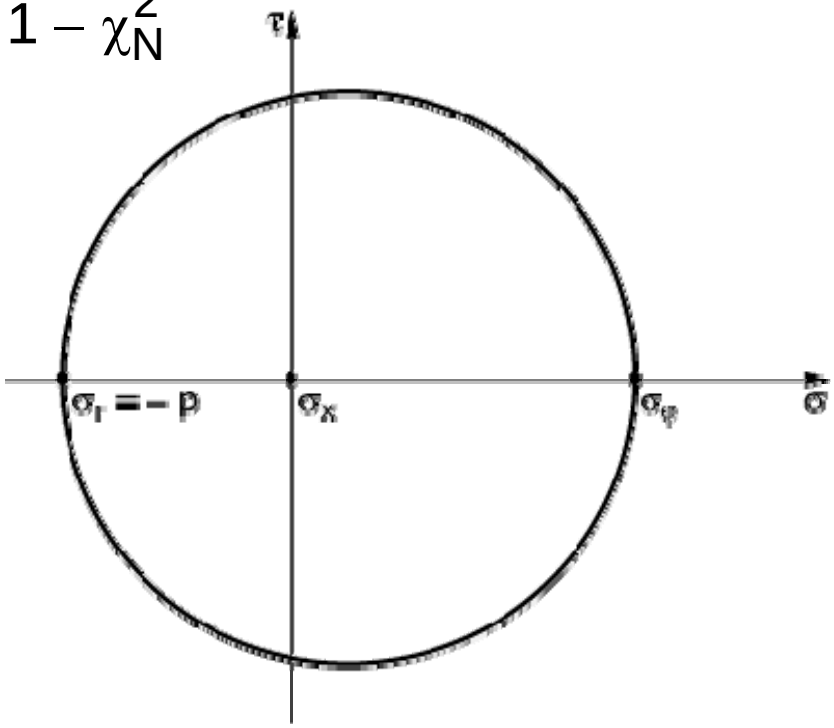
$$\sigma_{VN} = \frac{2\,B}{r_{Ni}^2} = \frac{2\,p\,r_{Na}^2\,\chi_N^2}{\left(1-\chi_N^2\right)r_{Ni}^2} = \frac{2\,p}{1-\chi_N^2}$$

Es muss gelten

$$\sigma_{VN} \le \sigma_{zulN}$$

somit

$$p_{maxN} \le \frac{\sigma_{zulN}\cdot\left(1-\chi_N^2\right)}{2}$$



Bemerkung: bei sprödem Material muss Herleitung angepasst werden ➔ (Normalspannungshypothese)

Maximales Übermass

Relevanter maximaler Druck ist Minimum von p_{maxW}, p_{maxN}

$$p_{max} = \min\left(p_{maxN}, p_{maxW}\right)$$

Maximales Übermass

$$U_{\max} = 2\left[u_{Ni}(p_{\max}) - u_{Wa}(p_{\max})\right] + G$$

mit p_{max} eingesetzt

Somit sind beide U definiert.

$\Rightarrow U_{max}, U_{min}$

Fügetemperatur beim Schrumpfen

$$-\Delta U_W + \Delta U_N = U_{\max} + U_f$$

$$\Delta U_W = \Delta t_W \cdot \alpha_W \cdot d$$

$$\Delta U_N = \Delta t_N \cdot \alpha_N \cdot d$$

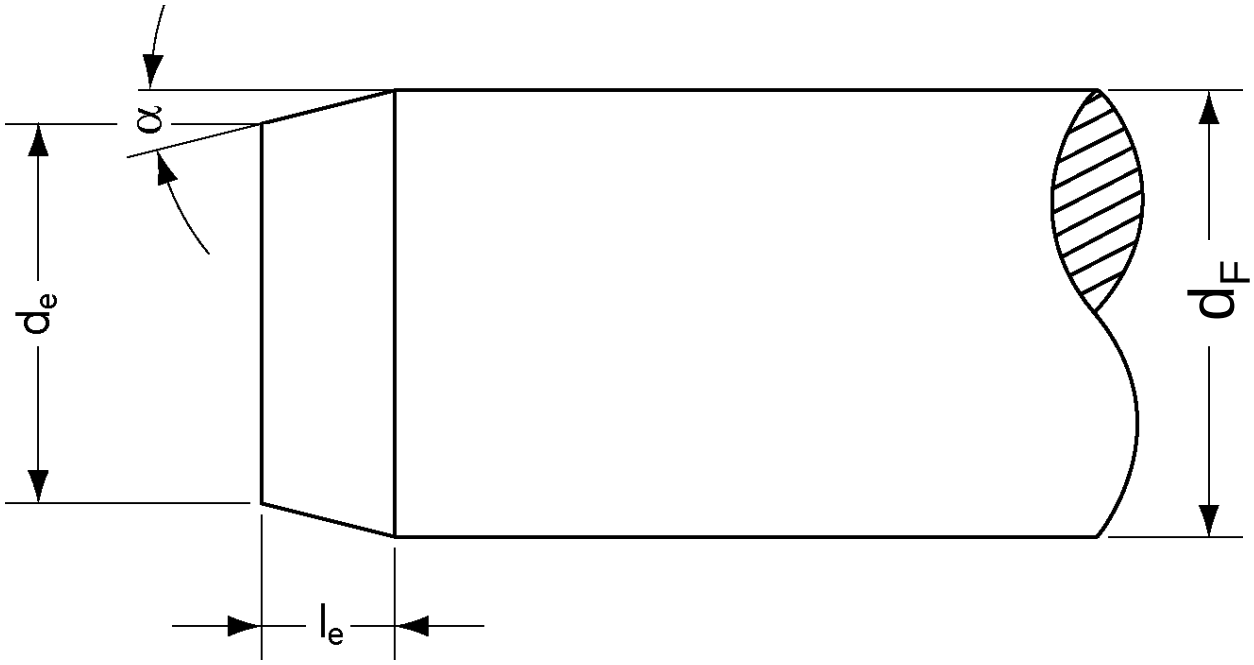
$$\text{Fügespiel} \cong d \cdot 10^{-3}$$

$\Delta t\,[°C]$	Mittel
100	Wasserbad
370	Ölbad
700	Ofen / Flammbrenner
-70	Trockeneis
-190	flüssige Luft

Längspresssitz

Einführfase zum axialen Einpressen vorsehen:

$$\alpha \leq 5° \quad und \quad l_e \approx \sqrt[3]{d_F}$$



Elastisch – plastischer Pressverband

Rechenbeispiel: $\chi_N = 0.5$
$S_F = 1.2$ nach VDI 2226 am unteren Ende

$$H_N = \frac{1+\chi_N^2}{1-\chi_N^2} = 1.67 \quad \Rightarrow \quad \sigma_{vN} = 2.67\,p$$

$$p_{zul} = \frac{R_{eN}}{1.2 \cdot 2.67} = 0.31 \cdot R_{eN}$$

Ein Grossteil (2/3) der Streckgrenze wird benötigt um parasitäre Tangentialspannungen zu übertragen, anstatt für den Aufbau von Fugendruck zur Verfügung zu stehen.

➔ Ein Teil der Nabe im Inneren plastiziert, aussen bleibt sie elastisch
d.h. Stützwirkung: Plastizierung für $r < \rho_A$ (Plastizitätsradius)

➔ Die Welle muss elastisch bleiben, weil sie nur vollplastisch werden kann und dann unbegrenzt fliesst. $p < R_{eW}$

➔ Plastizierungsbedingung $\sigma_v = R_{eN}$ $für$ $r = \rho_A$

Vor. gleiche Materialien Welle und Nabe, Innenteil voll, ideal plastisch

Elastisch – plastischer Pressverband

Plastizitätsgrenze nach Schubspannungshypothese

teilweise Plastizierung für $$\frac{R_{eN}}{2}\left(1-\chi_N^2\right) < p < \left\{\begin{array}{ll} R_{eN} & \text{für} \quad \chi_N < 0.368 \\ -R_{eN}\ln\chi_N & \text{für} \quad \chi_N > 0.368 \end{array}\right\}$$

Mit erforderlichem Fugendruck der der obigen Ungleichung gehorcht, kann der dimensionslose Plastizitätsradius und darüber das Haftmass berechnet werden.

$$Z = \frac{R_{eN} d_F}{E}\zeta_N^2 \quad mit \quad \zeta_N \quad aus$$

$$2\ln\zeta_N - (\chi_N \cdot \zeta_N)^2 + 1 - 2\frac{p}{R_{eN}} = 0$$

$$\zeta = \frac{\rho}{r_F}$$

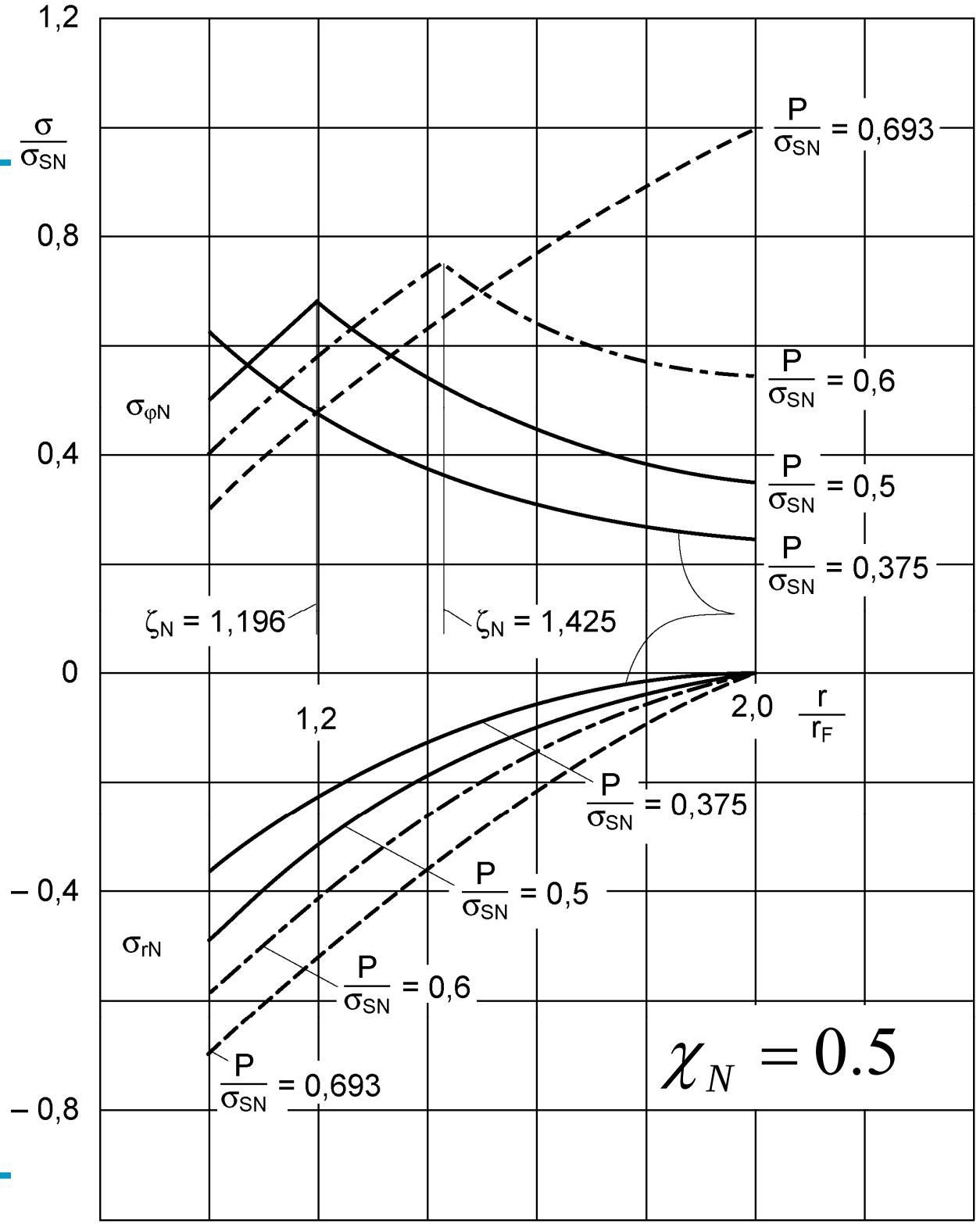
Falls Z vorgegeben, muss diese folgende Bedingung erfüllen.

$$\frac{R_{eN}}{E} < \frac{Z}{d_F} < \frac{R_{eN}}{E}\zeta_N^2 \quad mit \quad \zeta_N \quad aus$$

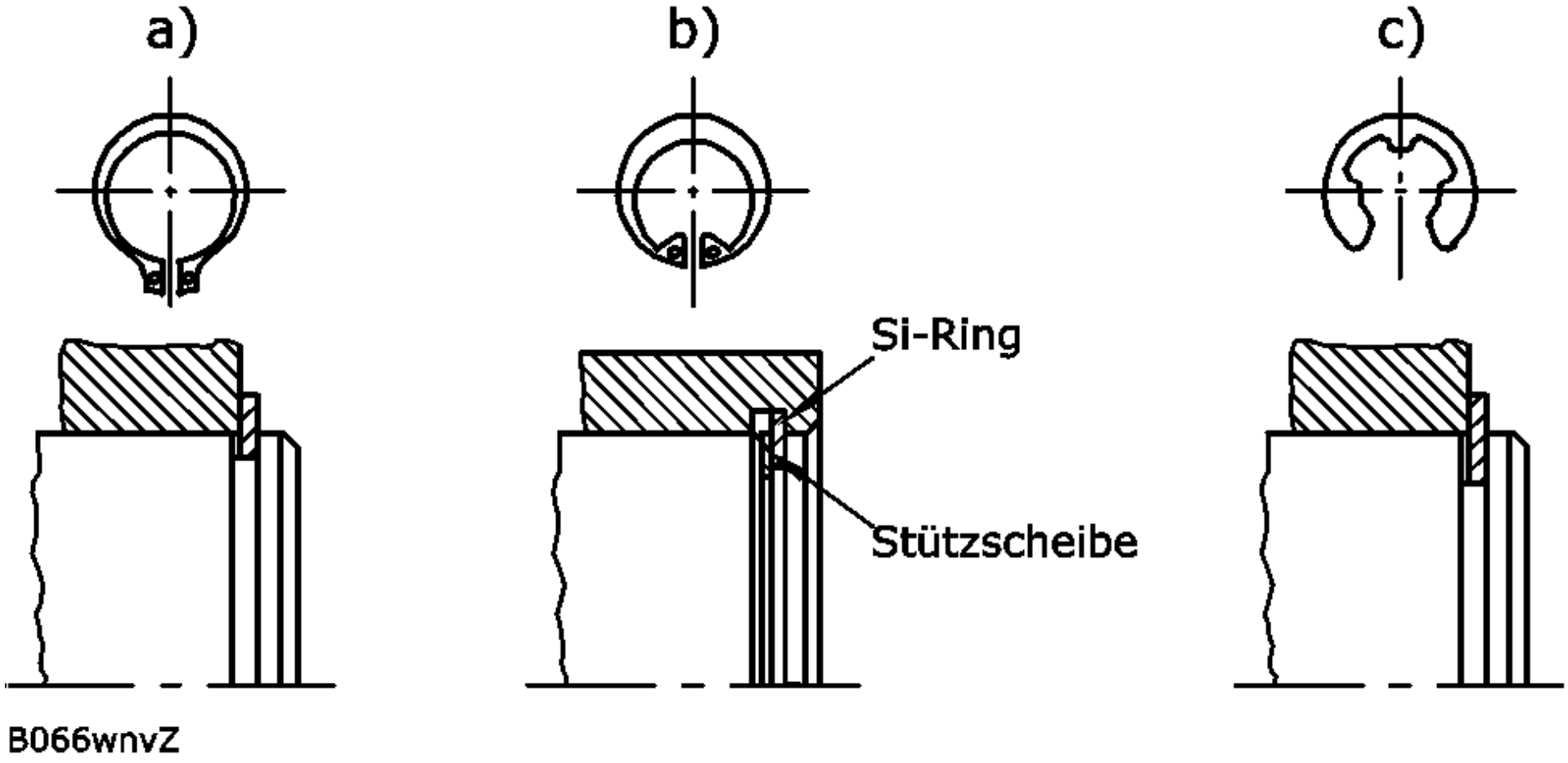
$$2\ln\zeta_N - (\chi_N \cdot \zeta_N)^2 + 1 - 2\frac{R_{eW}}{R_{eN}} = 0$$

Elastisch – plast. Pressverband

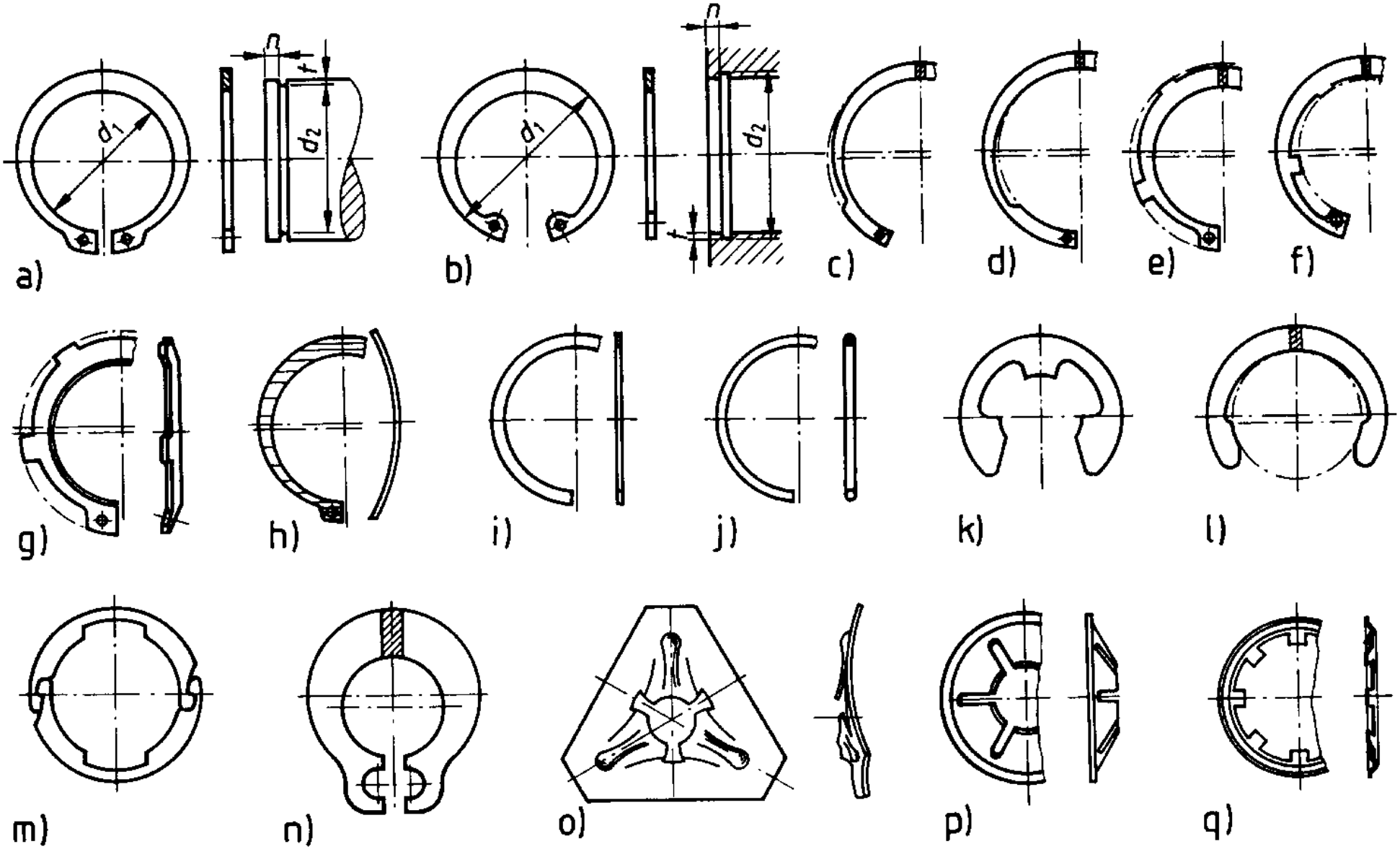
$$R_{eN} = \sigma_{SN}$$



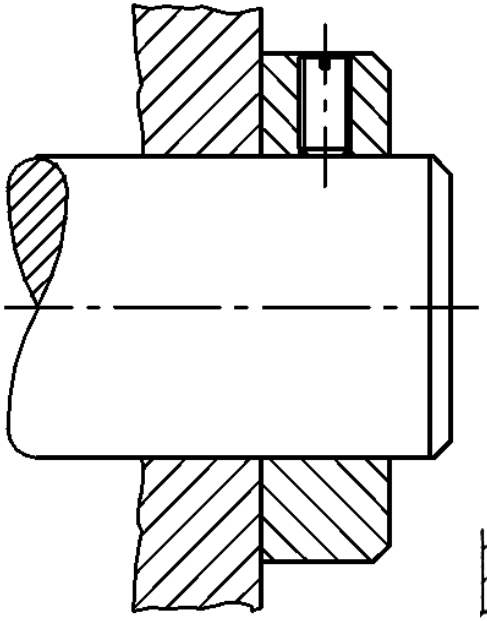
Elemente zur axialen Lagesicherung



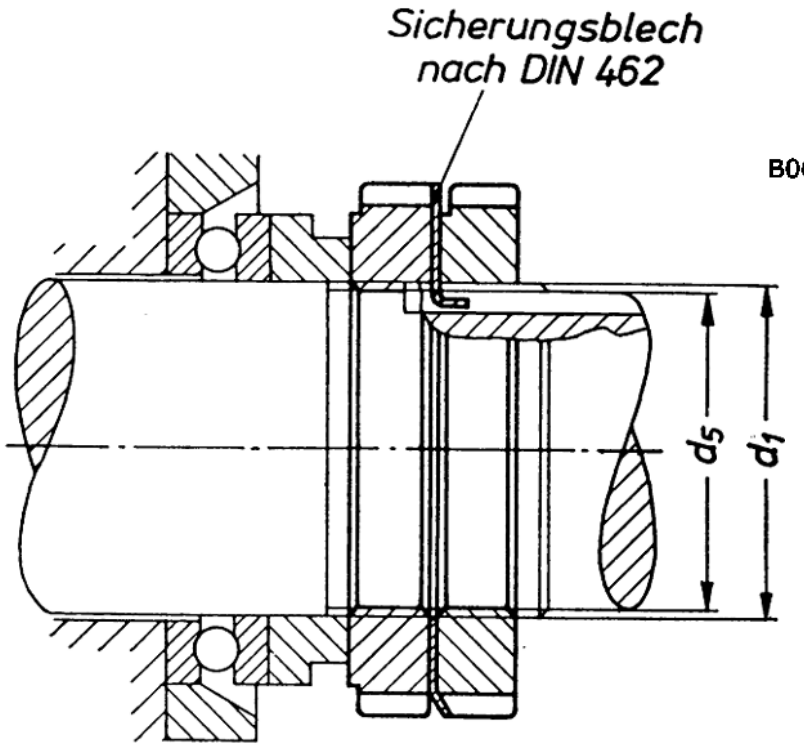
Beispiele formschlüssiger Sicherung

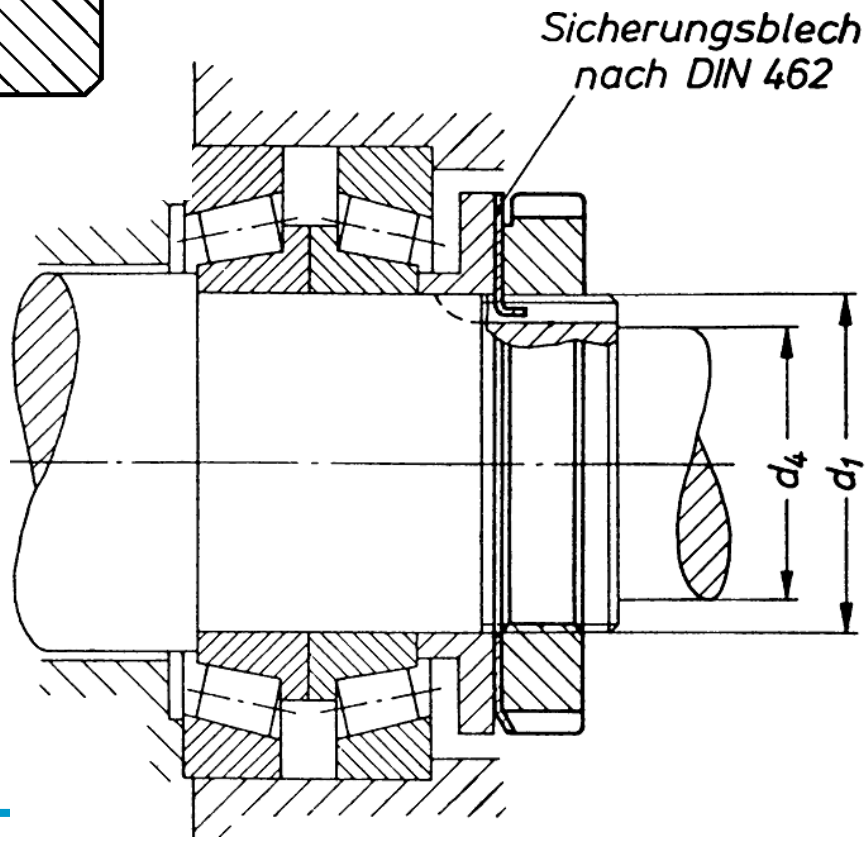


Beispiele reibschlüssiger Sicherung

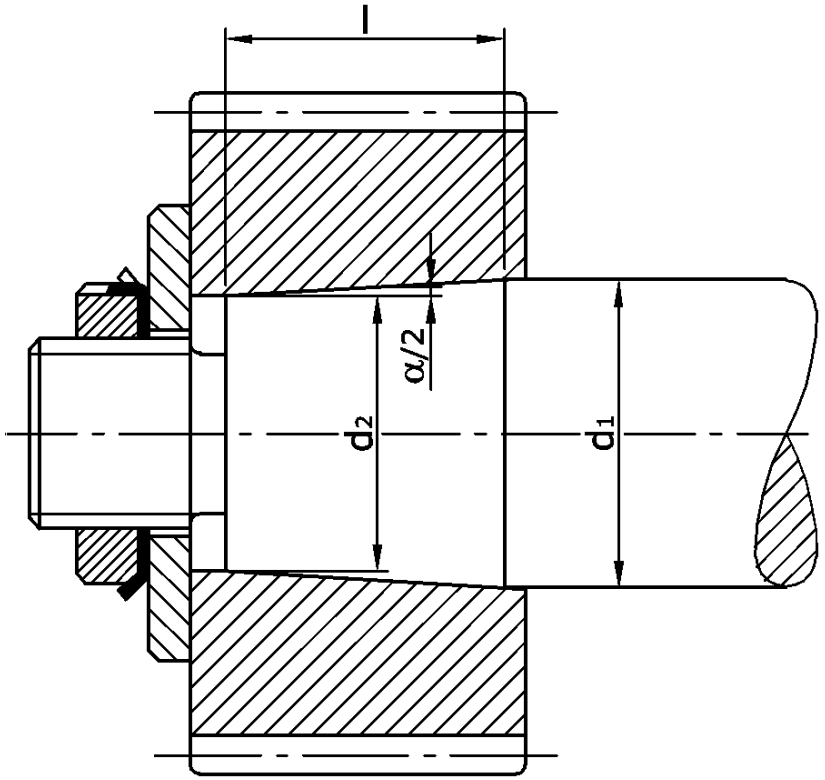


B067wnvZ





Kegelsitzverbindung



B045wnvZ

Vorteile

- guter Rundlauf
- unwuchtfrei
- grosse Momente auch wechselnd, stossend
- azimutal frei einstellbar
- gute Mon-, Demontierbarkeit

Nachteile

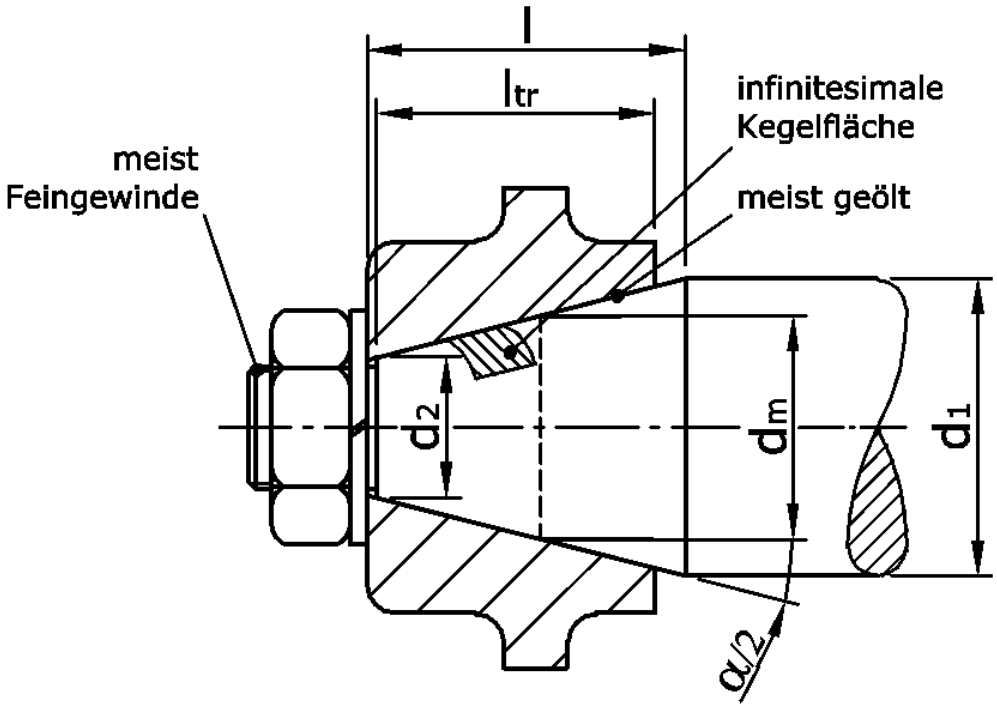
- axial nicht exakt positioniert
- aufwändige Herstellung

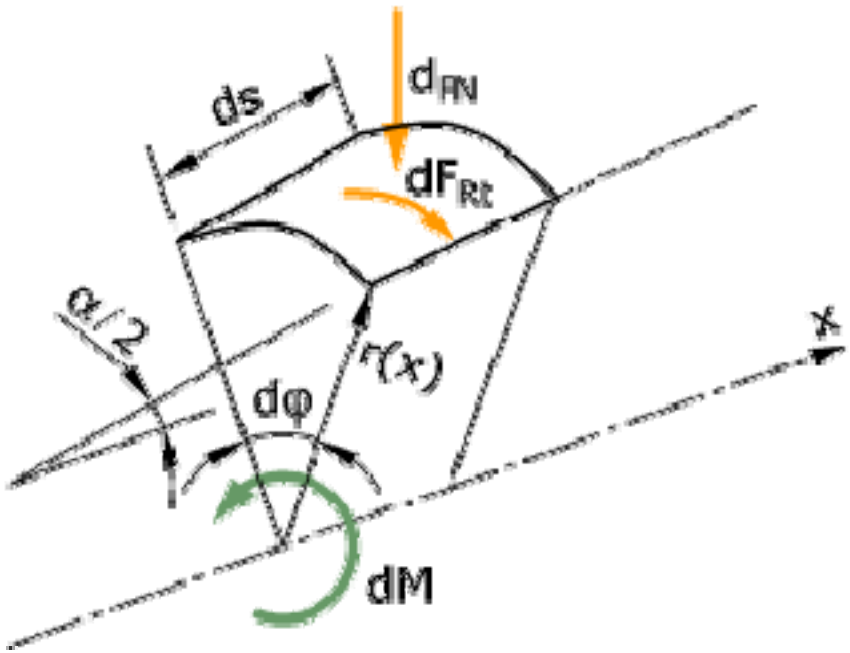
Genormte Kegelverhältnisse $c = \frac{d_1 - d_2}{l}$

- 1:5 leicht lösbar
- 1:10 für schwieriger lösbare Verbindungen
- 1:20 meist für Werkzeuge

Je kleiner der Winkel, desto grösser die Kraftübersetzung

Dimensionierung der Kegelsitzverbindung





B046wnvZ

$$dM = r(x)\, dF_{Rt} = r(x)\, dF_N\, \mu$$

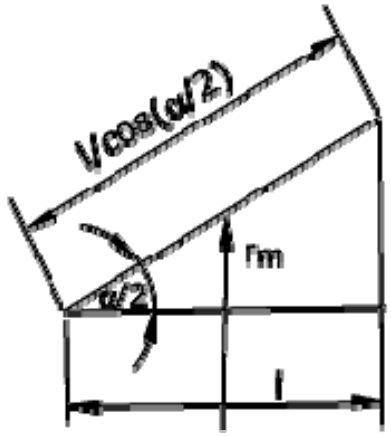
mit $$dF_N = p\, dA = p\, r(x)\, d\varphi\, ds$$

eingesetzt $$dM = \mu\, p\, r^2(x)\, d\varphi\, ds$$

integriert über die Gesamtfläche $$M = \iint_A dM = \mu\, p \iint_A r^2(x)\, d\varphi\, ds$$

Dimensionierung der Kegelsitzverbindung

Bei flachen Kegeln $r(x) \cong r_m = ¢ = \frac{d_m}{2}$; $ds = \frac{dx}{\cos\left(\frac{\alpha}{2}\right)}$



wird $M = 2\,\mu\,p\,\frac{d_m^2}{4}\,\pi \cdot l_{tr} \cdot \frac{1}{\cos\left(\frac{\alpha}{2}\right)}$

mit der Rutschsicherheit S_R wird der minimale Druck

$$p > \frac{2 \cdot M \cdot S_R \cdot \cos\left(\frac{\alpha}{2}\right)}{\mu \cdot \pi \cdot l_{tr} \cdot d_m^2}$$

für Stahl / geölt:

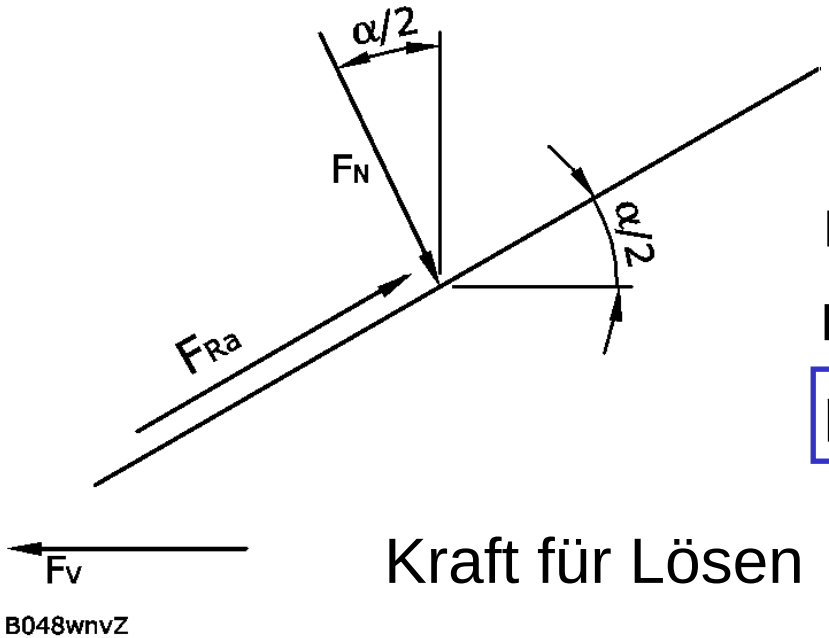
Nabenmaterial	μ
St, GS	0.07–0.08
GG	0.06
Al-Leg	0.05

Dimensionierung der Kegelsitzverbindung

Auf der maximalen Seite darf p höchstens $p \le p_{zul}$

mit $p_{zul} \le \begin{cases} \sigma_S / S_F ; & S_F = 2.5 - 3 \\ \sigma_B / S_B ; & S_B = 2.5 - 3 \end{cases}$ betragen.

p wird durch die Schraubenkraft F_V erzeugt



$$F_N = \iint_A dF_N = \iint p\, r(x)\, d\varphi\, ds = \frac{p \cdot l \cdot d_m \cdot \pi}{\left(\cos\frac{\alpha}{2}\right)}$$

$$F_V = F_N \sin\frac{\alpha}{2} + F_{Ra} \cos\frac{\alpha}{2} = F_N \sin\frac{\alpha}{2} + \mu\, F_N \cos\frac{\alpha}{2}$$

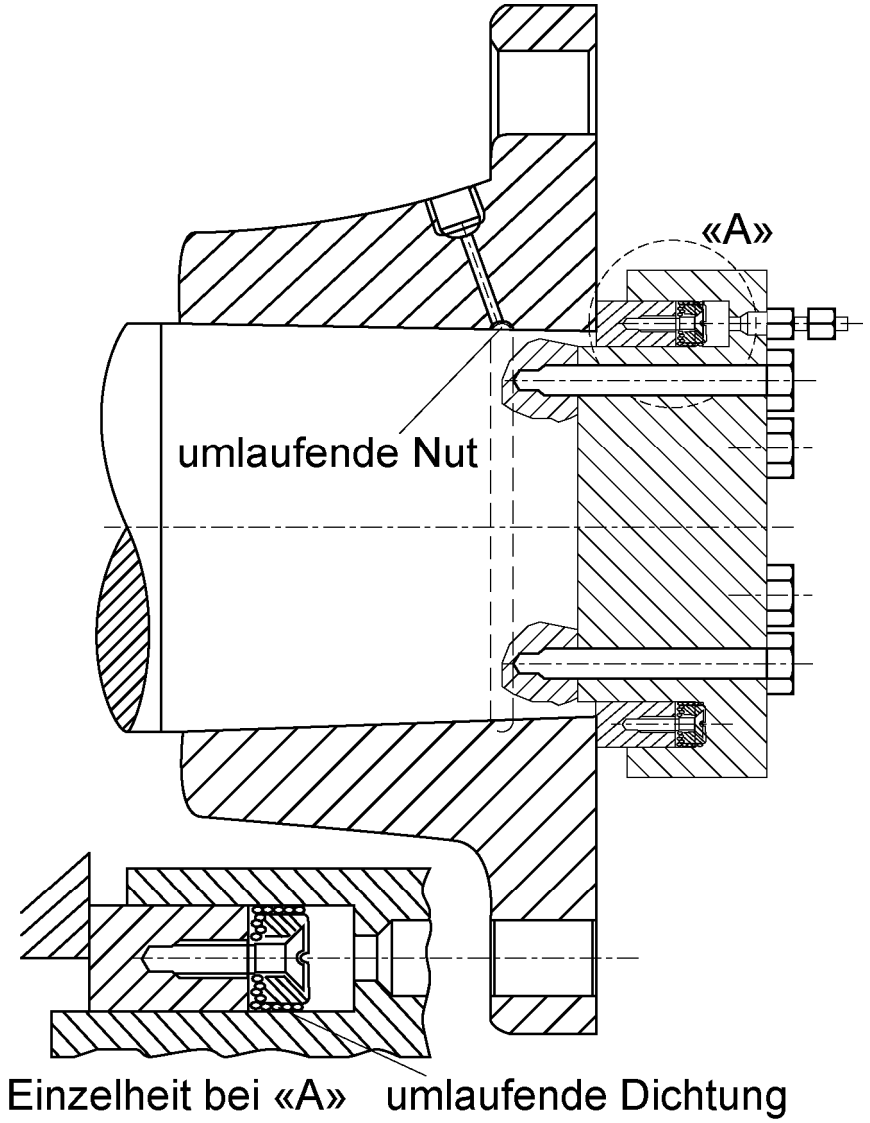
$$F_V = p \cdot l \cdot d_m\, \pi\left(\tan\alpha + \mu\right) = p \cdot K$$

$$\boxed{p_{min} \cdot K \le F_V \le p_{zul} \cdot K}$$

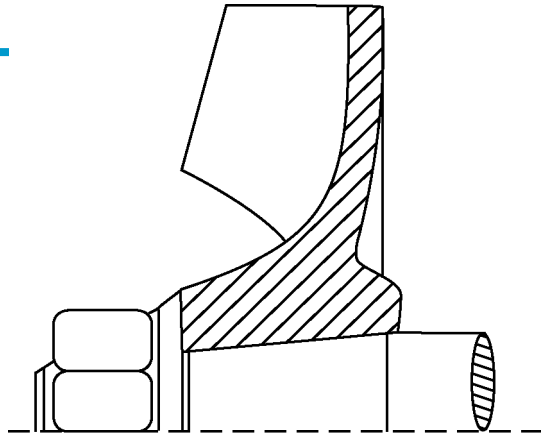
Kraft für Lösen $F_L = F_N\left(\sin\frac{\alpha}{2} - \mu_L \cos\frac{\alpha}{2}\right)$

Selbsthemmung $\mu_L > \tan\frac{\alpha}{2}$

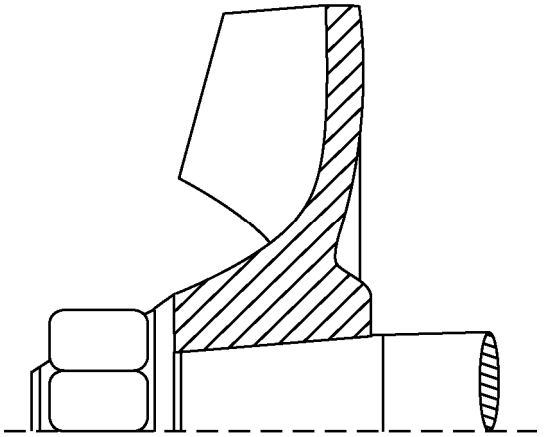
Montagehilfe für Druckölverband
Gestaltung



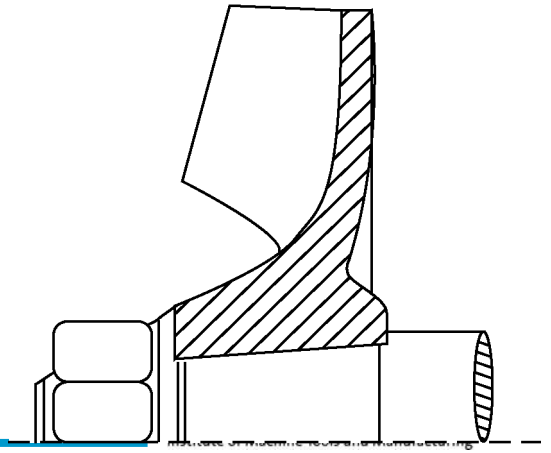
richtig



unzweckmässig

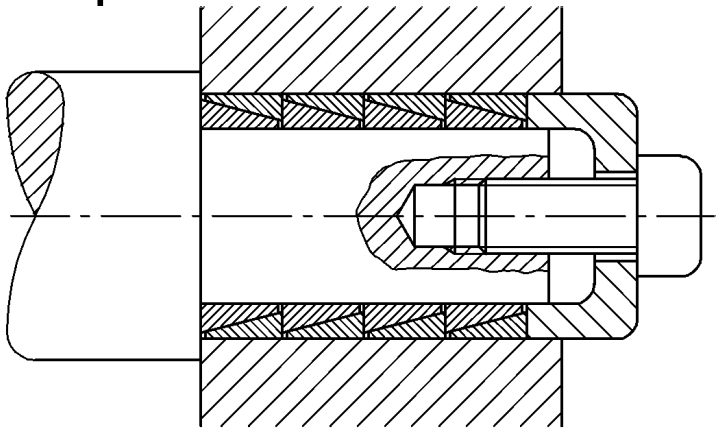


falsch

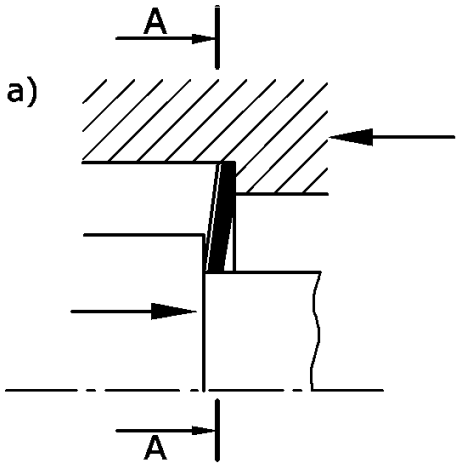


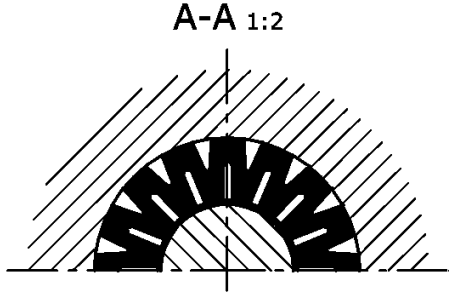
Spannelemente

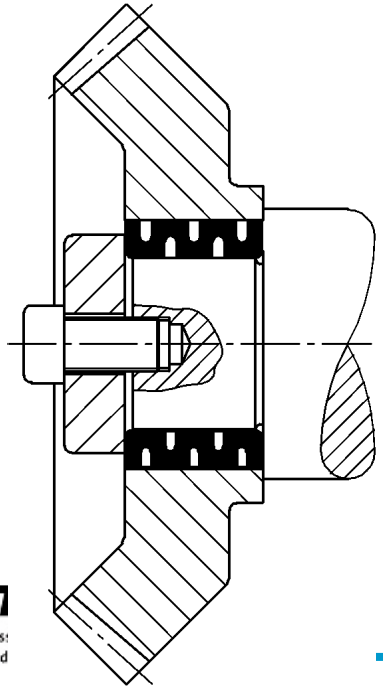
Es existiert eine Vielzahl von standardisierten Spannelementen



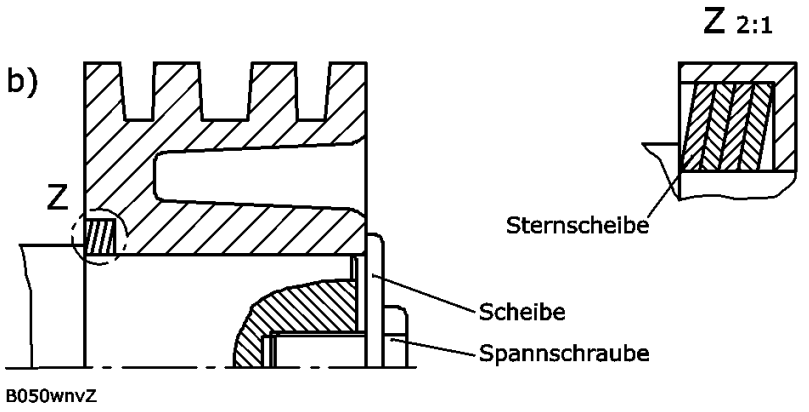
B049wnvZ





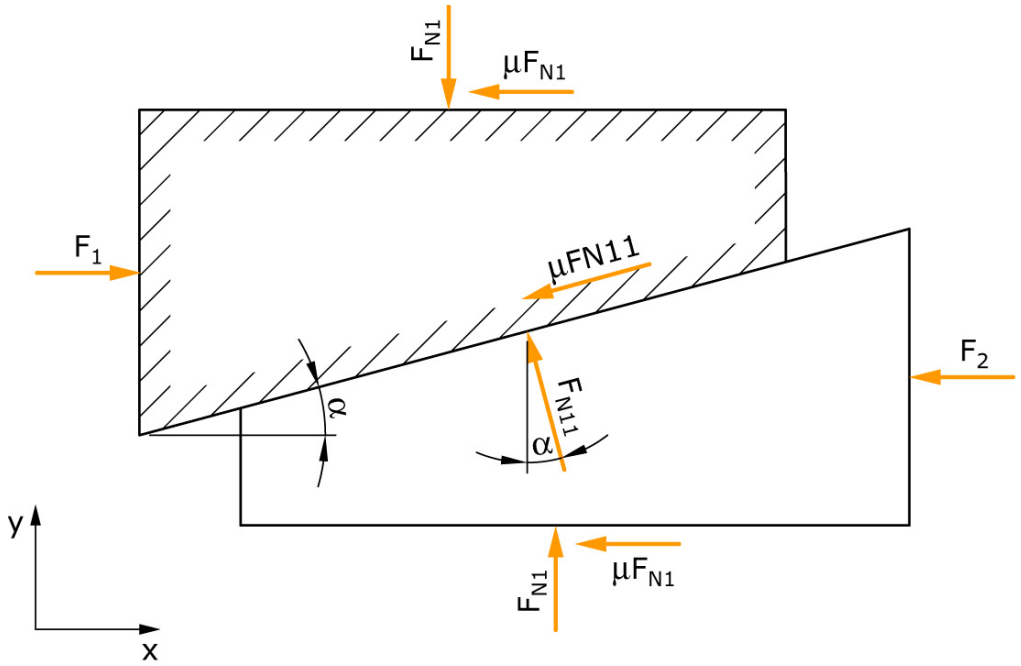


B051wnvZ



B050wnvZ

Dimensionierung eines Spannelementes



Kräftegleichgewicht am oberen Element

- x: $F_1 = F_{N11} \sin\alpha + \mu F_{N11} \cos\alpha + \mu F_{N1}$
- y: $F_{N1} = F_{N11} \cos\alpha - \mu F_{N11} \sin\alpha$

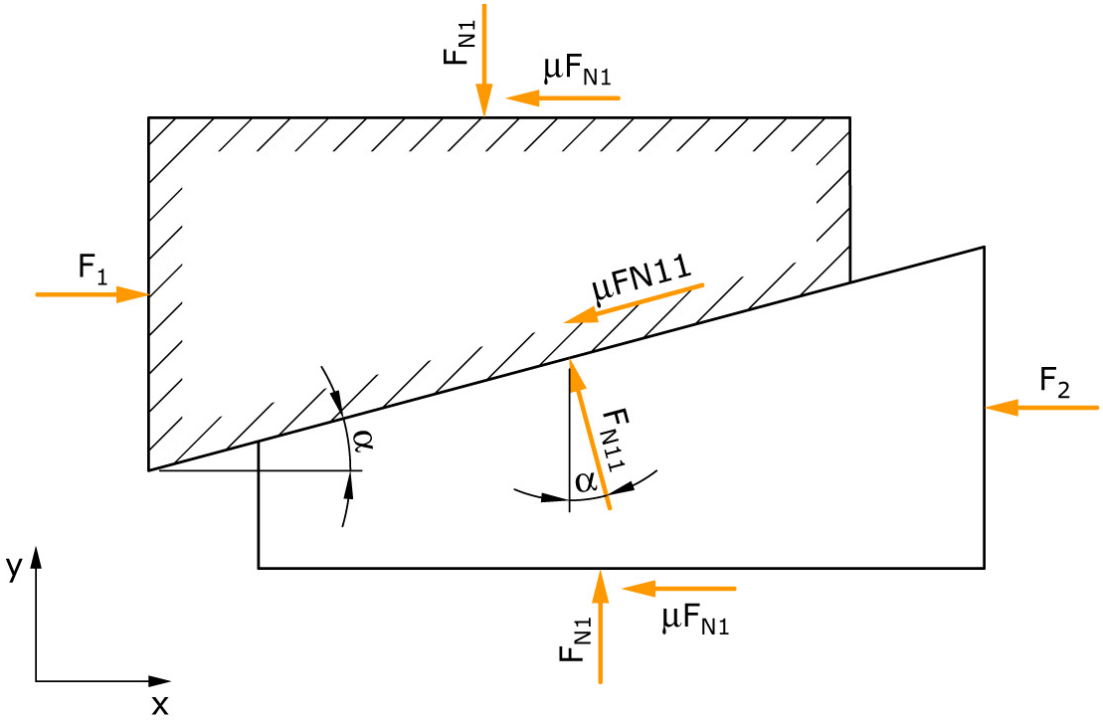
Aus y folgt $F_{N11} = \dfrac{F_{N1}}{\cos\alpha - \mu \sin\alpha}$

Dimensionierung eines Spannelementes

$$F_1 = F_{N1}\left(\frac{(\sin\alpha + \mu\cos\alpha)}{\cos\alpha - \mu\sin\alpha} + \mu\right) = F_{N1}\left(\frac{\tan\alpha + \mu}{1 - \mu\tan\alpha} + \mu\right)$$

In x eingesetzt

Dimensionierung eines Spannelementes



Beide Elemente zusammen

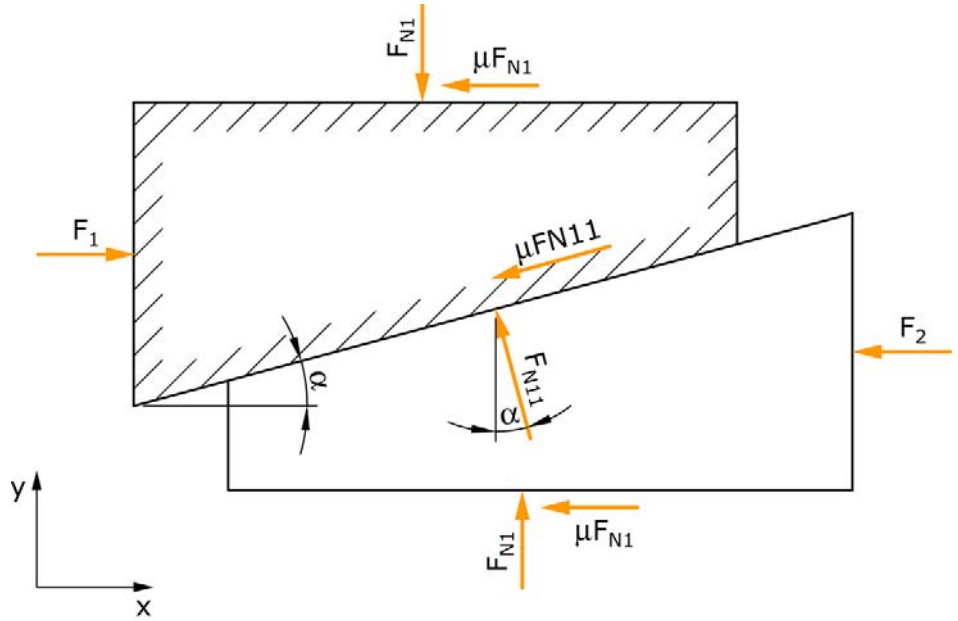
- Kräftegleichgewicht y

$$F_{N1\ (\text{oberes Element})} = F_{N1\ (\text{unteres Element})}$$

- Kräftegleichgewicht x

$$F_2 = F_1 - 2\,\mu\,F_{N1} = F_1 - 2\,\mu\,\frac{F_1}{\frac{\tan\alpha + \mu}{1 - \mu\,\tan\alpha} + \mu}$$

Dimensionierung eines Spannelementes



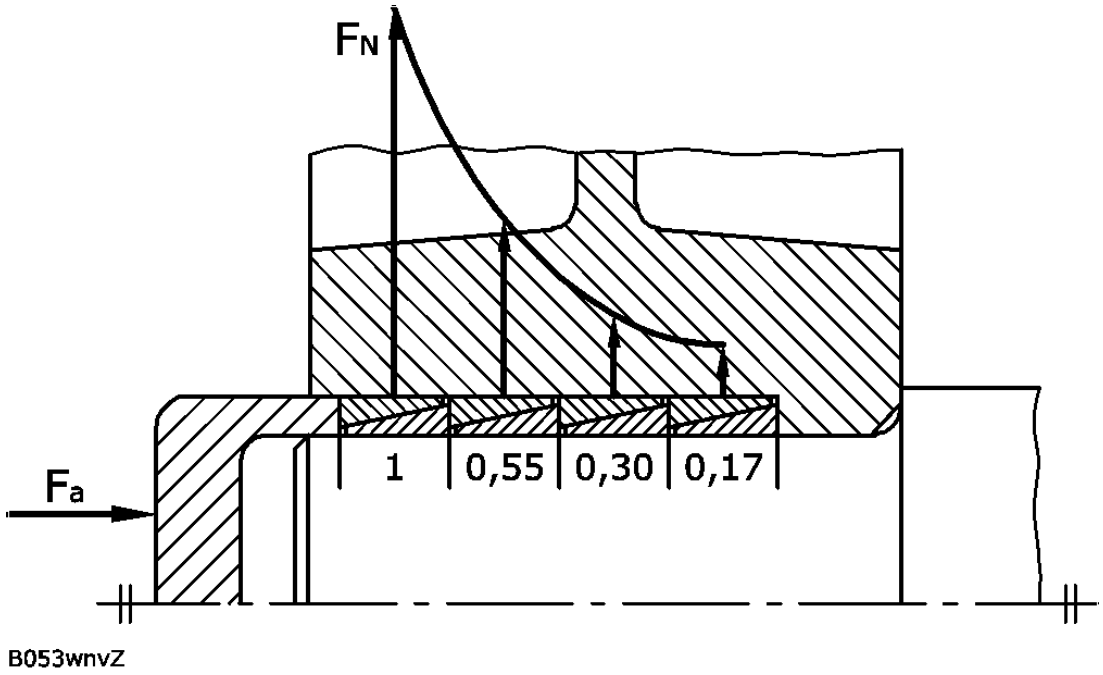
- Verhältnis von F_2/F_1

$$\frac{F_2}{F_1} = 1 - \frac{2\,\mu\left(1 - \mu\,\tan\alpha\right)}{\tan\alpha + 2\,\mu} = \frac{\tan\alpha + 2\,\mu - 2\,\mu - \varepsilon\,\mu^2}{\tan\alpha + 2\,\mu}$$

- Beispiel bei $\alpha = 17°$

$$\frac{F_2}{F_1} = \frac{\tan\alpha}{\tan\alpha + 2\,\mu} \cong \frac{\tan 17°}{\tan 17° + 0.2} \cong 0.6$$

Dimensionierung eines Spannelementes



- Je kleiner die Winkel, desto weniger Kraft kann übertragen werden.
- Mehr als 3 Elementpaare lohnen sich nicht.
- Das übertragbare Moment berechnet sich aus der Summe der F_{ni}.