

### 3.1 Differenzierung von Schraubenverbindungen nach

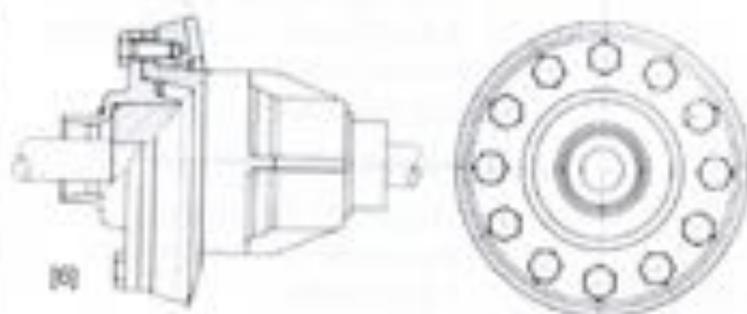
- **Haupteinsatzgebiet / Verwendungszweck (3.1.1)**
  - Befestigungsschraube
  - Bewegungsschraube
  - Dichtungsschraube
  - Einstellschraube
- **Art der Verschraubung (3.1.2)**
  - Durchgangsschraube mit Mutter
  - Schraube in Grundloch
- **Gewindeformen und -varianten (3.1.3)**
  - Gewinde mit Steigungsdreieck
  - Regel- und Feingewinde
  - Gangzahl und Gangrichtung
- **Gewindearten (3.1.4)**
  - Metrisches ISO-Spitzgewinde
  - Trapezgewinde
  - Whitworth-Rohrgewinde
  - Sägewinde
  - Rundgewinde
- **Schraubenbolzen (3.1.5)**
  - Kopfformen: Sechskant, Innensechskant, Schlitz, Torx
  - Schaftformen: Stiftschraube, Passschraube, Passstift, Dehnschraube
- **Schraubenmuttern (3.1.6)**
  - Sechskant, Kronenmutter, Hutmutter, Schweißmutter, Flügelmutter
- **Festigkeitsklassen (3.1.7)**
  - z.B. 10.9 oder A2-70
- **Produktklassen (3.1.8)**
  - Produktklassen: A, B, C
  - Toleranzen: fein, mittel, grob
- **Bezeichnungen von Schrauben / Muttern (3.1.9)**

Schraubenverbindungen sind seit Generationen derart verbreitet in Industrie und Technik, sowie im privatem Gebrauch, dass sich die unterschiedlichsten Anwendungen entwickelt haben. Aus diesem Grund existiert keine einheitliche Einteilung von Schraubenverbindungen, sondern die Differenzierung erfolgt nach vielen unterschiedlichen Kriterien. Auch in der einschlägigen Literatur gibt es keine einheitliche oder verbindliche Herangehensweise. Einige Kriterien zur **Differenzierung von Schraubenverbindungen** sind hier genannt, in den folgenden Unterkapiteln werden diese im Detail erläutert.

## 3.1.1 Haupteinsatzgebiete / Verwendungszweck

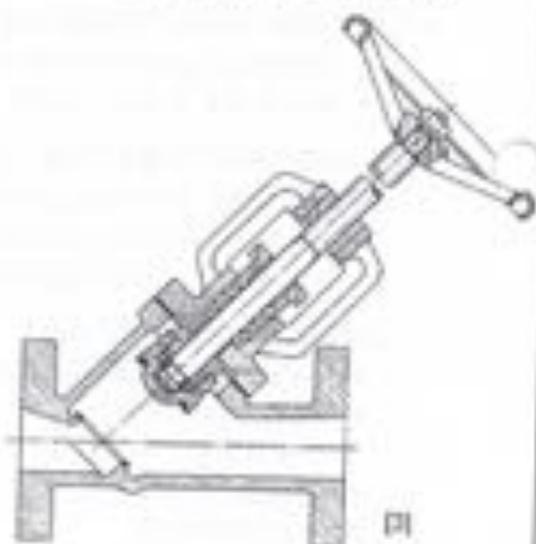
### 3.1.1.1 Befestigungsschrauben

- zum Verbinden 2er oder mehrerer Bauteile
- immer selbsthemmend
- meist metrisches ISO-Spitzgewinde oder Rohrgewinde (für Sonderfälle: Rundgewinde)
- i.d.R. eingängig mit geringer Gewindesteigung
- Bsp.: Teilerradbefestigung in Getriebe [6]



### 3.1.1.2 Bewegungsschrauben

- wandeln Drehbewegung in Längsbewegung um
- selbsthemmend oder nicht
- i.d.R. Trapezgewinde (für Sonderfälle: Sägewinde)
- meist mehrgängig mit größerer Gewindesteigung
- Bsp.: Schrägsitz-Durchgangsventil [3]

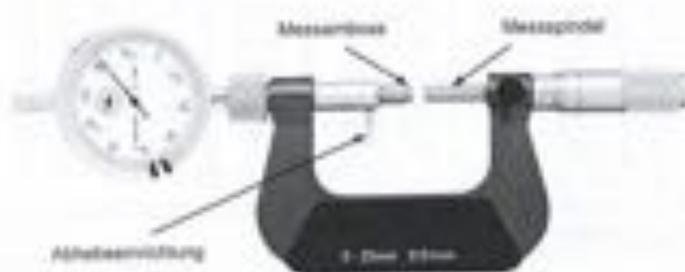


„**Bewegungsschrauben** sind Maschinenelemente, die eine drehende in eine lineare Bewegung umwandeln. Im erweiterten Sinne gehören dazu auch Schnecken- und Schraubradgetriebe (s. Maschinenelemente 2). Bei den Werkzeugmaschinen werden Bewegungsschrauben zur Längsbewegung der Werkzeugschlitzen mit dem Handrad verwendet. Solche Schrauben werden oft auch als Spindeln bezeichnet. Auch die Leitspindel bei einer Drehbank ist eine Bewegungsschraube, sie wird dazu verwendet, um eine exakte Dreh- in eine Linearbewegung des Vorschubs zu gewährleisten. Für solche Schrauben verwendet man meist Trapez- oder Flachgewinde

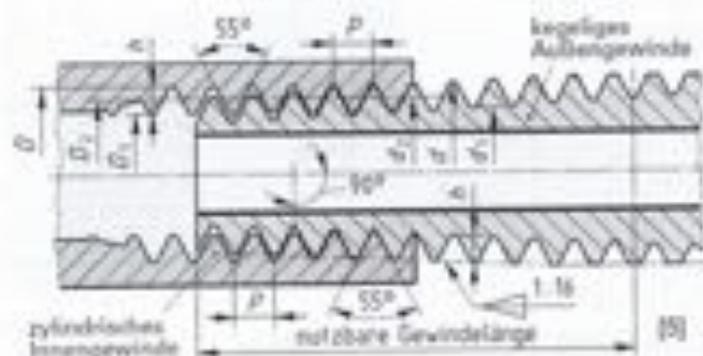
Genau betrachtet sind auch Schrauben, die z.B für Niveaueinstellungen bei Maschinen verwendet werden Bewegungsschrauben, da sie nicht der Befestigung dienen. Auch wenn sie oft das für Befestigungsschrauben übliche Gewinde haben.

Wenn man beispielsweise an den Drillbohrer oder manche Schraubendreher denkt, kann auch der umgekehrte Fall eintreten, dass durch eine lineare Bewegung eine Drehbewegung erzeugt wird.“ [www.uni-protokolle.de].

## Messschraube



## Dichtungsschrauben



## Spannschloss



## Einstellschrauben



Neben den beiden Hauptaufgaben (Befestigen und Bewegen) können Schrauben für viele weitere Einsatzgebiete herangezogen werden.

**Messschrauben** unterschiedlichster Art und Aussehen finden sich in der industriellen Messtechnik, z.B. zur Längen- und Dickenmessung von Bauteilen. Hohe Genauigkeitsforderungen erfordern i.d.R. Feingewinde. Vorteil sind geringer Vorrichtungsbedarf und hohe Zugänglichkeit vor allem im Vergleich zu optischen Messverfahren.

Gewinde an sich kann nicht dichten aufgrund des notwendigen Spiels zwischen den Gewindegängen (ohne dieses Spiel wäre keine Drehung der Schraube bzw. Mutter mehr möglich). Ist eine wasser- oder gasdichte Verbindung gefordert, so ist entweder ein Dichtungsmaterial in den Gewindegängen zwischen Schraubenbolzen und Mutter erforderlich (z.B. Harf oder Teflon) oder alternativ wird in das zylindrische Innengewinde der Mutter ein leicht kegeliges Außengewinde der Schraube (meist Hohlbolzen) eingedreht. Diese sogenannten **Dichtungsschrauben** finden sich vor allem in der Fluidtechnik (Heizungsrohre, Waschmaschinenanschluss, Gasleitungen, etc.).

Rein längsbeanspruchte Schrauben wie Lasthaken oder **Spannschlösser** weisen keine Vorspannung auf. Kräfte treten nur bei Wirkung einer Betriebskraft auf. Im Falle des Spannschlössers ist ein Rechts- und ein Linksgewinde zur gleichzeitigen Spannung oder Entspannung bei nur einer Drehrichtung erforderlich.

Zur exakten Positionierung oder Lagebestimmung („Einstellung“) von Bauteilen oder Vorrichtungen kommen **Einstellschrauben** zum Einsatz. Auch diese weisen i.d.R. Feingewinde auf.

### 3.1.2.1

#### Durchgangsschraube mit Mutter

vgl. DIN EN 20273 (1963-02)

Gewinde $d$	Durchgangslöcher $d_1^*$ Reihe			Gewinde $d$	Durchgangslöcher $d_1^*$ Reihe			Gewinde $d$	Durchgangslöcher $d_1^*$ Reihe		
	fein	mittel	groß		fein	mittel	groß		fein	mittel	groß
M1	1,1	1,2	1,3	M5	5,2	5,5	5,8	M24	25	26	28
M1,2	1,3	1,4	1,5	M6	6,4	6,8	7	M30	31	33	35
M1,6	1,7	1,8	2	M8	8,4	8	10	M36	37	38	42
M2	2,2	2,4	2,6	M10	10,5	11	12	M42	43	45	48
M2,5	2,7	2,9	3,1	M12	13	13,5	14,5	M48	50	52	56
M3	3,2	3,4	3,6	M16	17	17,5	18,5	M56	58	62	66
M4	4,3	4,5	4,8	M20	21	22	24	M64	66	70	74

<sup>\*)</sup> Toleranzklassen für  $d_1^*$ : Reihe fein: H12, Reihe mittel: H13, Reihe groß: H14

[5]

### 3.1.2.2

#### Schraube in Grundloch

**Mindesteinschraubtiefen in Grundlochgewinde**

Anwendungsbereich	Mindesteinschraubtiefen $L_1^*$ für Regelgewinde und Festigkeitsklasse			
	3,6, 4,0	4,8 ... 6,8	8,8	10,9
Bau- stahl	$R_{m,0} = 400 \text{ N/mm}^2$	$0,8 \cdot d$	$1,2 \cdot d$	–
	$R_{m,0} = 400 \dots 600 \text{ N/mm}^2$	$0,8 \cdot d$	$1,2 \cdot d$	$1,2 \cdot d$
	$R_{m,0} = 600 \dots 800 \text{ N/mm}^2$	$0,8 \cdot d$	$1,2 \cdot d$	$1,2 \cdot d$
	$R_{m,0} = 800 \text{ N/mm}^2$	$0,8 \cdot d$	$1,2 \cdot d$	$1,0 \cdot d$
Gussstahlwerkstoffe	$1,0 \cdot d$	$1,5 \cdot d$	$1,5 \cdot d$	–
Kupferlegierungen	$1,0 \cdot d$	$1,0 \cdot d$	–	–
Aluminium-Gusslegierungen	$1,0 \cdot d$	$2,2 \cdot d$	–	–
Al-Legierungen, ausgehärtet	$0,8 \cdot d$	$1,2 \cdot d$	$1,0 \cdot d$	–
Al-Legierungen, nicht ausgehärtet	$1,2 \cdot d$	$1,8 \cdot d$	–	–
Kunststoffe	$2,5 \cdot d$	–	–	–

<sup>\*)</sup> Eineinschraubtiefe für Feingewinde  $L_1 = 1,25 \cdot$  Eineinschraubtiefe für Regelgewinde

[5]

$\lambda = 3 \cdot P$  (Gewindesteigung  $s$ , nach DIN 78, Seite 98)

Schraubenverbindungen können als reine **Durchsteckschrauben** zum Einsatz kommen. Dabei wird der Schraubenbolzen durch eine Bohrung aller zu fügenden Bauteile durchgesteckt und auf der gegenüberliegenden Seite mit einer Mutter festgezogen. Hierbei handelt es sich i.d.R. um eine reibschlüssige Verbindung, d.h. die Kräfte zwischen den gefügten Bauteilen werden ausschließlich über die gemeinsame Trennfuge durch Reibung übertragen. Die Schraubenverbindung selbst presst dabei nur die Bauteile fest zusammen, um hohe Reibkräfte ohne Durchrutschen zu ermöglichen, sie selber ist dabei nur mit einer Längskraft in Schraubenachse belastet, Querkräfte zwischen den Bauteilen nimmt sie dagegen nicht auf. Der Schraubenbolzen liegt also gar nicht an, sondern hat im Gegenteil ausreichend Spiel in der Bohrung, die Tabelle zeigt genormte Durchmesser der **Durchgangslöcher**.

(Soll der Schraubenbolzen demgegenüber doch auch Querkräfte aus den Bauteilen aufnehmen, so ist dies ebenfalls möglich durch Passschrauben, Spannhülsen, Scherbüchsen, etc.. In diesem Fall liegt der dann glatte Schraubenbolzen fest, d.h. ohne Spiel an der Bohrungswandung an.)

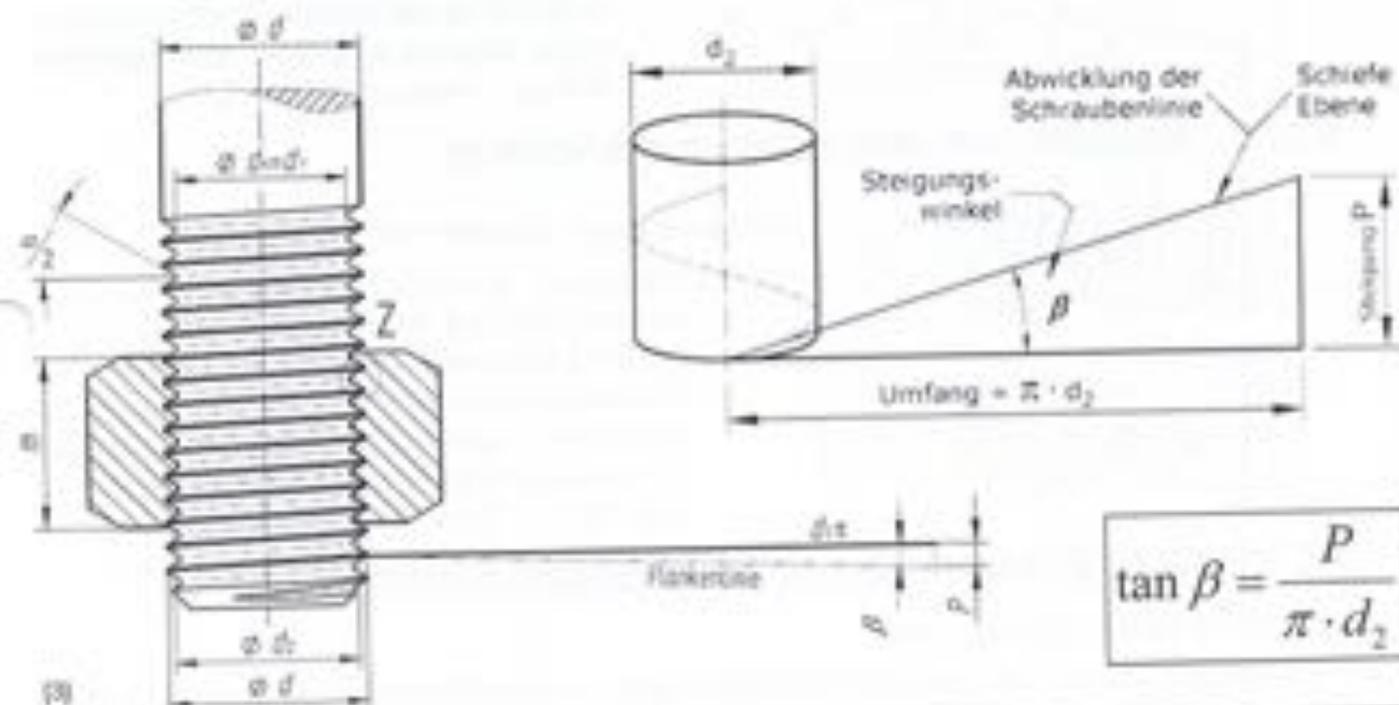
Auch eine Direktverschraubung in einem der zu fügenden Bauteile ist möglich in einem **Grund- bzw. Sackloch**. In diesem Fall übernimmt das Bauteil die Funktion der Mutter, weist also ein Innengewinde auf. Die erforderlichen Mindesteinschraubtiefen sind in Abhängigkeit von Festigkeitsklasse und Werkstoff der Tabelle zu entnehmen.

Die Durchsteckschraube mit Mutter ist kostengünstiger als die Schraube im Grundloch ohne Mutter, da kein Gewinde in den Unterflansch geschritten werden muss, sondern ein genormtes Zukaufteil (Mutter) eingesetzt werden kann [2].

### 3.1.3.1 Gewinde mit Steigungsdreieck

Gemeinsames Charakteristikum aller Schrauben: **Gewinde**

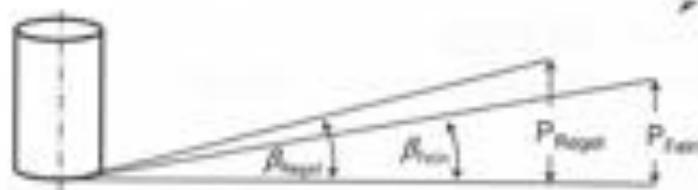
Abwicklung eines Gewindeganges → schiefe Ebene mit Steigungswinkel  $\beta$  und Steigung  $P$



Allen Schrauben gemeinsam ist ein **Gewinde**. Wickelt man einen Gewindegang ab, so ergibt sich eine schiefe Ebene mit dem Steigungswinkel  $\beta$  und der Steigung  $P$  (engl. „pitch“). Aus dem sogenannten **Steigungsdreieck** erschließt sich der formelmäßige Zusammenhang, d.h. von den drei Größen Steigungswinkel  $\beta$ , Steigung  $P$  und Flankendurchmesser  $d_2$  sind nur zwei unabhängig voneinander wählbar, die dritte liegt dann fest.

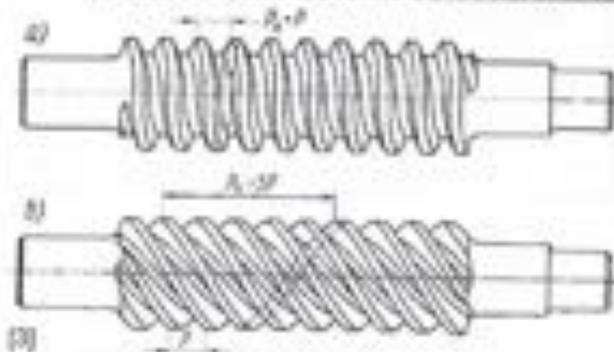
Anschaulich kann mit Hilfe der schiefen Ebene im Steigungsdreieck das Festdrehen einer Schraube mit dem Hinaufschieben („Heben“) eines Körpers entlang dieser schiefen Ebene gedeutet werden, entsprechend das Lösen der Schraube mit dem Hinuntergleiten („Senken“).

### 3.1.3.2 Regel- und Feingewinde



- Regelgewinde „ist die Regel“: (z.B.: M16)
- Feingewinde: (z.B.: M16 x 1,5)
  - eine Umdrehung bringt weniger Höhenunterschied (bei gleichem  $d$ )
  - Anwendung bei kurzen Gewindelängen, hohen Beanspruchungen, dünnwandigen Rohren, Wellenmuttern, u.a.

### 3.1.3.3 Gangzahl: ein- oder mehrgängiges Gewinde



- a) eingängiges Gewinde „ist die Regel“
- b) mehrgängiges Gewinde (hier: Gangzahl:  $n=5$ ):
  - eine Umdrehung bringt vielfach größeren Höhenunterschied (Steigung:  $P_2 = P \times n$ )
  - Anwendung ausschließlich bei Bewegungsgewinden, (mehrgängige Spindeln mit schneller Längsbewegung), meist Trapezugewinde
  - z.B.: Tr32 x 18 P6 (18:6=3 Gänge)

### 3.1.3.4 Gangrichtung: rechts- oder linksgängiges Gewinde

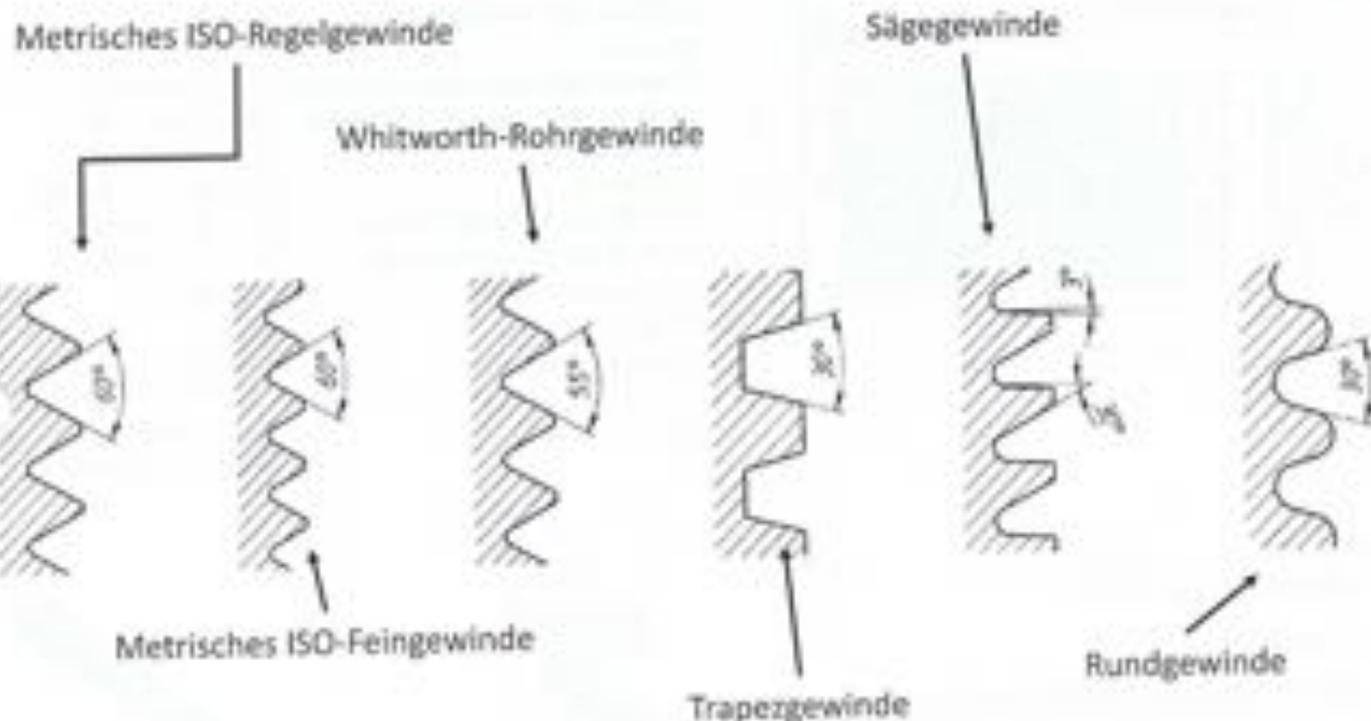
- Rechtsgewinde „ist die Regel“
- Linksgewinde bei Gasflaschen, Spannschlössern, Fahrradpedal, u.a. (z.B.: M20x1-LH)

Beim metrischen ISO-Spitzgewinde wird zwischen **Regel- und Feingewinde** unterschieden. Kennzeichen des Feingewindes ist bei gleichem Nenndurchmesser  $d$  ein geringerer Steigungswinkel  $\beta$  und somit eine geringere Steigung  $P$ ; eine Umdrehung der Schraube erzeugt also wenig Bewegung in axialer Richtung (weniger „Höhenunterschied“). Soll Feingewinde eingesetzt werden, so muss dies in der Bezeichnung der Schraube angegeben werden durch Nennung der Steigung, z.B. M16 x 1,5. Wird die Steigung (hier: x 1,5) nicht angegeben, so ist automatisch Regelgewinde gemeint.

Die **Gangzahl** bezeichnet die Anzahl der Gewindegänge, welche sich parallel zueinander, um die Teilung versetzt, um den Schraubenbolzen herumwinden. Befestigungsgewinde sind i.d.R. eingängig, Bewegungsgewinde häufig mehrgängig. „Schnellere Längsbewegungen sind mit mehrgängigen Gewinden erreichbar. Bei diesen laufen mehrere Gänge ( $n$  Gänge) nebeneinander um den Kern. Die Steigung einer mehrgängigen Spindel beträgt dann:  $P_2 = P \times n$  mit  $n$  als Teilung (entspricht der Steigung des eingängigen Gewindes) [1].“  
 Beispiel: Tr 32x18 P6 (18:6 = 3-gängiges Trapezugewinde mit Nenndurchmesser 32 mm, Steigung 18 mm und Teilung 6mm)

Auch die **Gangrichtung** lässt sich variieren. Rechtsgewinde ist im Alltag die Regel. Ein Linksgewinde wird nur dann verwendet, wenn sich ein Rechtsgewinde lösen würde (z.B. Fahrradpedal) oder bei Spannschlössern. Sie müssen zusätzlich mit LH (Left Hand) gekennzeichnet werden: z.B. M 20x1-LH. Auch bei Gasflaschen kommt häufig Linksgewinde zum Einsatz.

### 3.1.4 Gewindearten



alle [1]

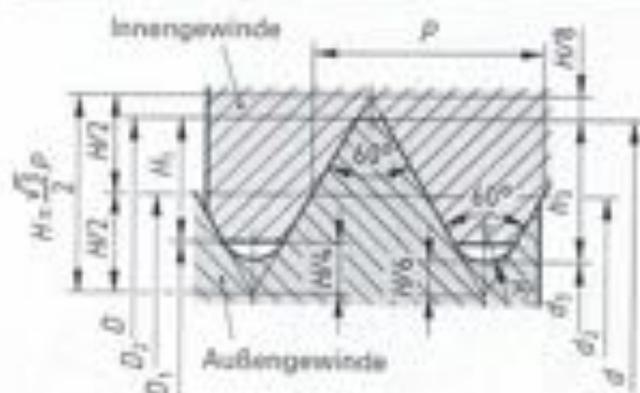
Die **Art des Gewindes** wird neben Gangrichtung, Gangzahl und Steigung (Regel- oder Feingewinde) vor allem durch die Profilform festgelegt.

Die gebräuchlichsten Gewindearten in der Praxis sind für Befestigungsschrauben das **Metrische ISO-Gewinde** (Regel oder Fein) das **Whitworth-Rohrgewinde** und das **Rundgewinde**. Für Bewegungsschrauben/Spindeln wird fast immer auf **Trapezgewinde**, bei einseitiger Belastung (z.B. Pressen) auch das **Sägegewinde** ausgewählt.

Neben der Profilform unterscheiden sich diese gebräuchlichen Gewindearten durch den sogenannten Flankenwinkel  $\alpha$ , welcher zwischen  $30^\circ$  und  $60^\circ$  variiert.

**Metrisches ISO-Gewinde für allgemeine Anwendung, Nennprofile**

vgl. DIN 13-19 (1999-11)



Gewinde-Nenndurchmesser	$d = D$
Steigung	$p$
Gewindetiefe des Außengewindes	$H_2 = 0,6134 \cdot p$
Gewindetiefe des Innengewindes	$H_1 = 0,5413 \cdot p$
Rundung	$R = 0,1443 \cdot p$
Flanken- $\varnothing$	$d_2 = D_2 = d - 0,6495 \cdot p$
Kern- $\varnothing$ des Außengewindes	$d_1 = d - 1,2269 \cdot p$
Kern- $\varnothing$ des Innengewindes	$D_1 = d - 1,0825 \cdot p$
Kernlochbohrer- $\varnothing$	$= d - p$
Flankenwinkel	$60^\circ$
Spannungsquerschnitt	$A_s = S = \frac{\pi}{4} \cdot \left( \frac{d_2 + d_1}{2} \right)^2$

[5]

 Bolzen: Kleinbuchstaben  
 Mutter: Großbuchstaben

- Bezeichnung **M30**
- Regelgewinde
- Mehrzahl aller Befestigungsgewinde



Das **metrische ISO-Gewinde** ist ein Spitzgewinde mit einem Flankenwinkel von  $\alpha = 60^\circ$ . Es wird zwischen Regel- und Feingewinde unterschieden. Gemäß Skizze werden alle Größen beim Schraubenbolzen mit Kleinbuchstaben sowie bei der Mutter mit Großbuchstaben angegeben.

Wichtigste Größe ist der Gewindenennendurchmesser  $d$ , dieser wird in der Bezeichnung der Schraube daher mit genannt (z.B. M30 mit  $d=30$ mm Nennendurchmesser). Beim Schraubenbolzen sind weiterhin der Kerndurchmesser  $d_1$  (gibt den Durchmesser des „nackten“ Schraubenbolzens ohne aufgeprägtes Gewinde an, also den Material-Kern der Schraube), sowie der Flankendurchmesser  $d_2$ .

Die mit  $R$  gekennzeichneten Ausrundungen sind zur klemmungsfreien Montage erforderlich, verhindern aber eine exakte Zentrierung des Schraubenbolzens im Muttergewinde sowie eine Dichtwirkung im Gewinde. Eine im Vergleich hohe Flankenüberdeckung  $H_1$  zwischen Innengewinde der Mutter und Außengewinde des Schraubenbolzens ermöglichen hohe Tragfähigkeit und Reibung (Selbsthemmung) für Befestigungsschrauben.

[5] Nennmaße für Regelgewinde Reihe 1<sup>1)</sup> (Maße in mm) vgl. DIN 13-1 (1999-11)

Gewinde- bezeich- nung $d = D$	Steig- ung $P$	Flan- ken- $\varnothing$ $d_2 = D_2$	Kern- $\varnothing$		Gewindetiefe		Run- dung $R$	Span- nungs- quer- schnitt $A_1$ mm <sup>2</sup>	Bohrer- $\varnothing$ für Gewinde- kern- loch <sup>2)</sup>	Sechskant- schlüssel- sel- weite <sup>2)</sup>
			Außen- gewinde $d_1$	Innen- gewinde $D_1$	Außen- gewinde $A_2$	Innen- gewinde $H_1$				
M 1	0,25	0,84	0,69	0,73	0,15	0,14	0,04	0,46	0,75	-
M 1,2	0,25	1,04	0,89	0,93	0,15	0,14	0,04	0,73	0,95	-
M 1,6	0,35	1,38	1,17	1,22	0,22	0,19	0,05	1,27	1,25	3,2
M 2	0,4	1,74	1,51	1,57	0,25	0,22	0,06	2,07	1,6	4
M 2,5	0,45	2,21	1,95	2,01	0,28	0,24	0,07	3,29	2,05	5
M 3	0,5	2,68	2,39	2,46	0,31	0,27	0,07	5,03	2,5	5,5
M 3,5 <sup>3)</sup>	0,6	3,11	2,76	2,85	0,37	0,33	0,09	6,77	2,9	-
M 4	0,7	3,55	3,14	3,24	0,43	0,38	0,10	8,78	3,3	7
M 5	0,8	4,48	4,02	4,13	0,49	0,43	0,12	14,2	4,2	8
M 6	1	5,35	4,77	4,92	0,61	0,54	0,14	20,1	5,0	10
M 7 <sup>4)</sup>	1	6,35	5,77	5,92	0,61	0,54	0,14	28,84	6,0	11
M 8	1,25	7,19	6,47	6,65	0,77	0,68	0,18	36,6	6,8	13
M 10	1,5	9,03	8,16	8,38	0,92	0,81	0,22	56,0	8,5	16
M 12	1,75	10,88	9,85	10,11	1,07	0,95	0,25	84,3	10,2	18
M 14 <sup>4)</sup>	2	12,70	11,55	11,84	1,23	1,08	0,29	115,47	12	21
M 16	2	14,70	13,55	13,84	1,23	1,08	0,29	157	14	24
M 20	2,5	18,38	16,93	17,29	1,53	1,35	0,36	245	17,5	30
M 24	3	22,05	20,32	20,75	1,84	1,62	0,43	353	21	36
M 30	3,5	27,73	25,71	26,21	2,15	1,89	0,51	561	26,5	46
M 36	4	33,40	31,09	31,67	2,45	2,17	0,58	817	32	55
M 42	4,5	39,08	36,48	37,13	2,76	2,44	0,65	1121	37,5	65

**Metrisches ISO - Regelgewinde** ist das Standardgewinde für Befestigungsschrauben und Müttern aller Art.

Die Tabelle gibt die für die praktische Schraubenauslegung wichtigsten, genormten Größen an.

(Neben der hier aufgeführten „Reihe 1“ kennt die Norm noch Reihe 2 und Reihe 3. In diesen sind Zwischengrößen wie z.B. M4,5 ; M11 oder M18 u.a. aufgelistet. Diese sind allerdings nicht mehr gebräuchlich und daher möglichst zu vermeiden, vor allem bei Neukonstruktionen).

[5]

## Nennmaße für Feingewinde (Maße in mm)

vgl. DIN 13-2 ... DIN 13-10 (1999-11)

Gewinde- bezeichnung $d \times P$	Flan- ken- $\varnothing$ $d_2 = D_2$	Kern- $\varnothing$		Gewinde- bezeichnung $d \times P$	Flan- ken- $\varnothing$ $d_2 = D_2$	Kern- $\varnothing$		Gewinde- bezeichnung $d \times P$	Flan- ken- $\varnothing$ $d_2 = D_2$	Kern- $\varnothing$	
		Außeng. $d_1$	Inneng. $D_1$			Außeng. $d_1$	Inneng. $D_1$			Außeng. $d_1$	Inneng. $D_1$
M 2 $\times$ 0,25	1,84	1,68	1,73	M 10 $\times$ 0,25	9,84	9,69	9,73	M 24 $\times$ 2	22,70	21,55	21,84
M 3 $\times$ 0,25	2,84	2,69	2,73	M 10 $\times$ 0,5	9,68	9,39	9,46	M 30 $\times$ 1,5	29,03	28,16	28,38
M 4 $\times$ 0,2	3,87	3,76	3,78	M 10 $\times$ 1	9,35	8,77	8,92	M 30 $\times$ 2	28,70	27,55	27,84
M 4 $\times$ 0,35	3,77	3,57	3,62	M 12 $\times$ 0,25	11,77	11,57	11,62	M 36 $\times$ 1,5	35,03	34,16	34,38
M 5 $\times$ 0,25	4,84	4,69	4,73	M 12 $\times$ 0,5	11,68	11,39	11,46	M 36 $\times$ 2	34,70	33,55	33,84
M 5 $\times$ 0,5	4,68	4,39	4,46	M 12 $\times$ 1	11,35	10,77	10,92	M 42 $\times$ 1,5	41,03	40,16	40,38
M 6 $\times$ 0,25	5,84	5,69	5,73	M 16 $\times$ 0,5	15,68	15,39	15,46	M 42 $\times$ 2	40,70	39,55	39,84
M 6 $\times$ 0,5	5,68	5,39	5,46	M 16 $\times$ 1	15,35	14,77	14,92	M 48 $\times$ 1,5	47,03	46,16	46,38
M 6 $\times$ 0,75	5,51	5,08	5,19	M 16 $\times$ 1,5	15,03	14,16	14,38	M 48 $\times$ 2	46,70	45,55	45,84
M 8 $\times$ 0,25	7,84	7,69	7,73	M 20 $\times$ 1	19,35	18,77	18,92	M 56 $\times$ 1,5	55,03	54,16	54,38
M 8 $\times$ 0,5	7,68	7,39	7,46	M 20 $\times$ 1,5	19,03	18,16	18,38	M 56 $\times$ 2	54,70	53,55	53,84
M 8 $\times$ 1	7,35	6,77	6,92	M 24 $\times$ 1,5	23,03	22,16	22,38	M 64 $\times$ 2	62,70	61,55	61,84

- Bezeichnung: **M30 x 1,5**
- erhöhte Sicherheit gegen Lösen, maximale Vorspannung
- für größere Abmessungen, Wellenenden, dünnwandige Teile, Einstellschrauben

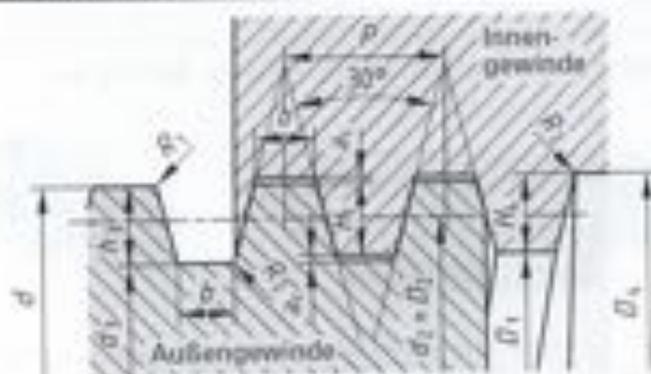


„Metrisches ISO - Feingewinde hat gegenüber Regelgewinde eine kleinere Gewindetiefe  $h_1$  und eine dementsprechend kleinere Steigung  $P$ . Sie eignen sich bei kurzen Schraubängen, auf dünnwandigen Rohren, als Stellgewinde oder bei höheren Tragfähigkeitsansprüchen [3].“

Weitere Anwendungen sind „Gewindezapfen von Wellenenden, bei Mess-, Einstell- und Dichtungsschrauben [1].“

## Metrisches ISO-Trapezgewinde

vgl. DIN 103-1 (1977-04)



Nenn Durchmesser	$d$
Steigung eingäng. Gewinde u. Teilung mehrgäng. Gewinde	$P$
Steigung mehrgäng. Gewinde	$P_s$
Gangzahl	$n = P_s : P$
Kern- $\varnothing$ Außengewinde	$d_2 = d - (P + 2 \cdot a_c)$
Außen- $\varnothing$ Innengewinde	$D_2 = d + 2 \cdot a_c$
Kern- $\varnothing$ Innengewinde	$D_1 = d - P$
Flanken- $\varnothing$	$d_2' = D_2' = d - 0,5 \cdot P$
Gewindetiefe	$h_2 = H_2 = 0,5 \cdot P + a_c$
Flankenüberdeckung	$H_1 = 0,5 \cdot P$
Flankenwinkel	$30^\circ$

Gewindemaße in mm

Gewinde- bezeichnung $d \times P$	Flan- ken- $\varnothing$ $d_2 = D_2$	Kern- $\varnothing$		Außen- $\varnothing$ $D_2$	Ge- winde- tiefe $h_2 = H_2$	Breite $b$
		Außeng. $d_2$	Inneng. $D_1$			
Tr 10 x 2	9	7,5	8	10,5	1,25	0,60
Tr 12 x 3	10,5	8,5	9	12,5	1,75	0,96
Tr 16 x 4	14	11,5	12	16,5	2,25	1,33
Tr 20 x 4	18	15,5	16	20,5	2,25	1,33
Tr 24 x 5	21,5	18,5	19	24,5	2,75	1,70
Tr 28 x 5	25,5	22,5	23	28,5	2,75	1,70
Tr 32 x 6	29	25	26	33	3,5	1,83
Tr 36 x 6	33	29	30	37	3,5	1,93

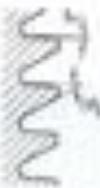


- Bezeichnung: Tr 24 x 5
- typisches Bewegungsgewinde aufgrund geringerer Reibung in steilen Flanken
- für Spindeln, Wagenheber, Pressen, u.a.

Aufgrund des geringeren Flankenwinkels von  $30^\circ$  und der „abgeschnittenen Spitze“ (Trapez! Geringere Keilwirkung und geringere Flankenüberdeckung) ist die Reibung und damit die Neigung zur Selbsthemmung deutlich geringer als beim Spitzgewinde, daher ist das **Metrische ISO-Trapezgewinde** das Standardgewinde für Bewegungsschrauben bzw. Spindeln.

„Trapezgewinde kann ein- oder mehrgängig sein. Hauptanwendungsgebiete sind Leitspindeln von Drehmaschinen, Spindeln von Pressen, Ventilen, Schraubstöcken u. dgl. [1].“

„Nicht genormte Flachgewinde sind im Reibungsverhalten günstiger als Trapezgewinde (keine Keilwirkung!), werden aber wegen ihrer schwierigen Herstellung nicht mehr angewendet [3].“

Profil	Bezeichnung	Einsatzbereich
<b>Whitworth-Rohr-gewinde</b> 	<b>G 3/4:</b> Zylindrisches Gewinde (nicht dichtend)  <b>R 1 1/2:</b> Kegel, Außengewinde (dichtend)	Befestigungsgewinde für Rohre, Fittings, Armaturen 
<b>Säge-gewinde</b> 	<b>S 24 x 5</b>	Für einseitig belastete Bewegungsgewinde (Pressen, Hebezeuge, Spannzangen) 
<b>Rund-gewinde</b> 	<b>Rd 30 x 1/8</b> Nennmaß in mm; Steigung in Zoll!	Für grobe, der Verschmutzung ausgesetzte Verbindungen (Eisenbahnkupplungen, Feuerweharmaturen, Glühlampen) 

Das **Whitworth-Rohrgewinde** wird in Zoll ausgelegt (1 Zoll (engl. „inch“) = 25,4mm). Im angelsächsischen Sprachgebiet Standardgewinde für Befestigungsschraubungen. In Deutschland hat es sich im Bereich Fluiddurchströmter Installationen gehalten (Rohre, Fittings, Armaturen, Gas- und Wasserleitungen, u.a.). Ist im Profil dem metrischen ISO-Gewinde ähnlich [3].

Man unterscheidet zwischen nicht dichtendem und dichtendem Rohrgewinde. **Nicht dichtend** ist das Gewinde, wenn Innen- und Außengewinde zylindrisch ausgelegt sind, dann lautet die Bezeichnung z.B. G 3/4. „Für **dichtende** Verbindungen wird die Paarung eines kegelförmigen Außengewindes (Kegel 1:16) mit einem zylindrischen Innengewinde verwendet. Dabei ist ein Dichtmittel im Gewinde (Hanf oder PTFE-Band) zu benutzen [1]“. Die typische Bezeichnung lautet in diesem Fall z.B. R 1 1/2.

„Zur Aufnahme einseitiger Druckkräfte (bei Bewegungsgewinden) eignen sich hervorragend die **Sägegewinde**, da ihre druckseitigen Flanken fast senkrecht zur Schraubenachse stehen [3]“. „Gegenüber dem Trapezgewinde höhere Tragfähigkeit durch größeren Radius am Gewindegrund und größere Flankenüberdeckung, geringeres Reibungsmoment und kleinere radiale „Sprengwirkung“ im Muttergewinde (meist zweiteilig) durch kleineren Teilflankenwinkel von nur 3° (asymmetrisches Gewindeprofil). Anwendung als ein- oder mehrgängiges Bewegungsgewinde bei hohen einseitigen Belastungen, z.B. bei Hub- oder Druckspindeln [1]“.

„Lampen- und Sicherungsfassungen oder Verbindungen, die der Witterung oder grober Verschmutzung ausgesetzt sind und/oder häufig gelöst werden müssen, wie Armaturen oder Wagonkupplungen, werden i.d.R. mit dem robusten, unempfindlichen **Rundgewinde** versehen [3]“. Aufgrund der starken Ausrundung leicht zu reinigen, außerdem fast keine Kerbwirkung. Einsatz ausschließlich als Befestigungsgewinde. Bei der Bezeichnung beachten, dass der Nenn Durchmesser im metrischen Maß, die Steigung hingegen in Zoll angegeben wird.

### 3.1.5.1 Kopfformen

(a-m)



### 3.1.5.2 Schaftformen

(n-v)

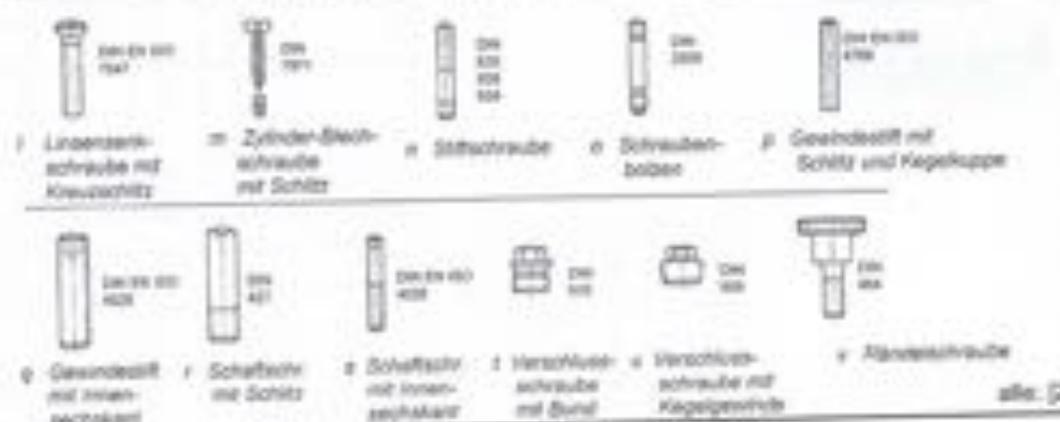


Abb. [2]

#### „Differenzierung nach Kopfform:

- Sechskantkopf (a-f): im Maschinenbau vorherrschend; ermöglicht großes Anzieh- und Lösemoment; leichtes Umsetzen des Schraubenschlüssels, erfordert aber großen Raumbedarf für Schraubenschlüssel.
- Zylinderkopf: mit Innensechskant (g, h) oder Innentorx (k): hierbei ist die Ausführung mit versenktem Kopf möglich (wichtig bei umlaufenden Maschinenteilen); kein Platz für Schraubenschlüssel erforderlich, damit auch reduzierte Flanschbreite. Verwendung auch bei kleinen Schraubenabständen, insbesondere Torx: für hohe Anzugsmomente auf kleinem Raum.
- Zylinderkopf: mit Schlitz (i, m): überwiegend für Heftverbindungen mit geringem Platzbedarf für Schraubendreher. Allerdings sind die erreichbaren Klemmkraften wesentlich geringer als bei Sechskantschrauben.
- Linienenschraube: mit Schlitz oder Kreuzschlitz (j, l): Kreuzschlitz ermöglicht bessere zentrische Führung des Schraubendrehers (wichtig bei Anziehen mit Elektroanziehwerkzeug).

#### Differenzierung nach Schaftform:

- Stiftschraube (n): besitzt ein Einschraubende mit einer Übergangspassung (verhindert ein Mitdrehen der Schraube beim Lösen der Mutter. Das Einschraubende wird nicht wieder gelöst. Es sitzt rüttelsicher im Bauteil fest. Dadurch werden die Innengewinde der Bauteile geschont (z.B. Turbinen, Motoren).
- Schraubenbolzen (o): dienen zum Verbinden von Bauteilen mit Hilfe beiderseits aufgeschraubter Mütter und haben demgemäß gleich lange Gewinde an beiden Enden.
- Gewindestift (p, q): sind kopfflos und weisen durchgehendes Gewinde auf. Zum Anziehen dient beispielsweise ein Schlitz oder ein Innensechskant. Man benutzt sie hauptsächlich zur Lagesicherung, z.B. von Rädern oder Stellungen auf Wellen (also zur Sicherung von Bauteilen gegen Verschieben).
- Schaftschraube: mit Schlitz oder Innensechskant (r, s): ähnliche Funktion und Anwendung wie Schraubenbolzen.
- Verschlusschraube (t, u): dienen zum Verschießen von Gefäßen, Gehäusen, Behältern ohne Innendruck [2].

## 3.1.5.3

### Genormte Schraubenbolzen (Sechskant)

[5] **Sechskantschrauben mit Schaft und Regelgewinde** vgl. DIN EN ISO 4014 (2011-06)

Gültige Norm DIN EN ISO	Ersatz für DIN EN	DIN	Gewinde $d$									
4014	24014	801	M1,6	M2	M2,5	M3	M4	M5	M6	M8	M10	
SW			3,2	4	5	5,5	7	8	10	12	16	
k			1,1	1,4	1,7	2	2,8	3,6	4	5,3	6,4	
$d_w$			2,3	3,1	4,1	4,6	5,9	6,9	8,9	11,6	14,6	
e			3,4	4,3	5,5	6	7,7	8,8	11,1	14,4	17,8	
D			9	10	11	12	14	16	18	22	26	
$l$ von			12	16	16	20	25	25	30	40	45	
$l$ bis			18	20	25	30	40	50	60	80	100	
Festigkeits- klassen			5,8, 8,8, 9,8, 10,9, A2-70, A4-70									
Gewinde $d$			M12	M16	M20	M24	M30	M36	M42	M48	M56	
SW			18	24	30	36	46	55	65	75	85	
k			7,5	10	12,5	15	18,7	22,5	26	30	35	
$d_w$			16,8	22	27,7	33,3	42,9	51,1	60	69,5	7	
e			20	26,2	33	39,6	50,9	60,8	71,3	82,6	93,9	
D <sup>1)</sup>			30	38	46	54	66	-	-	-	-	
D <sup>2)</sup>			-	44	52	60	72	84	96	108	-	
D <sup>3)</sup>			-	-	-	72	85	97	109	121	132	
$l$ von			50	65	80	90	119	140	160	180	220	
$l$ bis			120	160	200	240	300	360	440	500	500	
Festigkeits- klassen			5,8, 8,8, 9,8, 10,9						nach Vereinbarung			
Gewinde $d$			A2-70, A4-70			A2-90, A4-90						
Produktklassen			alle			A						
Gewinde $d$			alle			A						
$l$ in mm			alle			A						
Klasse			alle			A						
M12 ... M24			$l = 100$			A						
			$l = 160$			B						
≥ M30			alle			B						
Nenn- längen $l$			12, 16, 20, 25, 30, 35 ... 60, 65, 70, 80, 90 ... 140, 150, 160, 180, 200 ... 480, 490, 500 mm									
—			Sechskantschraube ISO 4014 – M10 x 60 – 8,8, $d = M10, l = 60$ mm, Festigkeitsklasse 8,8									



ISO 4014 M16 x 60 - 8.8  
Sechskantschraube



- \* für  $l = 125$  mm
- \*\* für  $l = 125 \dots 200$  mm
- \*\* für  $l = 200$  mm

#### Genormte Sechskantschraube mit Schaft und Regelgewinde:

Tabelliert bzw. genormt sind für verschiedene Nenndurchmesser, sowie Festigkeits- und Produktklassen: Schlüsselweite SW, Telleransatz  $d_w$ , Kopfhöhe k, Kopfweite e, Schaftlänge l, Gewindelänge b.

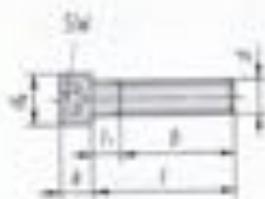
(Genormte Sechskantschrauben mit Regelgewinde bis zum Kopf (also  $l=b$ ) sind ebenfalls verfügbar, die einzelnen Maße weichen leicht ab, s. entsprechende DIN EN ISO 4017 (2011-06))

### 3.1.5.4 Genormte Schraubenbolzen (Innensechskant)

[5] Zylinderschrauben mit Innensechskant und Regelgewinde

vgl. DIN EN ISO 4762 (2004-09)

Gültige Norm DIN EN ISO	Ersatz für DIN	Gewinde d	M1,6	M2	M2,5	M3	M4	M5	M6	M8	M10
4762	912	SW	1,5	1,8	3	2,5	3	4	5	6	8
		k	1,6	2	2,5	3	4	5	6	8	10
		d <sub>h</sub>	3	3,8	4,5	5,5	7	8,5	10	12	16
		b	-	16	17	18	20	22	24	28	32
		für l	-	20	25	+ 25	+ 30	+ 30	+ 35	+ 40	+ 45
		l <sub>1</sub>	1,1	1,2	1,4	1,5	2,1	2,4	3	3,8	4,5
		für l	+ 16	+ 16	+ 20	+ 20	+ 25	+ 25	+ 30	+ 35	+ 40
		f von bis	2,5 16	3 20	4 25	5 30	6 40	8 50	10 60	12 80	16 100
		Festigkeits- klassen	nach Vereinbarung				8,8, 10,9, 12,9				
			nächste Stahlsorten A2-70, A4-70								
		Gewinde d	M12	M16	M20	M24	M30	M36	M42	M48	M56
		SW	10	14	17	19	22	27	32	36	41
		k	12	16	20	24	30	36	42	48	56
		d <sub>h</sub>	18	24	30	36	45	54	62	72	84
		b	26	44	52	60	72	84	98	108	124
		für l	+ 55	+ 65	+ 80	+ 90	+ 110	+ 120	+ 140	+ 160	+ 180
		l <sub>1</sub>	5,3	6	7,8	9	10,5	12	13,5	15	16,5
		für l	+ 50	+ 60	+ 70	+ 80	+ 100	+ 110	+ 130	+ 150	+ 180
		f von bis	20 120	25 160	30 200	40 200	45 200	45 200	60 300	70 300	80 300
		Festigkeits- klassen	8,8, 10,9, 12,9				nach Vereinbarung				
			A2-70, A4-70				A2-70, A4-70				
		Nenn- längen l	2,5, 3, 4, 5, 6, 8, 10, 12, 16, 20, 25, 30 ... 60, 70, 80 ... 160, 180, 190, 200, 220, 240, 260, 280, 300 mm								
		Produktklassen	Zylinderschraube ISO 4762 - M16 x 55 - 10,9 d = M16, l = 55 mm, Festigkeitsklasse 10,9								
		Gewinde d	M1,6 ... M56								
		Klasse	A								

ISO 4762 M16 x 55 - 8,8  
Zylinderkopfschraube

Genormte Zylinderschraube mit Innensechskant und Regelgewinde:  
Tabelliert bzw. genormt sind für verschiedene Nenndurchmesser und Festigkeits- und Produktklassen: Schlüsselweite SW, Kopfdurchmesser d<sub>h</sub>, Kopfhöhe k, Schaftlänge l, Gewindelänge b, freie Bolzenlänge l<sub>1</sub>.

(Genormte Zylinderschrauben sind in vielen verschiedenen Varianten verfügbar (z.B. mit niedrigem Kopf, mit Innervielzahl, mit Schlitz, u.a., die einzelnen Maße weichen leicht ab, s. entsprechende DIN EN ISO-Normen.)

### 3.1.6.1 Muttern- arten

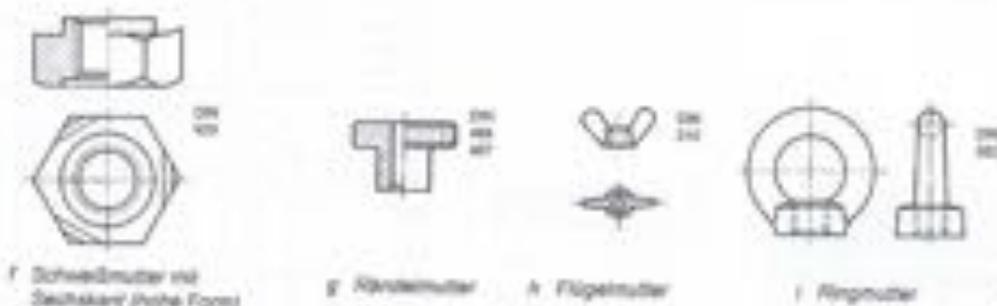


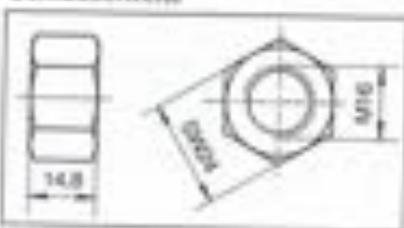
Abb. [2]

#### Vollständige Bezeichnung

ISO 4032 M16 - 8  
Sechskantmutter



#### Dimensionsbeispiel Nenndurchmesser, Höhe und - Schlüsselweite



#### Einbaubeispiel Kronenmutter mit Splint



Im Maschinenbau überwiegt die **Sechskantmutter** (mit den Vor- und Nachteilen wie beim Sechskantschraubenkopf). In der Norm findet sich die hohe und die niedrige Form.

Die **Kronenmutter** sichert, zusammen mit einem durch eine Bohrung im überstehenden Schraubenbolzen durchgesteckten Splint, die Schraube gegen Losdrehen.

„Die **Hutmutter** bietet einen gewissen Verletzungsschutz. In Verbindung mit Dichtscheiben eignet sie sich auch zum Abdichten von Schraubenbohrungen [2]“. Bisweilen spielen auch ästhetische Gründe eine Rolle bei ihrem Einsatz, vor allem bei außen liegenden verschraubten Flächen.

„Die sehr schmal bauende **Nutmutter** (mit Sicherungsblech) wird oft zur axialen Fixierung von Wälzlagern verwendet.“

Für Anziehen von Hand eignen sich **Flügelmutter** und **Rändelmutter**, z.T. mit Sicherungselementen.

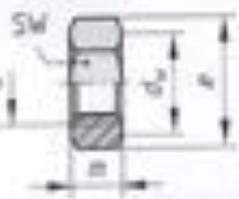
Für Blechkonstruktionen eignen sich **Schweißmuttern** (Vierkant oder Sechskant) mit stirnseitigen Warzen, welche durch hohen Stromdurchfluss mit der Unterlage verschweißt werden (s. Punktschweißen).

### 3.1.6.2 Genormte Muttern

ISI

#### Sechskantmutter mit Regelgewinde, Typ 1<sup>1)</sup>

vgl. DIN EN ISO 4032 (2013-04)

Gültige Norm DIN EN ISO	Ersatz für DIN EN	DIN	Gewinde $d$	M1,6	M2	M2,5	M3	M4	M5	M6	M8	M10
4032	24032	934	SW $d_w$	3,2 2,4	4 3,1	5 4,1	5,5 4,6	7 5,9	8 6,9	10 8,9	13 11,6	16 14,6
			e	3,4	4,3	5,5	6	7,7	8,8	11,1	14,4	17,8
			m	1,3	1,6	2	2,4	3,2	4,7	5,2	6,8	8,4
Produktklassen			Festigkeitsklassen	nach Vereinbarung			6, 8, 10					
			Festigkeitsklassen	A2-70, A4-70								
Gewinde $d$			M12	M16	M20	M24	M30	M36	M42	M48	M56	
			SW $d_w$	18 16,6	24 22,5	30 27,7	36 33,3	46 42,8	55 51,1	65 60	75 69,5	85 78,7
Produktklassen			e	20	26,8	33	39,6	50,9	60,8	71,3	82,6	93,6
			m	10,8	14,8	18	21,5	25,6	31	34	38	45
Gewinde $d$			Festigkeitsklassen	6, 8, 10			nach Vereinbarung					
			Festigkeitsklassen	A2-70, A4-70			A2-50, A4-50			-		
Erläuterung			<sup>1)</sup> Typ 1: Mutterhöhe $m \approx 0,8 \cdot d$									
M1,6 ... M16			Klasse A									
M20 ... M64			Klasse B									
			Sechskantmutter ISO 4032 - M10 - 10: $d = M10$ , Festigkeitsklasse 10									

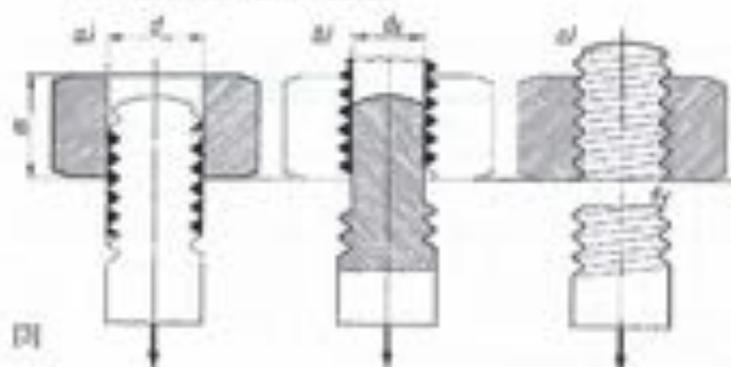
#### Genormte Sechskantmutter mit Regelgewinde:

Tabelliert bzw. genormt sind für verschiedene Nenndurchmesser und Festigkeits- und Produktklassen: Schlüsselweite SW, Telleransatz  $d_w$ , Mutterhöhe m, Mutterweite e.

(Genormte Sechskantmutter sind in vielen verschiedenen Varianten verfügbar (z.B. mit Feingewinde, niedrige Sechskantmutter mit Regel- und Feingewinde, Sechskantmutter mit Klemmteil, mit großen Schlüsselweiten, mit Flansch, u.a.). Die einzelnen Maße weichen leicht ab, s. entsprechende DIN EN ISO-Normen.)

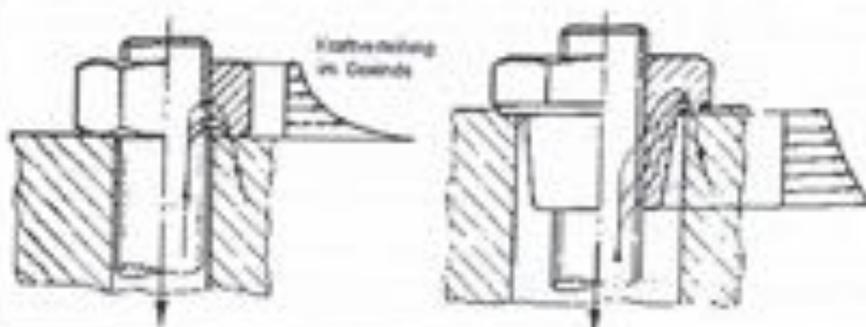
Neben dem hier aufgeführten „Typ 1“ kennt die Norm noch Typ 2 – Sechskantmutter, welche ca. 10% höher als Mutter des Typs 1. „Früher waren Mutterhöhen von  $m \geq 0,8 \cdot d$  x Gewindenenddurchmesser  $d$  üblich (DIN EN ISO 4032, Typ 1). Im Hinblick auf höhere Anziehmomente sind inzwischen (DIN EN ISO 4033, Typ 2) größere Mutterhöhen,  $m = 0,84 \dots 1,03 \cdot d$  vorgesehen. Bei begrenzter (zur Verfügung stehender) Bauhöhe und kleinen Axialkräften sind aber auch niedrige Mutter verfügbar (DIN EN ISO 4035 u. B675) [2; 5].“

### Bruchmechanismen



Abstreifen des Muttergewindes (a) bzw. Bolzensgewindes (b) sowie Bruch im Kernquerschnitt (c)

### Bruchbild



### Abhilfemaßnahmen

- > konstruktiv:
  - links: Druckmutter (ungünstig)
  - rechts: Zugmutter
- > werkstoffseitig:
  - angepasste **Festigkeitsklassen** →

„Der Bruch einer Schraubenverbindung hängt von mehreren Faktoren ab. Neben den Gewindeabmessungen und der Höhe der Beanspruchung sind vorrangig die Gewindeüberdeckung (Mutterhöhe bzw. Einschraubtiefe) und die Festigkeiten von Schrauben- und Mutterwerkstoff maßgebend. Ein Abstreifen des Mutter- oder Schraubengewindes kann nur eintreten, wenn zu wenig tragende Gewindegänge vorhanden sind, d.h. wenn die Einschraubtiefe zu gering oder die Mutter nicht hoch genug ist [3].“ Dies bedeutet, dass das gefährliche Abscheren der Gewindegänge vermieden werden kann, wenn die kritische Mutterhöhe ausreichend ist. Diese liegt je nach geforderter Festigkeit zwischen  $m > 0,8 \dots 1,4d$  [6]. Bei einer solchen Auslegung ist sichergestellt, dass Bruch immer im Schraubenbolzen im engsten Querschnitt auftritt, also bei Schaftschrauben im Kernquerschnitt und bei Dehnschrauben im Schaftquerschnitt.

„Die schärfste Kerbwirkung tritt im Kerbgrund des ersten in das Muttergewinde eingeschraubten Schraubenbolzensgewindeganges auf. Dies ist dadurch bedingt, dass der Zugbelastung des Bolzens (er möchte sich in die Länge ziehen!) eine Druckbelastung der Mutter (sie wird zusammengedrückt!) gegenübersteht. Durch diese Beeinträchtigung des ineinanderpassens der Gewinde und durch Formänderungsbehinderungen entstehen hohe mehrachsige Spannungszustände, also eine hohe Kerbwirkung im Gewindegrund des ersten eingeschraubten Bolzensgewindeganges [6].“ Dies resultiert in einer sehr stark asymmetrischen Spannungsverteilung, der erste Gewindegang bei Einsatz einer herkömmlichen Druckmutter muss die größte Last übernehmen, die hinteren „sehen“ z.T. kaum noch eine Belastung. Abhilfe lässt sich durch übergreifendes Muttergewinde, vor allem aber durch Einsatz einer sog. Zugmutter schaffen; hier sind die Gewindegänge von Schraubenbolzen und Mutter gleichermaßen beide auf Zug belastet, die Dehnungsbehinderung ist weitgehend aufgehoben, was wiederum die Kerbwirkung deutlich senkt und die Dauerfestigkeit der gesamten Verbindung erhöht.

## 5.1 Festigkeitsklassen von Schrauben

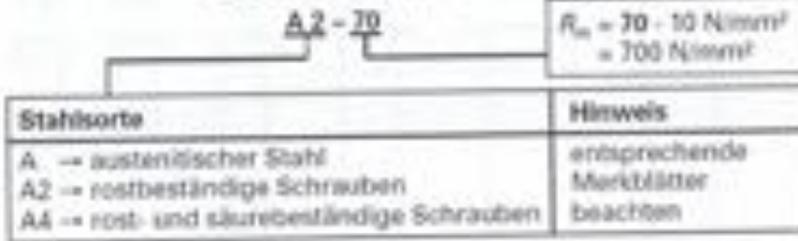
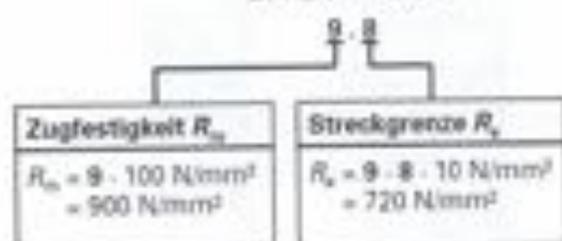
vgl. DIN EN ISO 898-1 (2013-05), DIN EN ISO 3506-1 (2010-03)

Beispiele: unlegierte und legierte Stähle  
DIN EN ISO 898-1

nichtrostende Stähle  
DIN EN ISO 3506-1

Zugfestigkeit  $R_m$

$$R_m = 70 \cdot 10 \text{ N/mm}^2 = 700 \text{ N/mm}^2$$



### Festigkeitsklassen und Werkstoffkennwerte



Werkstoffkennwerte	Festigkeitsklassen für Schrauben aus								
	unlegierten und legierten Stählen						nichtrostenden Stählen <sup>1)</sup>		
	5.8	6.8	8.8	9.8	10.9	12.9	A2-70	A4-50	A2-70
Zugfestigkeit $R_m$ in N/mm <sup>2</sup>	500	600	800	900	1000	1200	500	500	700
Streckgrenze $R_e$ in N/mm <sup>2</sup>	400	480	640	720	900	1080	210	210	450
Bruchdehnung $A$ in %	-	-	12	10	9	9	20	20	13

<sup>1)</sup> Die Werkstoffkennwerte gelten für Gewinde  $\geq$  M20.



### Merkregel:

- Schraubenbolzen und Mutter mit gleicher Festigkeitsklasse paaren.
- „Sollbruchstelle“ im freien Schraubenbolzen, nie in verschraubtem Gewinde, da dies schwierig festzustellen ist und u.U. unbrauchbar gewordene Teile in den Verbindungen verbleiben!

„Werkstoffe der Befestigungsschrauben und -mutter sind hauptsächlich zäher Stahl mit verschiedenen Festigkeits- und Dehnungseigenschaften. Genormt ist die sogenannte **Festigkeitsklasse** als ein Kennzeichen, das sich aus zwei Zahlen zusammensetzt. Die erste Zahl ist gleich dem hundertsten Teil der Nennzugfestigkeit in N/mm<sup>2</sup>, die zweite das zehnfache Verhältnis der Nennstreckgrenze zur Nennzugfestigkeit, bezogen auf den Spannungsquerschnitt [3].“

Bei sogenannten **nichtrostenden Schrauben** besteht die Bezeichnung aus zwei Blöcken. Block eins gibt die Stahlsorte an (z.B.: A für austenitischen Stahl; C für martensitischen Stahl; F für ferritischen Stahl [3]), Block zwei ist gleich einem Zehntel der Zugfestigkeit.

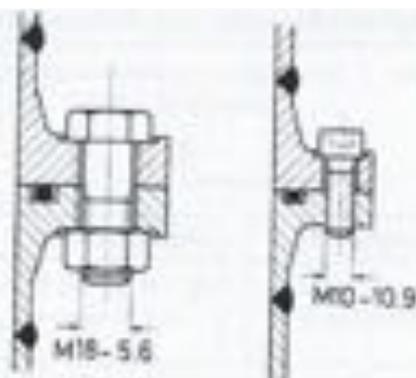
Die Festigkeitsklasse des Schraubenbolzens darf nicht höher als die der Mutter gewählt werden (niedriger darf sie hingegen sein!). Wenn dies sichergestellt ist, ist bei ausreichender Mutterhöhe ein Abstreifen der Gewindegänge so gut sie ausgeschlossen, die Verbindung wird also durch Bruch im nicht verschraubten, „freien“ Teil des Schraubenbolzens versagen („Sollbruchstelle“).

### Einsatz hochfester Schraubenverbindungen

4.6	5.6	6.8	8.8	10.9	12.9
M 27	M 24	M 20	M 16	M 14	M 14
Streckgrenze bzw. 0,2 - Dehngrenze in N					M 12
110.000	106.000	118.000	100.000	108.000	127.000
					92.500

Vorteile neben erhöhter Belastbarkeit:

- Gewichtseinsparung
- Reduzierung des Bauraumes



Bei der Auswahl der Festigkeitsklasse einer Schraubenverbindung ist zu beachten:

- nicht der Preis der Schraube, sondern die Kosten für die Gesamtkonstruktion ist ausschlaggebend. So kann eine Schraube mit höherer Festigkeitsklasse und damit höherem Schraubenpreis helfen, die Kosten für Fertigung und Montage der Gesamtkonstruktion zu reduzieren.
- Gleiches gilt für den erforderlichen Bauraum (und damit meist auch für das Gewicht), auch hier sind Schrauben höherer Festigkeitsklasse u.U. von Vorteil.
- Je höher die Festigkeitsklasse der Schraubenverbindung ist, desto höher sind die Flächenpressungen unter Schraubenkopf bzw. Mutter.
- „Die Sprödbruchsicherheit von Bauteilen vermindert sich mit ansteigender Festigkeit. Auch Schraubenbolzen haben bei höherer Festigkeitsklasse eine geringere Bruchdehnung [6]“. Dem sollte durch entsprechende konstruktive Gestaltung (Dehnschaft, große belastete Gewindelängen, günstige Einschraubbedingungen etc.) entgegengewirkt werden [6].
- „Hochfeste Schraubenverbindungen werden meist als Hochleistungsbauteile eingesetzt. Sie erfordern daher eine sorgfältigere Berechnung, Herstellung, Zwischenlagerung und Montage [6]“.

## [5] Festigkeitsklassen von Muttern

vgl. DIN EN ISO 898-2 (2012-08),  
DIN EN ISO 3506-2 (2010-04)

Beispiele:

unlegierte und legierte Stähle  
DIN EN ISO 898-2

Mutterhöhe  $m \geq 0,8 \cdot d$ : **B**  
Mutterhöhe  $m < 0,8 \cdot d$ : **04**

nichtrostende Stähle  
DIN EN ISO 3506-2

Mutterhöhe  $m \geq 0,8 \cdot d$ : **A2-70**  
Mutterhöhe  $m < 0,8 \cdot d$ : **A4-035**

### Kennzahl

**B** Festigkeitsklasse  
**04** niedrige Mutter, Prüfspannung =  $4 \cdot 100 \text{ N/mm}^2$

### Stahlsorte

**A** → austenitischer Stahl  
**A2** → rostbeständige Muttern  
**A4** → rost- und säurebest. Muttern

### Kennzahl

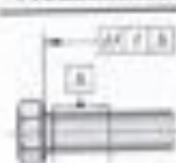
**70** Prüfspannung =  $70 \cdot 10 \text{ N/mm}^2$   
**035** niedrige Mutter, Prüfspannung =  $35 \cdot 10 \text{ N/mm}^2$

## 3.1.8

### Produktklassen

#### [5] Produktklassen für Schrauben und Muttern

vgl. DIN EN ISO 4758-1 (2011-04)



Produktklasse	Toleranzen	Erläuterung, Verwendung
A	fein	Die Maß-, Form- und Lagetoleranzen für Schrauben und Muttern mit ISO-Gewinden sind in den Toleranzklassen A, B, C festgelegt.
B	mittel	
C	groß	

„Bei genormten Muttern unterscheidet man:

**Muttern mit voller Belastbarkeit.** Das sind Muttern mit Nennhöhen  $m \geq 0,8d$ . Sie werden mit einer Zahl bezeichnet, die der höchsten Schraubenfestigkeitsklasse entspricht, mit der die Mutter gepaart werden kann.

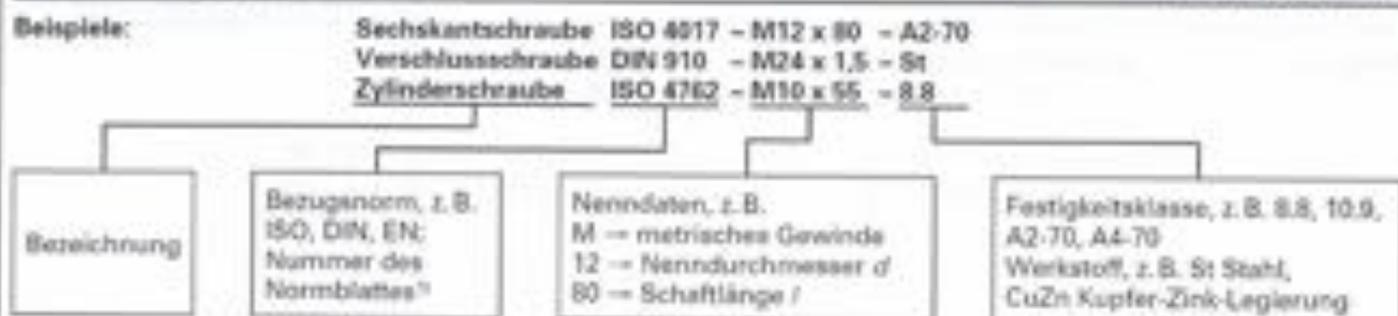
**Muttern mit eingeschränkter Belastbarkeit.** Das sind Muttern mit Nennhöhen  $m = 0,5 \dots < 0,8d$ . Sie werden mit einer zweistelligen Zahl gekennzeichnet. Die vorangestellte Null weist darauf hin, dass Verbindungen mit diesen Muttern geringer belastet sind. Die zweite Ziffer gibt den hundertsten Teil der Nenn-Prüfspannung in  $\text{N/mm}^2$  an [3].“ Bei nichtrostenden Stählen gilt entsprechendes. Darüber hinaus gibt es noch **Muttern ohne festgelegte Belastbarkeit** (im Bild nicht dargestellt).

Neben der Festigkeitsklasse teilt man Schrauben und Muttern in sogenannte **Produktklassen** ein. Diese beziehen sich auf die fertigen Teile, ohne Rücksicht auf Herstellungsverfahren und Aussehen, sondern geben Auskunft über Toleranz bzw. Ausführungsgüte. Genormt sind „die Produktklassen A (bisher mittel), B (bisher mittelgrob) und C (bisher grob), wodurch maximale Rautiefen der Oberflächen (Auflage-, Gewinde-, Schlüsselflächen usw.), zulässige Toleranzen (Längenmaße, Kopfhöhen, Schlüsselweite usw.) sowie Mittigkeit und Winkligkeit festgelegt sind [1]“. „Schrauben und Muttern werden in der Regel in der Produktklasse A verwendet [3]“.

[5]

## Bezeichnung von Schrauben

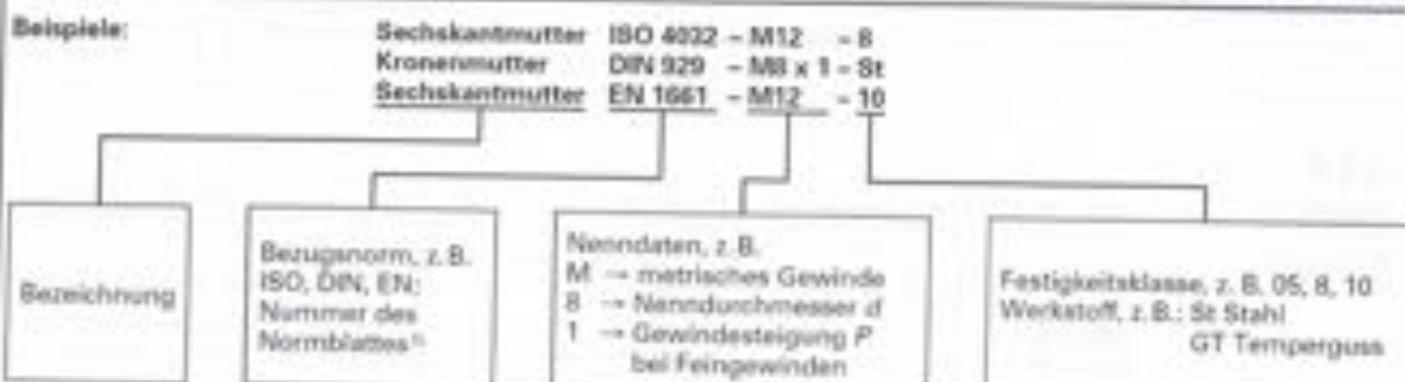
vgl. DIN 962 (2013-04)



[5]

## Bezeichnung von Muttern

vgl. DIN 962 (2013-04)

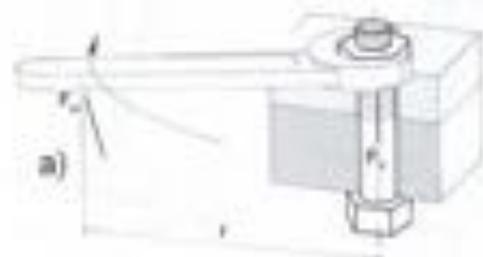


Bei der Bezeichnung von Schrauben und Muttern herrscht z.T. babylonische Sprachverwirrung. Aufgrund der Vielzahl unterschiedlicher Normen und Richtlinien ist es z.T. sehr schwierig den Überblick zu behalten. Vereinfachend lässt sich folgendes festhalten:

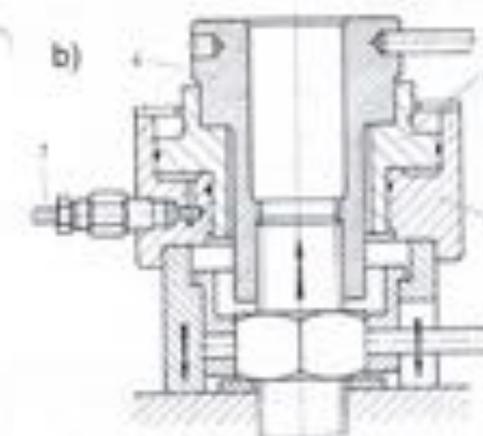
- **Schrauben**, die nach **DIN EN** genormt sind, erhalten in der Bezeichnung entweder das Kurzzeichen ISO mit der ISO-Nummer oder das Kurzzeichen DIN EN mit der DIN EN-Nummer. Die ISO-Nummer und die DIN EN-Nummer unterscheiden sich dabei genau um die Zahl 20.000. (Beispiel: ISO 4017 = DIN EN 24017).
- **Muttern**, die nach **ISO oder DIN EN ISO** genormt sind, erhalten in der Bezeichnung das Kurzzeichen ISO.
- **Muttern**, die nach **DIN** genormt sind, erhalten in der Bezeichnung das Kurzzeichen DIN.
- **Muttern**, die nach **DIN EN** genormt sind, erhalten in der Bezeichnung das Kurzzeichen EN [5].

### 3.2 Schraubenverbindung bei Montage

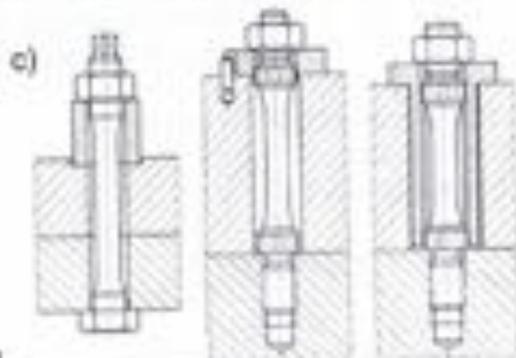
- Vor „Betrieb“ einer Schraubenverbindung → Montage
- Montage heißt: Erzeugen einer **Vorspannkraft  $F_V$**



- Gängigste Montagemethode: Anziehen der Schraube: Umsetzung des „Schraubenanzugsmoment  $M_A$ “, also eines Drehmomentes ( $F_H \times r$ ), in Vorspannkraft  $F_V$ .



- 1 Druckölzufuhr
- 2 Kolben
- 3 Druckzylinder
- 4 Anspannmutter



[alle: 2]

Vor dem eigentlichen „Betrieb“, also der Nutzung einer Schraubenverbindung in einer Maschine, Anwendung, etc. (und damit vor dem Auftreten einer Betriebskraft  $F_B$ ) wird durch die Montage die sogenannte **Vorspannkraft  $F_V$**  erzeugt. Die Vorspannkraft  $F_V$  ist eine Zugkraft in axialer Richtung der Schraube. Zu ihrer Erzeugung gibt es technisch sehr viele verschiedene Möglichkeiten, vom physikalischen Wirkprinzip her aber nur zwei:

- **„Anziehen“** der Schraube: dabei wird ein äußeres Drehmoment in Vorspannkraft umgesetzt (a).  
Vorteile: einfach, schnell, kostengünstig. Nachteile: je nach Variante sehr ungenau, Auftreten unerwünschter Torsionsspannungen (Drehmoment!) im Schraubenbolzen.
- **„Anspannen“** der Schraube: „Für Schrauben größerer Abmessungen ist die Montage durch Anziehen nicht geeignet, weil das Anziehmoment zu groß bzw. die damit erreichte Vorspannung zu unsicher ist. Gleiches gilt, wenn überdies für eine größere Anzahl von Schrauben die exakt gleiche Vorspannung erzeugt werden muss. In solchen Fällen arbeitet man mit Anspannen [2]“. Dabei wird mittels einer äußeren Kraft (kein Drehmoment!) die Schraube in die Länge gezogen und anschließend durch „Beidrehen“ der Mutter so fixiert.  
Sehr genau arbeitet das **hydraulische Anspannen** (b). Im Beispiel wird der Kolben (2) und mit ihm die Anspannmutter (4) von Drucköl angehoben. Die Anspannmutter ist mit dem Ende des Schraubenbolzens verschraubt und zieht diesen in die Länge ohne ihn dabei zu verdrehen. Die bereits vormontierte Mutter hebt dabei von der Unterlage nach oben ab. Nach dem Beidrehen der Mutter nach unten wird das Drucköl abgelassen und die sich dabei aufbauende Vorspannkraft  $F_V$  setzt sich im Schraubenbolzen in reine Zugspannung um.  
Das Verfahren „Anspannen“ lässt sich auch anwenden, indem man zunächst ein Drehmoment mit herkömmlichem Werkzeug in die Mutter einbringt (c). Der Schraubenbolzen muss dabei aber fernschlüssig geeignet festgehalten werden, nur dann entsteht in ihm keine Torsionsspannung und die gesamte Werkstofffestigkeit kann in Form der erwünschten Zugspannung (und damit der Vorspannkraft  $F_V$ ) ausgenutzt werden.  
Vorteile: keine Torsionsspannung. Nachteile: z.T. sehr aufwändig, zeit- und kostenintensiv.

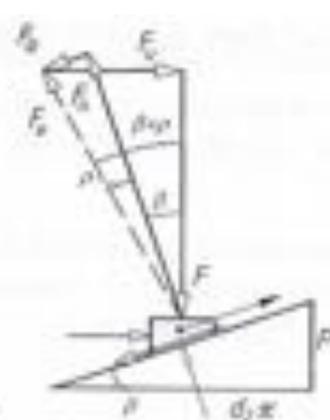
### Flachgewinde mit Schwerkraft



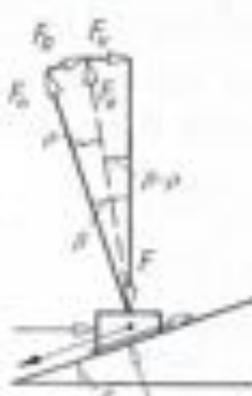
alle: [1]

Für Reibungswinkel  $\rho$ :

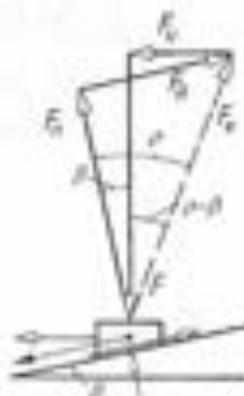
$$\tan \rho = \mu_{\text{Coulomb}}$$



a) Last heben



b) Last senken



c) Last senken

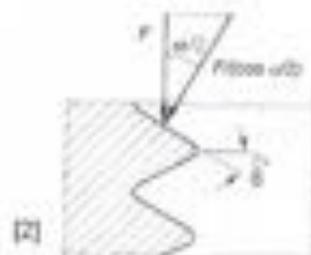
a) Last heben = Schraube zudrehen

b) Last senken = Schraube ohne Selbsthemmung lösen, d.h.:  $\beta > \rho$  und  $F_U > 0$ c) Last senken = Schraube mit Selbsthemmung lösen, d.h.:  $\beta < \rho$  und  $F_U < 0$ 

Aus den rechtwinkligen Dreiecken ergibt sich in allen drei Fällen für die Umfangskraft  $F_U$ :

$$F_U = F \cdot \tan(\beta \pm \rho)$$

+  $\rho$  für Heben; -  $\rho$  für Senken

Für Nicht-Flachgewinde gilt zusätzlich:

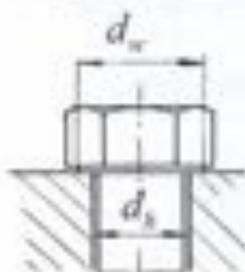
$$\tan \rho' = \frac{\mu_{\text{Coulomb}}}{\cos \frac{\alpha}{2}}$$

$$F_U = F \cdot \tan(\beta \pm \rho')$$

„Zunächst wird der Einfachheit halber ein Flachgewinde (Flankenwinkel  $\alpha=0$ ) betrachtet und zwar an der durch die Abwicklung eines Gewindeganges entstehenden schiefen Ebene mit dem Steigungswinkel  $\beta$ . Das Muttergewinde wird durch einen Gleitkörper ersetzt, an dem die Längskraft  $F$ , die Umfangskraft  $F_U$  und die Ersatzkraft  $F_R$  als Resultierende der Normalkraft  $F_N$  und der Reibkraft  $F_R$  angreifen, deren Kräfteck bei Gleichgewicht geschlossen sein muss. Bei „Last heben“ entsprechend dem Festdrehen der Schraube, sowie bei „Last senken“, entsprechen Lösen der Schraube, ergeben sich zwei Formeln für die Umfangskraft  $F_U$ , welche sich nur durch ein Vorzeichen im Argument der Tangensfunktion unterscheiden. Bei Steigungswinkel  $\beta$  kleiner Reibungswinkel  $\rho$  wird  $(\beta - \rho)$  negativ und damit auch  $F_U$ , d.h. dass  $F_U$  zusätzlich zum „Senken“ aufgebracht werden muss [1]“. Dies bezeichnet man als **Selbsthemmung**. Sämtliche Befestigungsschrauben sind so ausgelegt, dass sie eine Selbsthemmung aufweisen; von alleine, also ohne äußere Ursache, lösen sich Schrauben mit Selbsthemmung nicht. Anschaulich stelle man sich ein Kiste auf einer schiefen Ebene vor: bei kleiner Steigung und großer Reibung zwischen Kiste und schiefer Ebene bleibt die Kiste stehen; Selbsthemmung! Demgegenüber wird sie irgendwann hinuntergleiten, wenn die Steigung vergrößert und/oder die Reibung verringert wird.

Bei **Nicht-Flachgewinde** ist die Gewindeflanke nach außen um den Flankenwinkel  $\alpha$  geneigt. Die auf der so geneigten Flanke stehende Normalkraft ist um den Faktor  $1/\cos(\alpha/2)$  gegenüber der Längskraft  $F$  vergrößert. Dies wird durch den modifizierten Reibungswinkel  $\rho'$  berücksichtigt. (Anm.: der Reibungswinkel  $\rho$  kann in den häufig bekannten Reibungskoeffizienten  $\mu_{\text{Coulomb}}$  umgerechnet werden und umgekehrt, s. Coulomb'sches Reibungsgesetz, Technische Mechanik!)

Achtung: die Winkel  $\alpha$  (Flankenwinkel) und  $\beta$  (Steigungswinkel) nicht verwechseln! Das sind völlig verschiedene Winkel, die nichts miteinander zu tun haben!

Reibmoment Kopfaufgabe  $M_K$ 

$$M_K = F_V \cdot \mu_K \cdot \frac{d_A}{2}$$

$$d_A = \frac{d_w + d_b}{2}$$

Gewindemoment  $M_G$ 

$$M_G = F_V \cdot \frac{d_2}{2}$$

$$= F_V \cdot \tan(\beta \pm \rho') \cdot \frac{d_2}{2}$$

Schraubenanzugsmoment  $M_A$ 

$$M_A = M_K + M_G = F_V \cdot \left[ \pm \mu_K \cdot \frac{d_A}{2} + \frac{d_2}{2} \cdot (\tan(\beta \pm \rho')) \right]$$

→ linearer Zusammenhang zwischen  $M_A$  und  $F_V$ , aber: große Unsicherheiten bzgl. der in der Schraubenverbindung tatsächlich wirkenden Vorspannkraft

- durch Streuung der Reibwerte  $\mu_K$  und  $\mu_G$
- durch Schwankungen im Anzugsmoment  $M_A$

$$F_{V,act} = \frac{M_A}{const.} = F_{V,min} \dots F_{V,max}$$

Abhilfe:

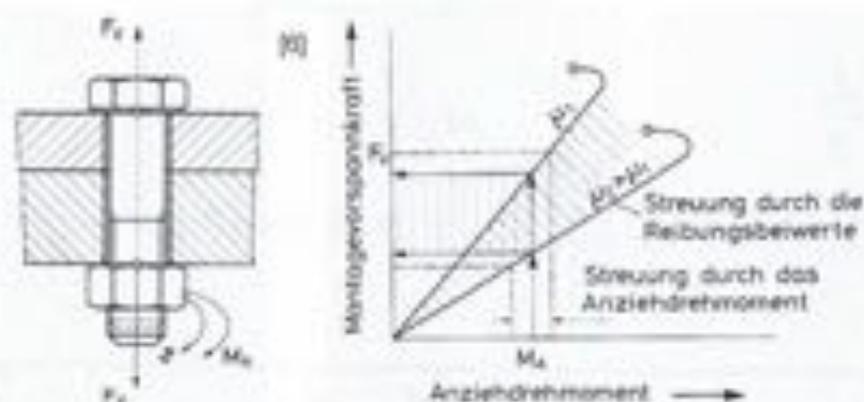
- Wahl einer geeigneten Anzugsmethode und
- Korrektur durch Einführung des Anziehungsfaktors  $\alpha_A$

$$\alpha_A = \frac{F_{V,max}}{F_{V,min}}$$

Bei der Variante „Anziehen“ der Schraube wird die erforderliche Vorspannkraft  $F_V$  durch ein Drehmoment erzeugt, das sog. **Schraubenanzugsmoment  $M_A$** . Dieses besteht aus zwei Komponenten, dem **Kopfreibmoment  $M_K$**  sowie dem **Gewindemoment  $M_G$** .

„Mit der zuvor ermittelten Umfangskraft  $F_U$  (s.o.) ergibt sich bei Erreichen der Vorspannkraft  $F_V$  (entspricht der Längskraft  $F$ , s.o.) und dem Hebelarm  $d_2/2$  das **Gewindemoment  $M_G$** . Beim Festdrehen der Schraube ist im letzten Augenblick, also beim Erreichen der Vorspannkraft  $F_V$ , außer dem Gewindemoment  $M_G$  noch das **Reibmoment an der Kopfaufgabe  $M_K$**  des Schraubenkopfes bzw. der Mutter zu überwinden [1]“. Dieses errechnet sich aus der Reibkraft  $\mu_K \cdot F_V$  in der Ebene der Kopfaufgabe multipliziert mit deren Hebelarm  $d_A/2$ . Der Hebelarm (sogenannter wirksamer Reibungsdurchmesser) ergibt sich aus dem Bohrungsdurchmesser  $d_b$  und dem Auflagedurchmesser des Schraubenkopfes  $d_w$ . In der Regel ist dies der Durchmesser des Telleransatzes des Schraubenkopfes. Durch Addition dieser beiden Momente  $M_G$  und  $M_K$  erhält man das gesamte Schraubenanzugsmoment  $M_A$ , welches in linearem Zusammenhang mit der Vorspannkraft  $F_V$  steht.

Zwischen Schraubenanzugsmoment  $M_A$  und erzeugter Vorspannkraft  $F_V$  besteht also ein linearer Zusammenhang. Der in der eckigen Klammer gegebene Proportionalitätsfaktor ist leider aufgrund streuender Reibwerte von  $\mu_K$  und  $\rho'$  nur sehr ungenau zu bestimmen, auch streuen die Werte für das Schraubenanzugsmoment  $M_A$  teilweise beträchtlich. Die tatsächlich in der Schraubenverbindung erzeugte Vorspannkraft  $F_{V,act}$  lässt sich also nicht exakt bestimmen, sondern nur ein Bereich zwischen  $F_{V,min}$  und  $F_{V,max}$  angeben. Diese Ungenauigkeiten können durch Wahl eines geeigneten Anziehverfahrens und durch den **Anziehungsfaktor  $\alpha_A$**  zumindest teilweise kompensiert werden. „Der Anziehungsfaktor  $\alpha_A$  wird für das Montieren der Schraube vorgegeben. Für den Festigkeitsnachweis rechnet man mit  $F_{V,max}$ , für den Ansatz der durch Reibschluss übertragbaren Querkraft mit  $F_{V,min}$  [2]“.



a) von Hand oder mit Schlagschrauber:

- Streuung von  $F_v = 43 \dots 60\%$
- Anziehfaktor:  $\alpha_A = 2,5 \dots 4$

b) mit Drehmomentschlüssel:

- Streuung von  $F_v = 23 \dots 43\%$
- Anziehfaktor:  $\alpha_A = 1,6 \dots 2,5$

c) Drehwinkelgesteuert:

- Streuung von  $F_v = 9 \dots 17\%$
- Anziehfaktor:  $\alpha_A = 1,2 \dots 1,4$

d) Streckgrenzengesteuert:

- Daten wie c)

e) Längengesteuert mit Ultraschall:

- Streuung von  $F_v = 2 \dots 10\%$
- Anziehfaktor:  $\alpha_A = 1,05 \dots 1,2$

[1], [3]

**A) Ziel: Erreichung einer hohen Vorspannkraft in der Schraubenverbindung**

→ zu treffende Annahme: schlechtest-mögliche Umsetzung von Schraubenanzugsmoment in Vorspannkraft, also  $M_A$  führt zu geringem  $F_{v,min}$  (d.h. mit geeignetem Anziehfaktor)

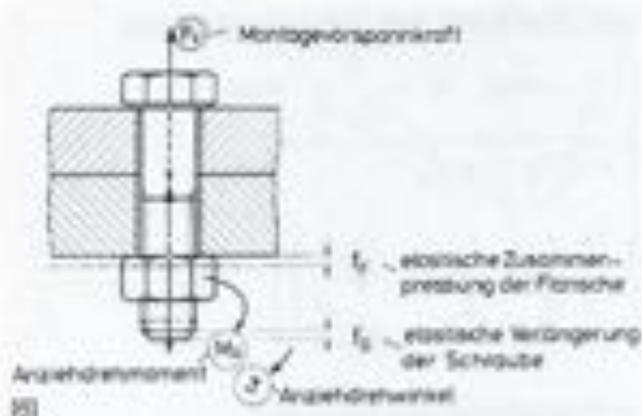
→ Montagevorgabe:  $M_{A,erf} = \alpha_A \cdot M_A = \alpha_A \cdot [const.] \cdot F_{v,min}$

**B) Ziel: Festigkeitsnachweis**

→ zu treffende Annahme: best-mögliche Umsetzung von Schraubenanzugsmoment in Vorspannkraft, also  $M_A$  führt zu hohem  $F_{v,max}$  (d.h. ohne Anziehfaktor bzw.  $\alpha_A = 1$ )

→ Montagevorgabe:  $M_{A,erf} = M_A = [const.] \cdot F_{v,max}$

- a) **Anziehen von Hand oder mit Schlagschrauber:** das ungenaueste aller Anzugsverfahren mit der größten Streuung in der erzeugten Vorspannkraft  $F_v$  von bis zu 60%. Das Diagramm zeigt die Abhängigkeit der Vorspannkraft sowohl von der Streuung der Reibungsbeiwerte  $\mu$  als auch von der Streuung des Anzugsmomentes  $M_A$ , welche bei diesem auf dem Gefühl des Monteurs beruhendem Verfahren eben am größten ist. Im Extremfall wird ein Anziehfaktor von bis zu  $\alpha_A=4$  empfohlen (also eine Vervierfachung (!) des Schraubenanzugsmomentes, um auf die benötigte Vorspannkraft zu kommen. Hier ist in jedem Fall die Belastungsgrenze des Schraubenwerkstoffes Auge zu behalten).
- b) **Anziehen mit Drehmomentschlüssel:** das Verfahren ist nur geringfügig besser, da nur die Streuung im Schraubenanzugsmoment reduziert werden kann, nicht aber die Ungenauigkeiten in den Reibungsbeiwerten.
- c) **Drehwinkelgesteuertes Anziehen:** „Dieses Verfahren beruht auf der Tatsache, dass zur elastischen Längung der Schraube die Mutter um einen bestimmten Winkel gedreht werden muss. Zunächst wird die Mutter durch Vormontage zur Anlage gebracht. Von diesem Anfangswert an lässt sich unabhängig vom Reibungsbeiwert (!) des Gewindes oder der Auflagefläche durch Drehen der Mutter um den Nachziehwinkel die Vorspannkraft einstellen [6].“
- d) **Streckgrenzengesteuertes Anziehen:** „Wird im Schraubenbolzen beim Anziehen die Streckgrenze erreicht, steigt das Anziehdrehmoment  $M_A$  nicht weiter an. Infolgedessen fällt dann der Gradient von  $M_A$  sehr schnell auf Null ab. Daher kann die Messung dieses Gradienten und sein Abfall auf sehr kleine Werte zur indirekten Bestimmung der Vorspannkraft an der Streckgrenze der Schraube benutzt werden [6].“ Das Verfahren ist ähnlich genau wie c).
- e) **Längengesteuert mit Ultraschall:** hierbei blüht während des Anziehens eine Ultraschallwelle durch die Schraube und wird am Schraubende reflektiert. Die Laufzeiten werden gemessen und die Verlängerung der Schraube errechnet, daraus ergibt sich die Vorspannkraft. Dieses Verfahren ist hochgenau, aber sehr kostenintensiv und ist aus Zugänglichkeitsgründen oft nicht anwendbar.
- „Je größer die Streuung ist, umso mehr muss die Verbindung überdimensioniert werden. Deshalb ist eine sorgfältige Auswahl des Anziehverfahrens notwendig [3].“



**Konstruktionsmodell:  
Schraube und Flansch als elastische Federn**

Materialgesetz  
Spannung  $\frac{F}{A} = \sigma = E \cdot \varepsilon = E \cdot \frac{f}{L}$  Dehnung

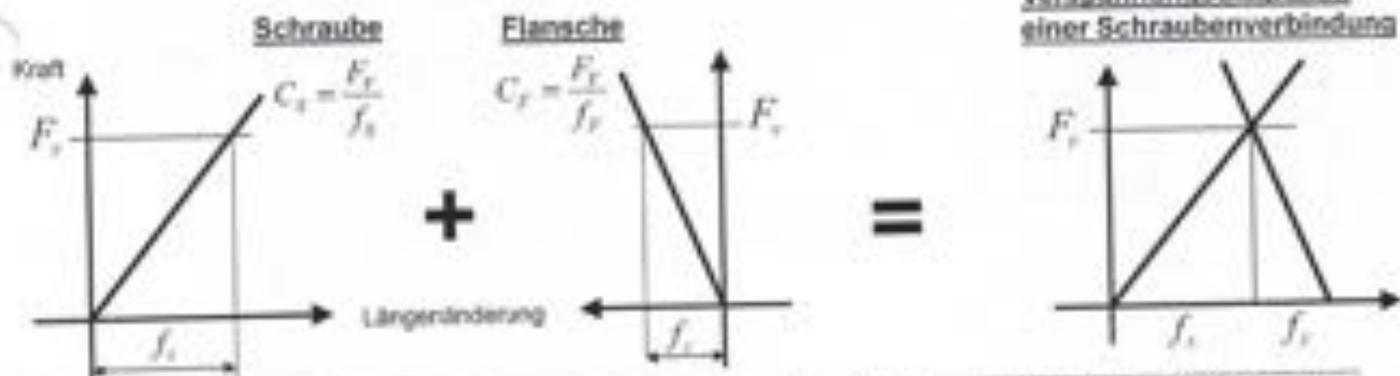
$$C = \frac{F}{f} = \frac{E \cdot A}{L}$$

Federkonstante

$$\delta = \frac{1}{C} = \frac{L}{E \cdot A}$$

Nachgiebigkeit

**Verspannungsdiagramm  
einer Schraubverbindung**

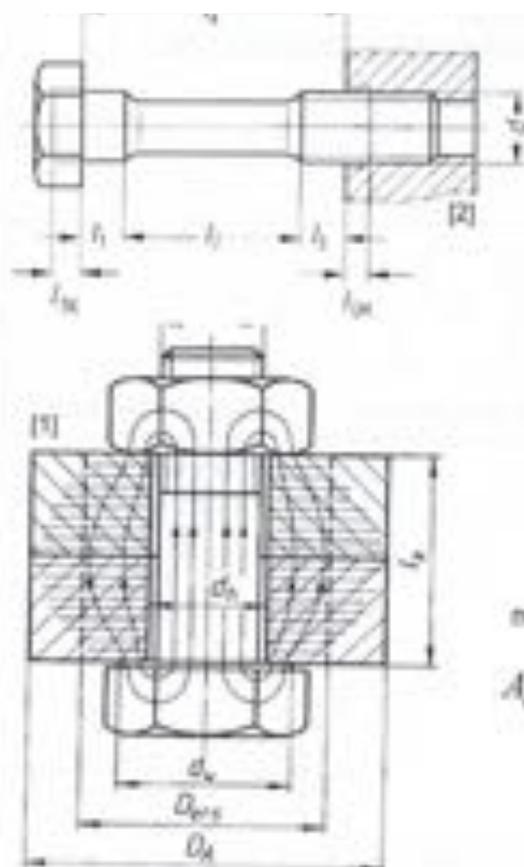


Nach Montage sind alle Teile (Flansche) zwischen Schraubenkopf und Mutter mit  $F_V$  vorgespannt.

„Man unterscheidet zwischen vor- und nichtvorgespannten Schraubverbindungen. Bei vorgespannten Verbindungen (häufigster Fall) sind die Schrauben vor dem Angreifen einer Betriebskraft durch eine nach dem Festdrehen der Mutter oder der Schraube hervorgerufene Vorspannkraft  $F_V$  bereits belastet, d.h. vorgespannt [1].“

Beide Teile der Schraubverbindung werden dabei modellhaft als Federn mit angenähert linearer Federkennlinie betrachtet, der Schraubenbolzen als Zugfeder, die Flansche als Druckfeder. „Wird die Mutter festgedreht, dann werden die Flansche um  $f_f$  zusammengedrückt und die Schraube um  $f_s$  verlängert. Dieser Vorgang lässt sich durch Kennlinien darstellen, die im elastischen Bereich der Werkstoffe nach dem Hookeschen Gesetz Geraden sind. Die Vereinigung der Kennlinien ergibt das **Verspannungsdiagramm** im Montagezustand (d.h. die Vorspannkraft  $F_V$  wirkt sowohl in Schraube als auch im Flansch) [1].“

Mit den aus der Technischen Mechanik und der Werkstoffkunde bekannten Formeln lassen sich wie dargestellt die **Federkonstante C** (auch Federsteifigkeit oder Federrate) sowie deren Kehrwert, die **Nachgiebigkeit  $\delta$**  ermitteln. Die Federsteifigkeit C entspricht anschaulich der Steigung der Geraden für Schraube  $C_s$  und Flansch  $C_f$  im Verspannungsdiagramm.



### Nachgiebigkeit und Steifigkeit des Schraubenbolzens

mit  $\delta_1 = \frac{l_1}{E_s \cdot A_1}$  und  $\delta_0 = \frac{l}{E_s \cdot d}$  folgt:

$$\delta_s = \delta_1 + \delta_2 + \dots + \delta_0$$

$$= \frac{1}{E_s} \cdot \left( \frac{l_1}{A_1} + \frac{l_2}{A_2} + \dots + \frac{l}{d} \right) \quad \text{und } C_s = \frac{1}{\delta_s}$$

### Nachgiebigkeit und Steifigkeit der Flansche

$$\delta_f = \frac{l_f}{E_f \cdot A_{\text{ers}}} \quad \text{und } C_f = \frac{1}{\delta_f}$$

mit:

$$A_{\text{ers}} = \frac{\pi}{4} \cdot (d_n^2 - d_h^2) + \frac{\pi}{8} \cdot d_n \cdot (D_1 - d_n) \cdot \left[ \left( \sqrt{\frac{l_n \cdot d_n}{D_1^2} + 1} \right)^2 - 1 \right]$$

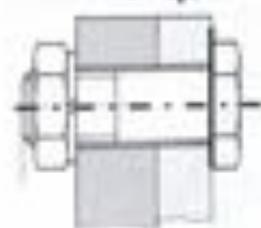
für Sonderfall:  $D_1 < d_n$  gilt:  $A_{\text{ers}} = \frac{\pi}{4} \cdot (D_1^2 - d_h^2)$

„Unter der elastischen Nachgiebigkeit  $\delta$  eines Körpers versteht man den Betrag, um den er sich unter der Wirkung einer Einheitskraft (z.B. 1N) verlängert oder verkürzt.“

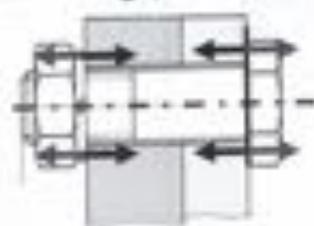
Zur Ermittlung der Nachgiebigkeit  $\delta_s$  des Schraubenbolzens kann dieser entsprechend seiner verschiedenen Querschnitte in die Einzelelemente der Längen  $l_1, l_2, \dots$  aufgeteilt werden [3]. Diese Einzelelemente werden wie eine Reihenschaltung von Einzelfedern behandelt, in welcher die Nachgiebigkeiten  $\delta$  der Einzelfedern zu addieren sind (Vorgriff auf Maschinenelement 2, Kapitel Federn!). Die komplexe Verformung von Schraubenkopf sowie im eingeschraubten Teil des Gewindes wird vereinfacht mit dem Ansatz für  $\delta_0$  berücksichtigt. Im freien, nicht eingeschraubten Teil des Gewindes (hier:  $l_3$ ) wird mit Kerndurchmesser  $A_3$  gerechnet [1, 2, 3, sowie VDI-Richtlinie 2230-1].

„Schwieriger ist die Ermittlung der elastischen Nachgiebigkeit  $\delta_f$  der Flansche, weil zunächst festzustellen ist, welche Bereiche an der Verformung teilnehmen. Betrachtet man die zusammengedrückten Flansche, so „breitet sich die Druckspannung tonnenförmig aus. Den Druckspannungskörper im Inneren der Flansche denkt man sich durch einen volumengleichen zylindrischen Ersatzkörper mit einer Querschnittsfläche  $A_{\text{ers}}$  (bzw. Durchmesser  $D_{\text{ers}}$ ) und der Klemmlänge  $l_f$ . Das ist theoretisch zwar nicht ganz korrekt, genügt aber den praktischen Anforderungen [3].“ Für den unbekanntem Durchmesser  $D_{\text{ers}}$  kann, wenn nichts anderes bekannt ist, der Einfachheit halber der Abstand zur benachbarten Schraube eingesetzt werden. Für den selten vorkommenden Sonderfall einer verschraubten dünnen Hülse ( $D_1 < d_n$ ) ist für  $A_{\text{ers}}$  einfach die ringförmige Querschnittsfläche der Hülse einzusetzen.

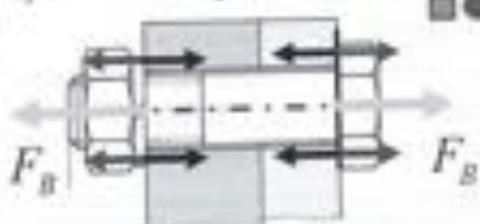
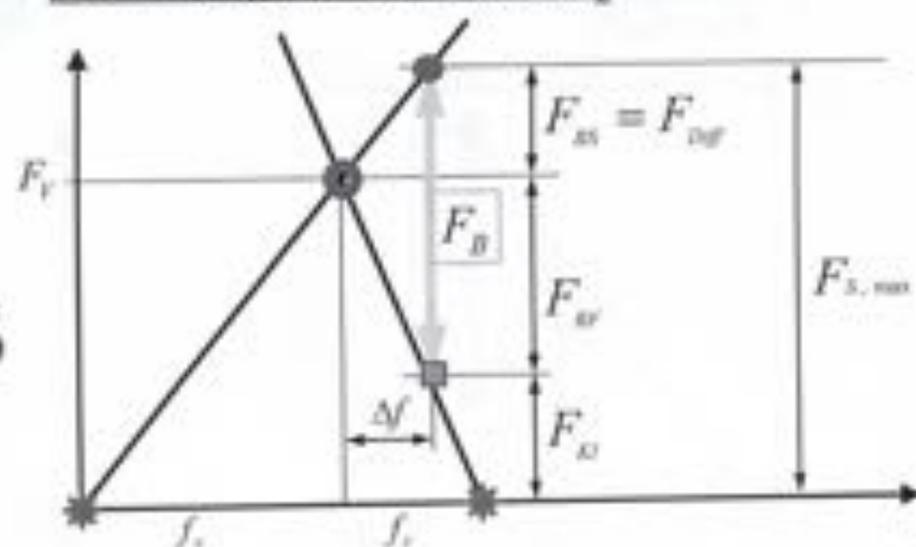
a) vor der Montage



b) nach Montage, vor Betriebskraft



c) nach Wirkung einer Betriebskraft

3.3.1 Wirkung einer Betriebskraft  $F_B$ 

Schraubenzusatzkraft

$$F_{Dif} = F_B \cdot \frac{1}{1 + \frac{C_F}{C_S}} = F_B \cdot \Phi_K$$

Rest-Flanschklemmkraft

$$F_{Kl} = F_V \pm F_{Dif} \mp F_B$$

Maximale Schraubenkraft

$$F_{S,max} = F_V + F_{Dif}$$

(mit Sonderfall für Abheben)

$$F_{Kl} = 0 \Rightarrow F_{S,max} = F_B$$

Nach erfolgter Montage wirkt sowohl auf den Schraubenbolzen als auch auf die Flansche die Vorspannkraft  $F_V$ , beide Partner sind also in diesem vorgespannten, reinen Montagezustand der gleichen Belastung ausgesetzt. Dies ändert sich mit dem Auftreten einer sogenannten **Betriebskraft  $F_B$** .

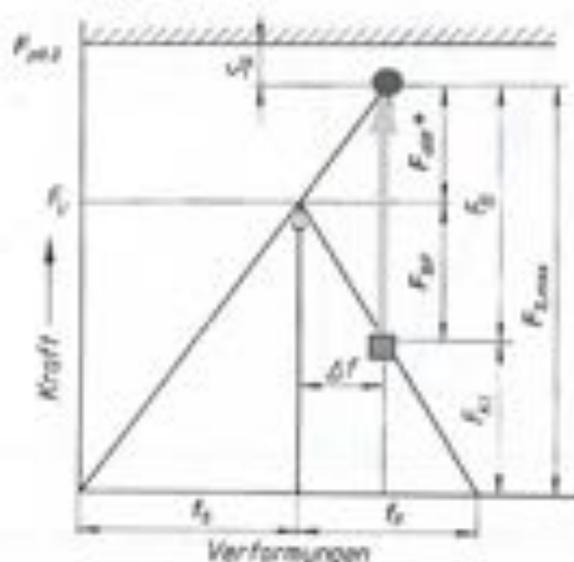
„Wirkt die Betriebskraft  $F_B$ , dann wird die Schraube zunächst auf Zug beansprucht und um den Betrag  $\Delta f$  zusätzlich verlängert, die Flansche hingegen werden um den gleichen Betrag  $\Delta f$  entspannt, d.h. entsprechend entlastet.“

Für die Flansche gilt: die Vorspannung  $F_V$  vermindert sich auf eine **Rest-Klemmkraft  $F_{Kl}$** , sie werden um den Anteil  $F_{Dif}$  der Betriebskraft  $F_B$  entlastet.

Für die Schraube gilt: die **maximale Schraubenkraft** wird zu  $F_{S,max}$ , wobei  $F_{Dif}$  die **Schraubenzusatzkraft** bezeichnet (auch  $F_{Dif}$  = Schraubendifferenzkraft), welche den die Schraube zusätzlich belastende Anteil der Betriebskraft  $F_B$  bedeutet. Die Schraubenzusatzkraft hängt neben der Betriebskraft gemäß Formel nur vom sog. Kraftverhältnis  $\tau_K$  ab, welches seinerseits wiederum nur von den Steifigkeiten von Schraube  $C_S$  und Flansch  $C_F$  gebildet wird.

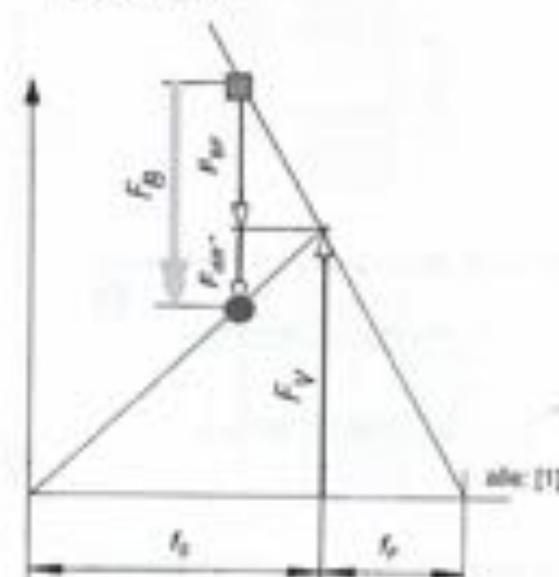
Für den Sonderfall (und nur für diesen!) des Abhebens oder „Klaffens“ der Flansche, also einer Restklemmkraft von  $F_{Kl} = 0$ , sind maximale Schraubenkraft  $F_{S,max}$  und Betriebskraft  $F_B$  gleich groß.

a) Betriebskraft  $F_B$  als Zugkraft  
( $F_{Bz} = F_{Bz}^+$ )



- obere Grenze def. durch Schraube  
 $F_{S,max} < R_{p0.2} \cdot A_s$  sonst plast. Verformung
- untere Grenze def. durch Flansche  
 $F_{Kz} > 0$ , sonst „Klaffen“

b) Betriebskraft  $F_B$  als Druckkraft  
( $F_{Bz} = F_{Bz}^-$ )



- obere Grenze def. durch Flansche  
 $F_{Kz} < p_{zul} \cdot A$ , sonst Schädigung d. Flächenpr.
- untere Grenze def. durch Schraube  
 $F_{S,min} > 0$ , (praktisch kaum auftretend)

Die Schraube ist immer auf Zug, nie auf Druck belastet, auch wenn die Betriebskraft eine Druckkraft ist!

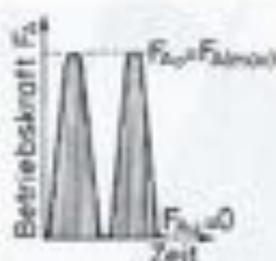
Wirkt die Betriebskraft  $F_B$  als Zugkraft, so ist sie im Spannungsdiagramm rechts vom Kennlinienschnittpunkt als senkrechte Linie maßstabsgerecht zwischen die beiden Kennlinien einzupassen. In diesem Fall steigt die maximale Schraubenspannung  $F_{S,max}$  immer weiter an (roter Kreis), die Obergrenze ist festgelegt durch die Streckgrenze des Schraubenwerkstoffes, eine höhere Belastung hätte die plastische Verformung der Schraube zur Folge. Die Flansche hingegen werden mit steigender Betriebskraft immer weiter entlastet (blaues Quadrat), d.h. die Rest-Klemmkraft  $F_{Kz}$ , mit der die Flansche zusammengedrückt werden, sinkt immer weiter ab. Die absolute Untergrenze liegt bei  $F_{Kz}=0$ , dies würde ein Klaffen oder Abheben der dann kraftlosen Flansche in der Trennfuge nach sich ziehen. Daher wird man praktisch auch hier einen Sicherheitsabstand vorsehen.

Wirkt die Betriebskraft als Druckkraft, so ist sie im Spannungsdiagramm links vom Kennlinienschnittpunkt einzutragen. In diesem Fall wird der Flansch stark zusätzlich belastet (blaues Quadrat), als Obergrenze ist die zulässige Flächenpressung des Flanschmaterials zu beachten. Die Schraube entlastet sich in diesem Fall (roter Kreis), hier ist als theoretische Untergrenze der Wert Null anzugeben, d.h. die Schraube selber würde kraftlos, dies ist praktisch aber kaum von Relevanz.

### Umsetzung einer dynamischen Betriebskraft ins Verspannungsdiagramm

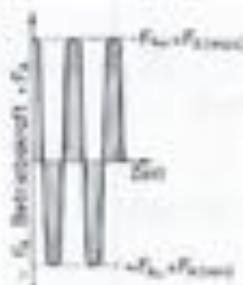
a) rein schwellend

$$\Delta F_S = F_{\text{ditt}}^* \quad (\text{da } F_{\text{ditt}} = 0)$$



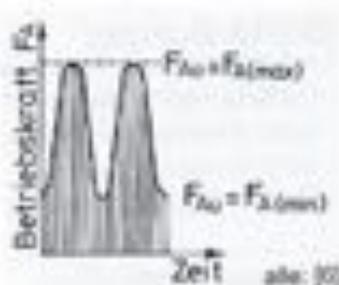
b) rein wechselnd

$$\Delta F_S = 2 \cdot F_{\text{ditt}}^* \quad (\text{da } F_{\text{ditt}} = F_{\text{ditt}})$$

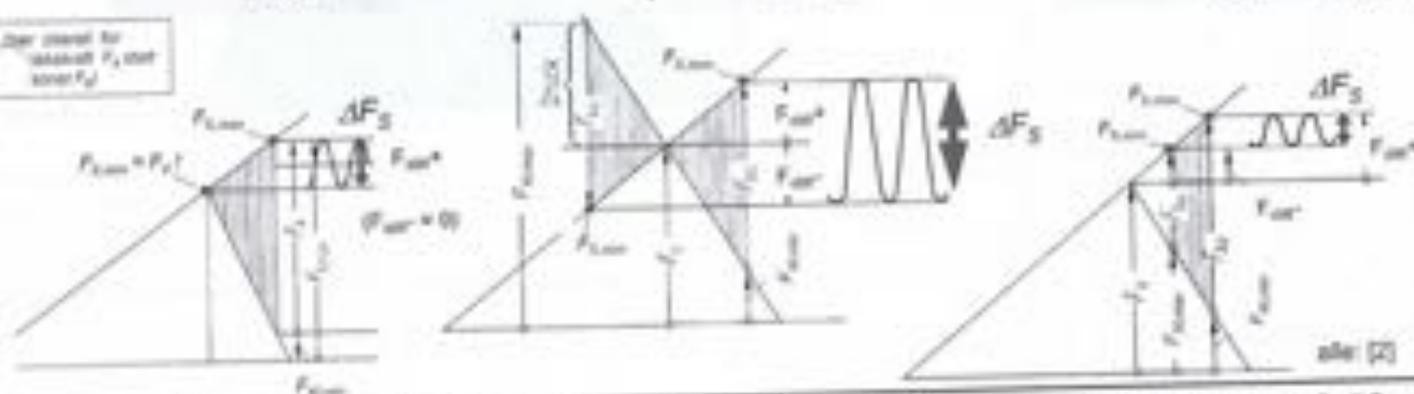


c) allgemein

$$\Delta F_S = F_{\text{ditt}}^* \pm F_{\text{ditt}}$$



Der Mittelwert für  
Betriebskraft  $F_B$  oder  
Kraft  $F_d$



Bei dynamischer Last ist  $\Delta F_S = F_{S,max} - F_{S,min}$  ( $= F_{\text{ditt}} \pm F_{\text{ditt}}^*$ ) die entscheidende Größe

Bei **dynamisch auftretender Betriebskraft** wird formal genauso vorgegangen bei der Übertragung ins Verspannungsdiagramm wie bei zeitlich konstanter statischer Betriebskraft, d.h. Zug-Anteile der Betriebskraft sind rechts, entsprechend Druck-Anteile der Betriebskraft links vom Kennlinienschnittpunkt einzutragen.

Für die drei wesentlichen Fälle einer dynamischen Belastung gilt folgendes:

- bei **rein schwellender** Belastung (also Minimalkraft gleich Null), entsteht im Verspannungsdiagramm ein Dreieck mit Eckpunkt im Kennlinienschnittpunkt (Dreieck nach rechts für schwellende Zugkraft, nach links für schwellende Druckkraft).
- bei **rein wechselnder** Belastung (also Mittelkraft gleich Null) entsteht im Verspannungsdiagramm ein Doppel-Dreieck mit Kreuzungspunkt im Kennlinienschnittpunkt, beide Dreiecke sind gleich groß.
- bei **allgemeiner dynamischer** Belastung (also weder Minimal- noch Mittelkraft gleich Null) entsteht im Verspannungsdiagramm entweder ein Trapez (s. Bild) oder ein Doppeldreieck mit ungleich großen Dreiecken (nicht gezeichnet), je nach Zug- bzw. Druckanteilen der Betriebskraft.

Generell ist bei einer dynamisch beanspruchten Schrauberverbindung für die angestrebte Dauerfestigkeit die Schraubendifferenzkraft  $\Delta F_S$  und nicht die maximale Schraubkraft  $F_{S,max}$  die entscheidende Größe.

### 3.3.4.1 Setzen von Schraubenverbindungen

plastisches Einebnen von Oberflächenrauigkeiten führt zu u.U. erheblichem Vorspannkraftverlust

#### Abhilfemaßnahmen:

- möglichst wenig Trennfugen
- Dichtflächen bearbeiten (kleine Rauigkeiten)
- feste Werkstoffe mit hohem  $R_m$
- Dehnschraube nutzen
- Einsatz hochfester dicker Beilagscheiben (Druck)

#### Vorspannkraftverlust

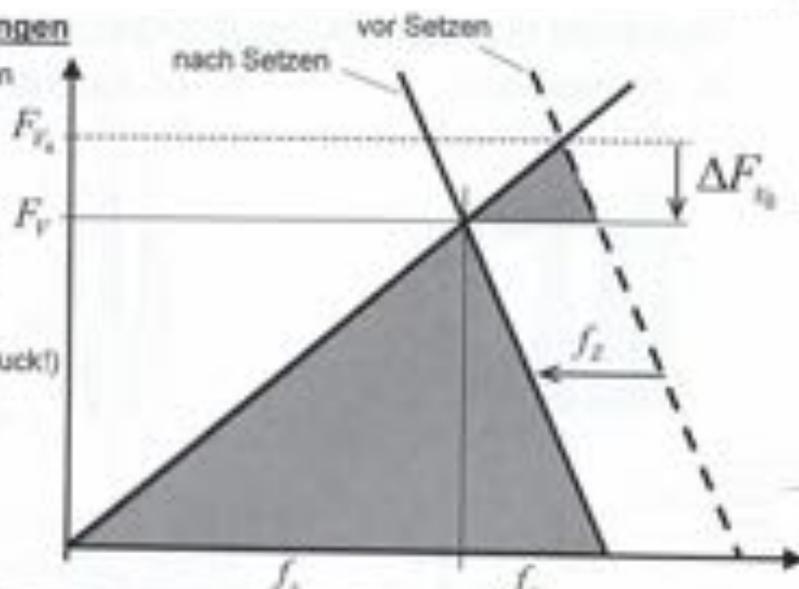
$$\Delta F_{V_0} = F_{V_0} - F_V$$

$$\frac{\Delta F_{V_0}}{f_z} = \frac{F_V}{f_s + f_r} \quad (\text{aus Diagramm für ähnliche Dreiecke})$$

$$= \frac{F_V}{\delta_s \cdot F_s + \delta_r \cdot F_r} = \frac{1}{\delta_s + \delta_r}$$

#### Setzbetrag

$$f_z = \Delta F_{V_0} \cdot (\delta_s + \delta_r)$$

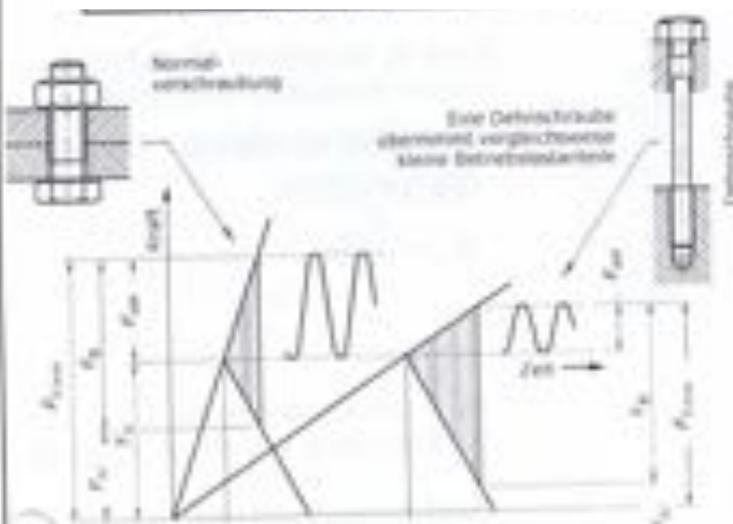


Gesamte Breite $B$ , nach DIN 4108	Belastung	Widerstand für Festigkeit in $\mu\text{m}$ [1, DIN 22303]		
		in Einheits	in Kopf- oder Mutterauflage	in Innere Trennlage
< 10 mm	Zug/Druck Schub	3	2,5	2,5
		3	3	2
10 mm bis < 40 mm	Zug/Druck Schub	3	4,5	2,5
		3		
40 mm bis < 100 mm	Zug/Druck Schub	3	6,5	3
		3		3,5

„Die zur Montage einer Verbindung erforderliche Vorspannkraft wird über die verhältnismäßig kleinen Auflageflächen des Schraubenkopfes bzw. der Mutter und der Gewindeflanken übertragen, so dass hohe Flächenpressungen Kriechvorgänge im Werkstoff auslösen und plastische Verformungen (Einebnen von Oberflächenrauigkeiten) hervorrufen können. Dieses **Setzen der Schraubenverbindung** führt zu einem Vorspannkraftverlust  $\Delta F_{V_0}$  [1]“. Der sich einstellende Setzbetrag  $f_z$  kann entweder graphisch aus dem maßstäblichen Spannungsdiagramm abgelesen, oder rechnerisch durch Vergleich ähnlicher Dreiecke (oben blau) ermittelt werden, s. Formel.

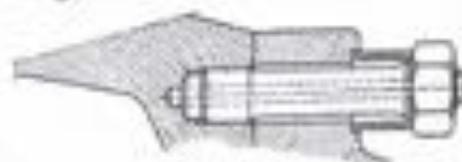
„Neben Art und Höhe der Beanspruchung ist die Größe der Setzbeträge insbesondere von der Festigkeit der Verbindungsteile, ihrer Rauigkeit und elastischen Nachgiebigkeit abhängig. Die größten Setzungen treten beim Festdrehen auf und werden dabei schon ausgeglichen. Besonders bei dynamischer Beanspruchung kann es jedoch zu weiteren Vorspannkraftverlusten kommen.  $F_{V_0}$  muss daher so hoch gewählt werden, dass während der Wirkdauer der Betriebskraft  $F_B$  die Restklemmkraft  $F_R$  nicht null wird bzw. einen festgelegten Wert nicht unterschreitet [1]“.

Der Tabelle können Richtwerte für zu erwartende Setzbeträge entnommen werden abhängig vom Oberflächenzustand und der Belastung. Ist es konstruktiv nicht möglich, größere Setzbeträge zu vermeiden (z.B. Mitspannen von lackierten Blechen, o.ä.), so muss man Maßnahmen zur Schraubensicherung ergreifen (s.u.).



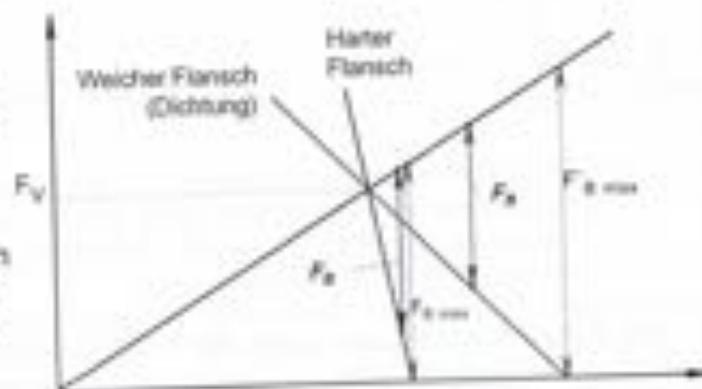
### 3.3.4.2 Einsatz von Dehnschrauben

- $F_{B,1}$  bis zu 50% niedriger
- $F_{V,1,0,1}$  geringfügig niedriger
- Restklemmkraft  $F_{V,1}$  der Flansche sinkt
- **Die Schraube entlastet sich zu Ungunsten der Flansch-Restklemmkraft!**



### 3.3.4.3 Einsatz einer Dichtung (weicherer Flansch)

- Restklemmkraft steigt
- höhere Betriebskräfte möglich
- Kräfte im Schraubenbolzen steigen
- **die Flansche entlasten sich zu Ungunsten des Schraubenbolzens!**



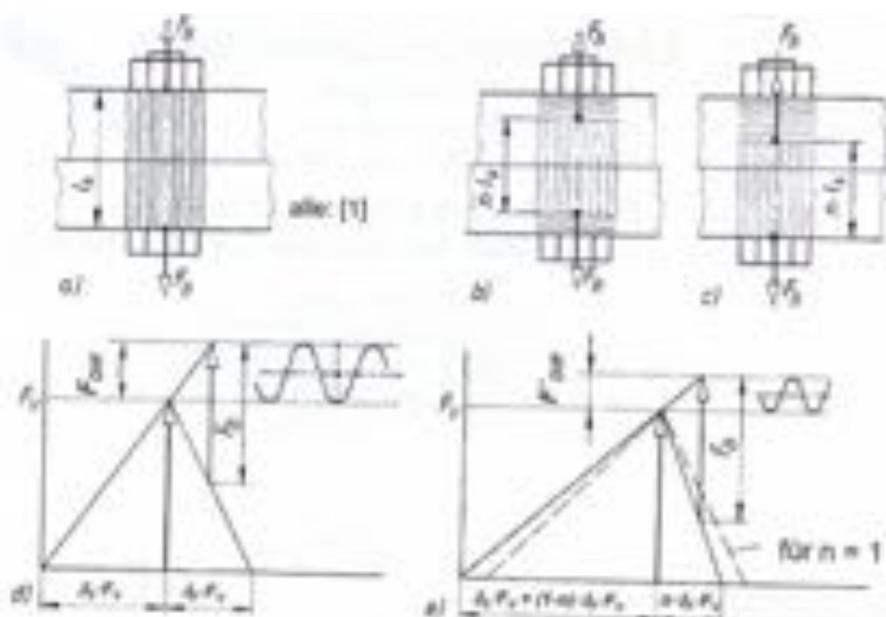
„Dehnschrauben wurden unter dem Gesichtspunkt entwickelt, dass die über die Vorspannkraft  $F_V$  hinausgehende Kraft  $F_{B,1}$  klein gehalten werden soll, um eine hohe dynamische Belastbarkeit der Schraubenverbindung zu ermöglichen. Das gelingt, wenn die Schraube dehnlastischer gemacht wird. Dünnere und längere Schraubenschaft führen zu größeren elastischen Nachgiebigkeiten  $\delta_1$  (bzw. zu kleineren Federsteifigkeiten  $C_1$ ). Die statische Haltbarkeit der Dehnschrauben ist stets durch den dünneren Dehnschaftquerschnitt begrenzt. Infolgedessen muss ein Kompromiss zwischen statischem Haltbarkeitsverlust und Dauerhaltbarkeitsgewinn gefunden werden. Als gute Lösung für Dehnschrauben hat sich das Durchmesser Verhältnis  $d_1/d_2 = 0,9$  bewährt [6]. Die geringere Schraubensteifigkeit  $C_1$  zeigt sich im Spannungsdiagramm in Form einer flacheren Schraubenkennlinie (bei gleichbleibender Flanschsteifigkeit  $C_2$ ), man erkennt die daraus resultierende wesentliche geringere Schraubenzusatzkraft  $F_{B,1}$ , was die deutlich höhere Dauerfestigkeit von Dehnschrauben begründet.

Auch die Kennlinie der verspannten Bauteile lässt sich beeinflussen z.B. durch Einsatz einer Dichtung oder der Verwendung „weicherer“ Flanschwerkstoffe. Diese Maßnahme bewirkt eine Verringerung des Elastizitätsmoduls  $E$  und damit eine Erhöhung der Nachgiebigkeit  $\delta_1$  bzw. eine Reduzierung der Flanschsteifigkeit  $C_2$ , die Flanschsteifigkeit liegt flacher im Spannungsdiagramm. Man erkennt eine Erhöhung der Restklemmkraft (bei gleichbleibender Schraubensteifigkeit  $C_1$ ), aber auch eine erhöhte Belastung der Schraube. Diese Maßnahme führt also zu besserer Klemmung/Dichtheit einer Verbindung, unter Inkaufnahme einer reduzierten Schraubenhaltbarkeit (statisch und dynamisch).

#### Merke:

Die Dehnschraube betrifft unmittelbar nur den Schraubenbolzen, beeinflusst aber auch den Flansch (Restklemmkraft sinkt!), obwohl am Flansch selber gar nichts verändert wurde!

Die Dichtung betrifft unmittelbar nur den Flansch, beeinflusst aber den Schraubenbolzen (höhere aufzunehmende Schraubkraft), obwohl am Schraubenbolzen selber gar nichts verändert wurde!



a) und d): vereinfachter Fall (seiten) Kräfteinleitung unter Schraubenkopf

**Kräfteinleitungsfaktor:**  $n = 1$

**Kraftverhältnis:**

$$\Phi_K = \frac{F_{DGF}}{F_B} = \frac{1}{1 + \frac{C_F}{C_S}} = \frac{\delta_T}{\delta_S + \delta_T}$$

b), c) und e): normale Fälle Kräfteinleitung inmitten der Flansche

**Kräfteinleitungsfaktor:**  $n < 1$

**Kraftverhältnis:**

$$\Phi = n \cdot \Phi_K$$

$$\frac{F'_{DGF}}{F_B} = n \cdot \frac{F_{DGF}}{F_B}$$

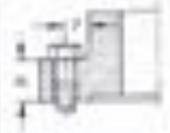
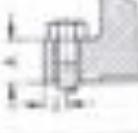
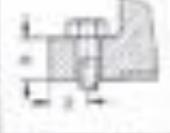
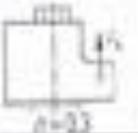
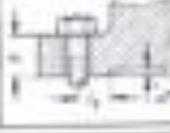
$$\Rightarrow F'_{DGF} = n \cdot F_{DGF}$$

Je weiter innen die Kräfteinleitung ( $n < 1$ ) erfolgt, desto:

- flacher die Schrauben- bzw. steiler die Flanschkennlinie
- desto geringer die Schraubenzusatzkraft  $F'_{DGF}$
- desto geringer die Restklemmkraft

**Bei dynamischer Last sollte die Kräfteinleitung möglichst weit innen, also nahe an der Flanschtrennfuge (d.h.  $n$  möglichst klein) liegen. Dies ist konstruktiv beeinflussbar.**

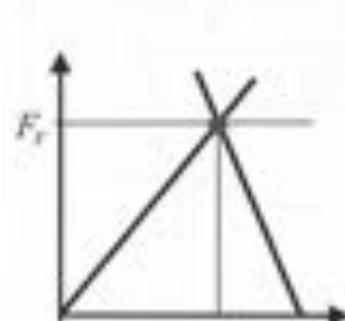
„Die Kraft- und Verformungsverhältnisse lassen sich am einfachsten erläutern, wenn zunächst angenommen wird, dass die **Kräfteinleitung** über die äußeren Ebenen der Teile erfolgt (also unmittelbar an der Kopf- bzw. Mutterauflagefläche). Dieser Grenzfall (a) liegt selten vor, im Normalfall wird die Betriebskraft  $F_B$  nicht wie die Vorspannkraft  $F_S$  durch die äußeren Ebenen der verspannten Teile, sondern irgendwo innerhalb der verspannten Teile in die Verbindung eingeleitet (b und c). In diesen Fällen wird dann nur ein Teil des Verspannungsbereiches mit der Länge  $n \cdot l_S$  entlastet, die Flansche wirken dadurch starrer, ihre Kennlinie im Spannungsdiagramm verläuft steiler. Die außerhalb von  $n \cdot l_S$  liegenden Bereiche erfahren eine zusätzliche Belastung und sind der Schraube zuzurechnen, wodurch diese elastischer erscheint, ihre Kennlinie verläuft flacher. Damit wird die Schraubenzusatzkraft  $F'_{DGF}$  kleiner (e). Daraus ergibt sich, dass durch geeignete konstruktive Maßnahmen die Belastungsverhältnisse günstig beeinflusst werden und die Dauerhaltbarkeit der Schraubenverbindung dadurch erhöht werden kann, dass die Betriebskraft  $F_B$  näher an der Trennfuge der Flansche eingeleitet wird. Der durch  $F_B$  entlastete Bereich ist kaum exakt zu ermitteln und berechnungsaufwändig. Für den sog. **Kräfteinleitungsfaktor**  $n$  setzt man den ungünstigen Grenzwert  $n=1$ , wenn eine vereinfachte Rechnung durchgeführt wird oder die Schraube nur querbeansprucht ist (Passschraube!). In der Praxis setzt man im Normalfall  $n=0,5$  und günstigen Fall auch  $n=0,3$  ein [1]“. Beim Spannungsschaubild zählen dann alle Teile zur Schraube, die beim Aufbringen von  $F_B$  stärker belastet werden, zum Flansch alle Teile, die dabei entlastet werden. Die Berechnung bzw. Konstruktion des Spannungsdiagramms erfolgt dann mit den modifizierten Federsteifigkeit  $C'_S$  und  $C'_F$ .

Gestaltungsrichtlinien	ungünstig	günstig	Gestaltungsrichtlinien	ungünstig	günstig
<b>Vorspannkraft:</b> Möglichst hoch vorspannen - höhere Festigkeitsklasse - genaues Anziehverfahren - keine Reibungszahler	niedrige Vorspannkraft	hohe Vorspannkraft (Anziehverfahren mit kleinem Anziehfaktor $w_A$ während)	<b>Schraubenanzahl <math>z</math>:</b> Eine möglichst große Schraubenanzahl vorsehen, die durch die Schlüsselaußenmaße begrenzt wird	geringe Schraubenanzahl bzw. wenige große Schrauben	große Schraubenanzahl (bei rotat. sym. Verb.: $z = \frac{d_s \cdot n}{d_s \cdot b}$ (außenrund))
<b>Stetigkeit:</b> Die Nachgiebigkeit der Schraube soll möglichst viel größer sein als die der Platte (zvtl. Boltschraube) $A_s \gg A_p$	dünnere schmaler Zylinder (bei gegeb. Norm- $\phi$ ) 	Zylinderdurchmesser $d = d_s + A_{max}$ 	<b>Flanschblechhöhe:</b> Flanschblech möglichst dick gestalten		<b>Richtwert <math>h = l</math></b> 
<b>Exzentrizität des Kraftgriffs:</b> Minimale Exzentrizität bewirkt meist kleinere Schraubensetzbelastungen, wenn $d > d$	große Exzentrizität $e$ 	minimale Exzentrizität $e$ 	<b>Blattüberstand:</b> Blattüberstand $\bar{u}$ mindestens gleich der Blattstärke $n$ oder größer setzen	$\bar{u} < n$ 	$\bar{u} = n$ 
<b>höhe der Kräfteinleitung:</b> Den Kraftangriff möglichst weit nach unten zur Trennfuge legen	Kraftangriff in oberem Bereich 	Kraftangriff in der Nähe der Trennfuge 	<b>Auflagefläche:</b> Eine definierte Fläche in der Trennfuge durch einen Einschnitt schaffen. Tiefe des Einschnitts $h_1$ maximal 10% der Blechhöhe $h$		$h_1 = (d_s + n) / 2$ 
Richtwerte für	$n = 3,2$	$\bar{u} = 3,2$	alle [2]		

„Allgemeiner Hinweise zur konstruktiven Gestaltung von Schraubenverbindungen:

- große Anzahl (dünnere) Schrauben wählen, damit sich die Druckkegel überlappen.
  - die Auflageflächen für Schraubenkopf und Mutter sollen eben und senkrecht zur Schraubenachse ausgeführt sein.
  - Kräfteinleitung in die Nähe der Trennfuge der verspannten Flansche legen
  - Dehnschrauben können Setzbeträge ausgleichen, benötigen kleinere Flanschabmessungen, also Gewichtseinsparung möglich.
  - die übliche Sechskant-Druckmutter ist sehr ungünstig. Zugmutter verwenden.
  - Anspannen statt Anziehen der Schrauben zur Vermeidung von Torsionsbeanspruchungen im Schraubenbolzen
  - möglichst keine Sicherungsbleche, Unterlegscheiben, Federringe verwenden.
  - Durchgangslöcher bevorzugen, da einfacher herstellbar, Verbindung ist tragfähiger [2].
- Weitergehende und detailliertere Hinweise zur konstruktiven Gestaltung von Schraubenverbindungen, s. einschlägige Literatur.

### 3.5.1 Qualitative Festigkeitsberechnung bei Montage durch Anziehen



$$\text{Torsion: } \tau_t = \frac{M_G}{W_t} \quad \text{mit } M_G = F_T \cdot \frac{d_1}{2} \cdot \tan(\beta + \rho') \quad \text{und } W_t = \frac{\pi \cdot d_1^3}{16}$$

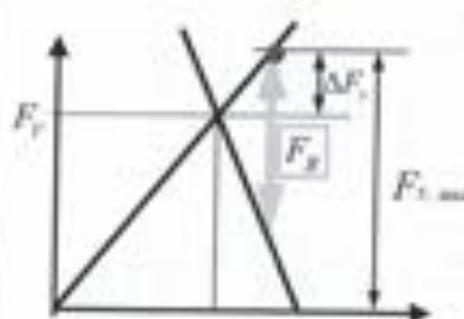
$$\text{Zug: } \sigma_Z = \frac{F_T}{A_s}$$

Vergleichsspannung

$$\Rightarrow \sigma_v = \sqrt{\sigma_Z^2 + 3 \cdot \tau_t^2} < \sigma_{zul}$$

mit  $A_s = A_1$  und  $d_1 = d_2$  für Schaftschraube  
 $A_s = A_2$  und  $d_1 = d_2$  für Dehnschraube

### 3.5.2 Qualitative Festigkeitsberechnung im Betrieb



A: statisch beansprucht

$$\sigma_Z = \frac{F_{T,max}}{A_s} < \sigma_{zul}$$

mit  $A_s = A_1$  für Schaftschraube, metrisch  
 $A_s = A_2$  für Dehnschraube, metrisch  
 $A_s = A_3$  für Trapezgewinde

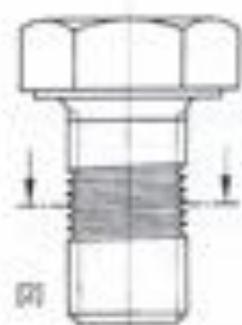
B: dynamisch beansprucht

$$\sigma_d = \frac{\Delta F_T / 2}{A_s} < \sigma_{d,zul}$$

**Festigkeitsberechnung bei Montage durch Anziehen** der Schraube: eine Schraube ist immer auf Zug belastet, wird sie angezogen (statt angespannt) tritt zusätzlich Torsion im Schraubenbolzen auf, aus beiden ist eine Vergleichsspannung  $\sigma_v$  zu bilden, welche unterhalb der zulässigen Spannung  $\sigma_{zul}$  liegen muss. Zur Berechnung der Zugspannung  $\sigma_Z$  ist die aufgebrachte Vorspannkraft  $F_T$  durch die entsprechende Fläche  $A$  zu dividieren (bei Schaftschrauben der Spannungsquerschnitt  $A_s$ , hier wird von einer gewissen Stützwirkung innerhalb der Gewindengänge ausgegangen; bei Dehnschrauben der dünnste Querschnitt  $A_1$  (s.u.)). Bei der Ermittlung der Torsionsspannung wird nur das Gewindemoment  $M_G$ , nicht das gesamte Schrauberanzugmoment  $M_A$ , eingesetzt! (Das Kopfmoment  $M_K$  wird komplett in Reibung umgesetzt und erzeugt keine Torsion).

**Festigkeitsberechnung im Betrieb:** in der Praxis wird häufig davon ausgegangen, dass die beim Anziehvorgang entstandene Torsionsspannung während des Betriebs abgebaut wird. Dies vorausgesetzt, sind nur noch Zugkräfte zu berücksichtigen, für:

- **statisch beanspruchte Schraube:** die Zugspannung errechnet sich jetzt aus der maximalen Schraubenkraft  $F_{T,max}$  und der zugehörigen Fläche. Für Schaftschrauben mit metrischem Gewinde wird nach wie vor die Stützwirkung im Gewinde unterstellt, d.h. es ist mit dem Spannungsquerschnitt  $A_s$  zu rechnen. Beim Trapezgewinde gibt es diese Stützwirkung aufgrund der steileren und kürzeren Gewindeflanken nicht, daher wird mit dem Bolzen- oder Kernquerschnitt  $A_1$  gerechnet.
- **dynamisch beanspruchte Schraube:** hier ist nicht mehr die maximale Schraubenkraft, sondern die Schraubenzusatzkraft  $\Delta F_T$ , die maßgebliche Größe. Ermittelt wird die tatsächlich auftretende Ausschlagsspannung  $\sigma_d$ , welche später mit der Dauer-Ausschlagfestigkeit  $\sigma_{d,zul}$  verglichen wird (s. Smith-Diagramm, Technische Mechanik!). Da es sich um eine Spannungsamplitude, also eine Halbwelle handelt, ist der Faktor  $N$  in obiger Gleichung für  $\sigma_d$  hinzuzufügen. **Achtung!** Als zugeordnete Fläche ist nach VDI-Richtlinie 2230 (Nov. 2015) auch bei dynamisch beanspruchten Schrauben immer die Spannungsquerschnittsfläche  $A_s$  einzusetzen und nicht mehr (wie bisher) die Kernquerschnittsfläche  $A_1$ .



### Schaftschraube mit $d_{\text{Schaft}} = d$

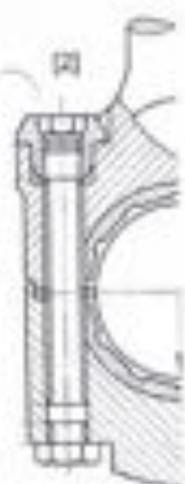
Maßgebend für Auslegung der Schaftschraube:

bei statischer und dynamischer Belastung: Spannungsquerschnitt  $A_s$

bei Trapezschrauben: Kernquerschnitt  $A_3$

$$A_s = \frac{\pi}{4} \cdot d_s^2 = \frac{\pi}{4} \cdot \left( \frac{d_2 + d_1}{2} \right)^2$$

$$A_3 = \frac{\pi}{4} \cdot d_3^2$$



### Tailen- oder Dehnschraube mit $d_{\text{Schaft}} = d_T = 0,9 \cdot d_3$

Maßgebend für Auslegung der Dehnschraube:

bei statischer und dynamischer Belastung: Schaft- bzw. Tailenquerschnitt  $A_T$

$$A_T = \frac{\pi}{4} \cdot d_T^2 \approx 0,8 \cdot A_3$$

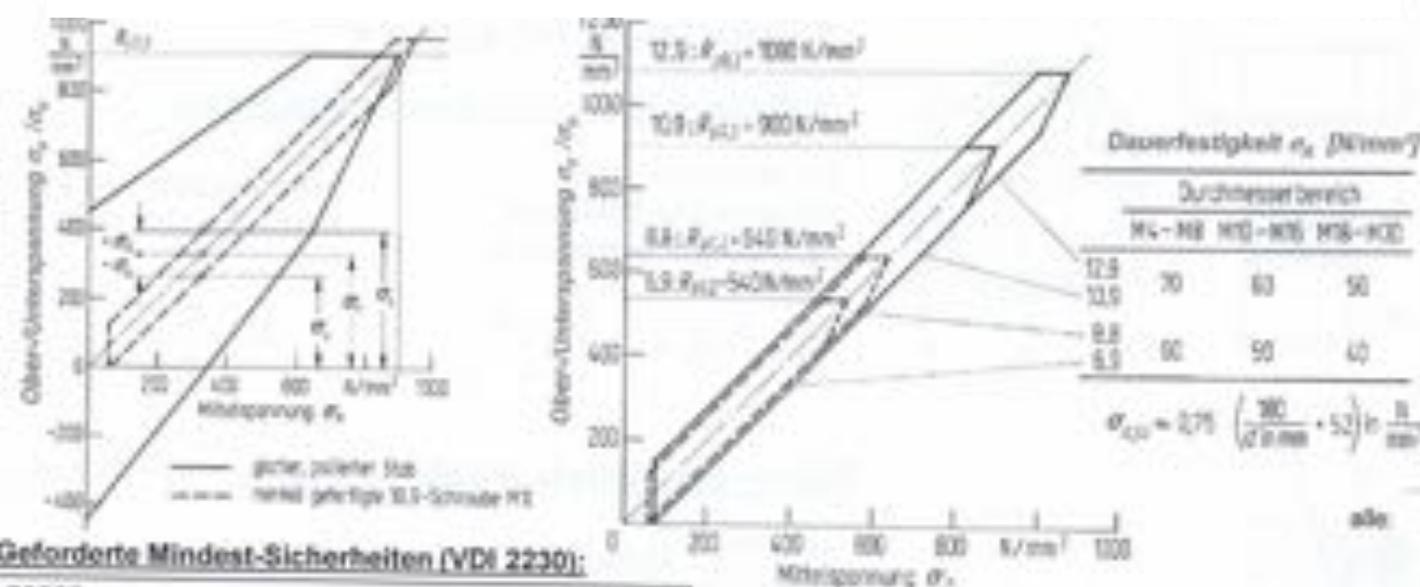


Bei herkömmlichen **Schaftschrauben** entspricht der Schaft- oder Bolzendurchmesser dem Gewindenennendurchmesser, also  $d_{\text{Schaft}} = d$ .

Bei **Tailen- oder Dehnschrauben** ist der Schaft- oder Bolzendurchmesser kleiner, üblicherweise wird  $d_{\text{Schaft}} = 0,9 \cdot d_3$  angesetzt.

Dies führt zu folgendem Effekt: Der dünnere Querschnitt der Dehnschraube führt bei rein statischer Beanspruchung (also beispielsweise bei einer einmaligen Belastung bis zum Bruch) zu einem früheren Ausfall im Vergleich zur herkömmlichen Schaftschraube. Maßgebend sind bei statischer Belastung im Falle der Schaftschraube der Spannungsdurchmesser  $d_s$  bzw. der Spannungsquerschnitt  $A_s$  bzw. im Falle der Dehnschraube der Tailendurchmesser  $d_T$  bzw. der Tailenquerschnitt  $A_T$ ; hierfür gilt:  $A_s > A_3 > A_T$ .

Bei dynamischer Beanspruchung stellt sich hingegen der gegenteilige Effekt ein: die Dehnschraube fällt später aus, sie hält einer vielmaligen Belastung länger stand als die herkömmliche Schaftschraube. Dieser auf den ersten Blick fast paradox erscheinende Effekt, ist umso ausgeprägter, je größer die Länge die Dehnschraube ausgelegt wird.



#### Geforderte Mindest-Sicherheiten (VDI 2230):

gegen <b>Fließen:</b>	$S_{F,min} = 1,1 \dots 1,5 \Rightarrow \sigma_{F,zul} = \frac{R_{p0,2}}{S_{F,min}}$
gegen <b>Gewaltbruch:</b>	$S_{B,min} = 1,3 \dots 2,0 \Rightarrow \sigma_{B,zul} = \frac{R_m}{S_{B,min}}$
gegen <b>Dauerbruch:</b>	$S_{D,min} = 1,3 \dots 2,0 \Rightarrow \sigma_{D,zul} = \frac{\sigma_D}{S_{D,min}}$

**Qualitativer Festigkeitsnachweis:**  $\sigma_F \leq \sigma_{zul}$

**Quantitative Sicherheitsrechnung:**  $S_{B,zul} = \frac{R_m}{\sigma_F}$   
(z.B. für Gewaltbruch)

Die Werte für sog. „zulässige Spannungen“ entstehen, indem ein Festigkeitswert (der „Rohwert“) durch eine geforderte Mindest-Sicherheit dividiert wird. D.h. zulässige Sicherheiten enthalten immer schon einen Sicherheitsfaktor (empfohlene Sicherheiten für Schraubenverbindungen finden sich in der VDI-Richtlinie 2230, s.o.).

Der Festigkeitswert hängt davon ab, gegen welche „Gefahr“ eine zulässige Spannung ermittelt werden soll. Im Falle einer statischen Belastung (d.h. bis ca.  $10^6$  Lastwechsel) sind dies die Streckgrenze/Proportionalitätsgrenze  $R_{p0,2}$  (gegen Fließen) oder die Zugfestigkeit  $R_m$  (gegen Gewaltbruch).

Im Falle einer dynamischen Beanspruchung ist die Dauerfestigkeit  $\sigma_D$  die heranzuziehende Festigkeitsgröße, welche aus dem Dauerfestigkeitsdiagramm abzulesen ist. Im Bild links oben ist der Unterschied zwischen dem Smith-Diagramm (gültig für den reinen Werkstoff) und dem Gestaltfestigkeits-Diagramm (gültig für die konkrete „Gestalt“, hier für eine Schraube M10 aus genau diesem Werkstoff dargestellt). Zu erkennen ist, dass die Dauerfestigkeit  $\sigma_D$  der Schraube nur noch etwa 10% bis 20% der glatten Probe beträgt.

Rechts oben ist ein Gestaltfestigkeits-Diagramm für Schrauben verschiedener Festigkeitsklassen gezeigt. In der Tabelle rechts daneben finden sich die zugehörigen Werte für die Dauerfestigkeiten  $\sigma_D$  je nach Festigkeitsklasse und Nenndurchmesser.

Die in einer gegebenen Schraubenverbindung vorherrschende **tatsächliche Gesamt-Sicherheit**  $S_{ges}$  kann deutlich höher als die **geforderte Mindestsicherheit**  $S_{min}$  sein, sie wird aus dem Quotienten des zugehörigen Festigkeitswertes des verwendeten Werkstoffs (z.B. Zugfestigkeit  $R_m$ ) und der errechneten Vergleichsspannung  $\sigma_F$  gebildet. Wie aus den Rechnungen der vorangegangenen Maschinenelemente bereits bekannt, kann sowohl ein einfacher, **qualitativer Festigkeitsnachweis** („hält oder hält nicht“) oder eine **quantitative Sicherheitsrechnung** durchgeführt werden.

### 3.5.5.1 Flächenpressung



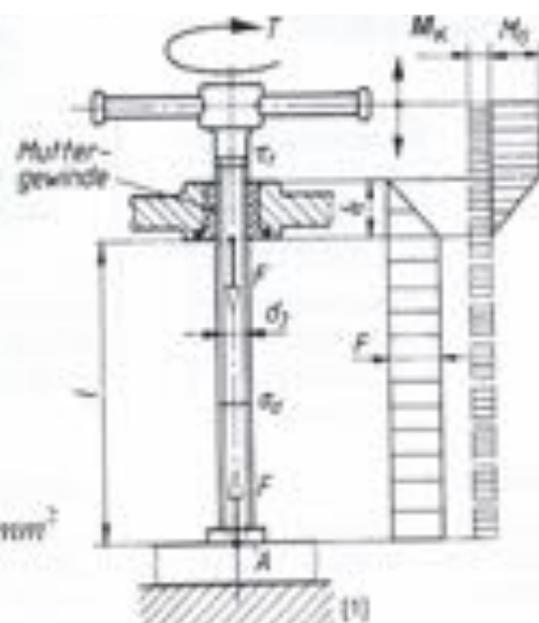
im ersten Gewindegang:

$$p_{1G} \approx \frac{0,3 \cdot F}{\frac{\pi}{4} \cdot (d^2 - D_1^2)} < p_{zul}$$

Mittlere Flächenpressung:

$$p_{\text{mit}} \approx \frac{F}{\frac{\pi}{4} \cdot (d^2 - D_1^2) \cdot k \cdot z} < p_{zul}$$

$$\text{mit: } p_{zul} \approx 5 \dots 15 \text{ N/mm}^2$$



### 3.5.5.2 Wirkungsgrad

$$\eta = \frac{\text{nutzbare Arbeit } W_n}{\text{aufgewendete Arbeit } W_a} = \frac{F \cdot P}{F_v \cdot \pi \cdot d_2}$$

Arbeitshub  
(„Last heben“)

$$\eta_s = \frac{\tan \beta}{\tan(\beta + \rho')}$$

$$= \frac{F \cdot \pi \cdot d_2 \cdot \tan \beta}{F \cdot \tan(\beta + \rho') \cdot \pi \cdot d_2} = \frac{\tan \beta}{\tan(\beta + \rho')}$$

Rückhub  
(„Last senken“)

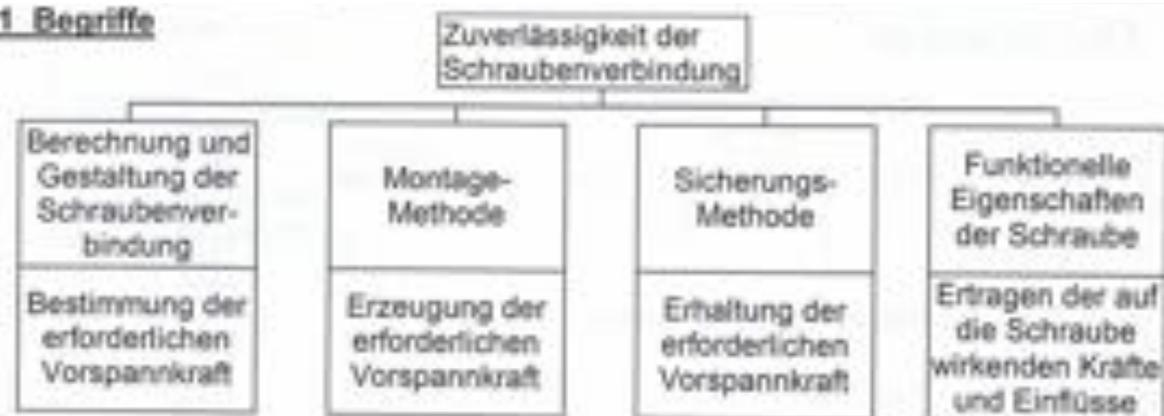
$$\eta_r = \frac{\tan(\beta - \rho')}{\tan \beta}$$

**Bewegungsschrauben** funktionieren nach den gleichen Gesetzmäßigkeiten wie Befestigungsschrauben nur mit anderem Ziel, nämlich Bewegung statt Befestigung. Das Gewinde kann selbsthemmend (Wagenheber, Aufzug) oder nicht-selbsthemmend (Spindeltrieb) ausgelegt sein (Befestigungsgewinde dagegen sind immer selbsthemmend!).

Bewegungsgewinde sind i.d.R. mit Trapezgewinde (seltener Sägewinde) ausgestattet, mit steileren Flanken und geringerer Flankenüberdeckung als bei metrischen Gewinden. Daher ist hier die **Flächenpressung** nachzurechnen. Untersuchungen zeigen, dass der jeweils erste Gewindegang die größte Spannung aufnehmen muss, hier mit ca. 30% angenommen. In vielen Fällen wird also nur  $p_{1G}$  des ersten Gewindeganges nachgerechnet. Gelingt es z.B. durch konstruktive Maßnahmen, die Spannung gleichmäßiger auf alle Gewindegänge zu verteilen, so wird die mittlere Flächenpressung  $p_{\text{mit}}$  errechnet, mit Tragfaktor  $k$  und Anzahl der Gewindegänge  $z$ . Die geringen Werte für die zulässigen Flächenpressungen  $p_{zul}$  [1] erklären sich mit der notwendigen Gleitbewegung bei Bewegungsschrauben.

Häufig ist bei Bewegungsschrauben der **Wirkungsgrad** eine interessante Größe, z.B. bei Werkzeugmaschinen. Hier wird pro Umdrehung die nutzbare Arbeit mit der aufgewendeten Arbeit in Verhältnis gesetzt (mit:  $P$ =Gewindesteigung,  $F_v$ =Umfangskraft, s.o.). Daraus errechnet sich der Wirkungsgrad für Arbeitshub und für Rückhub. Ergibt sich beim Rückhub („Last senken“) für den Wirkungsgrad gemäß Formel ein negativer Wert, so liegt im Gewinde Selbsthemmung vor.

### 3.6.1 Begriffe



#### Lockern

Verlust der Vorspannkraft der Schraube oder Mutter infolge Setzen

#### Maßnahmen:

- Setzbeiträge reduzieren
- Einsatz von Dehnschrauben
- Hohe Vorspannkraft durch geeignetes Anziehverfahren (s.o.)

#### Losdrehen

Verlust der Vorspannkraft durch erzwungene Gleitbewegungen z.B. durch Querverschiebungen

#### Maßnahmen:

- Kleben der Gewinde (Loctite), jedoch dann unlösbare Verb.
- Sperr Elemente, Verzahnung integriert in Kopfauflage
- Querverschiebungen, auch im Mikrobereich verhindern

#### Verlieren

Völliges Losdrehen und Auseinanderfallen der Verbindung

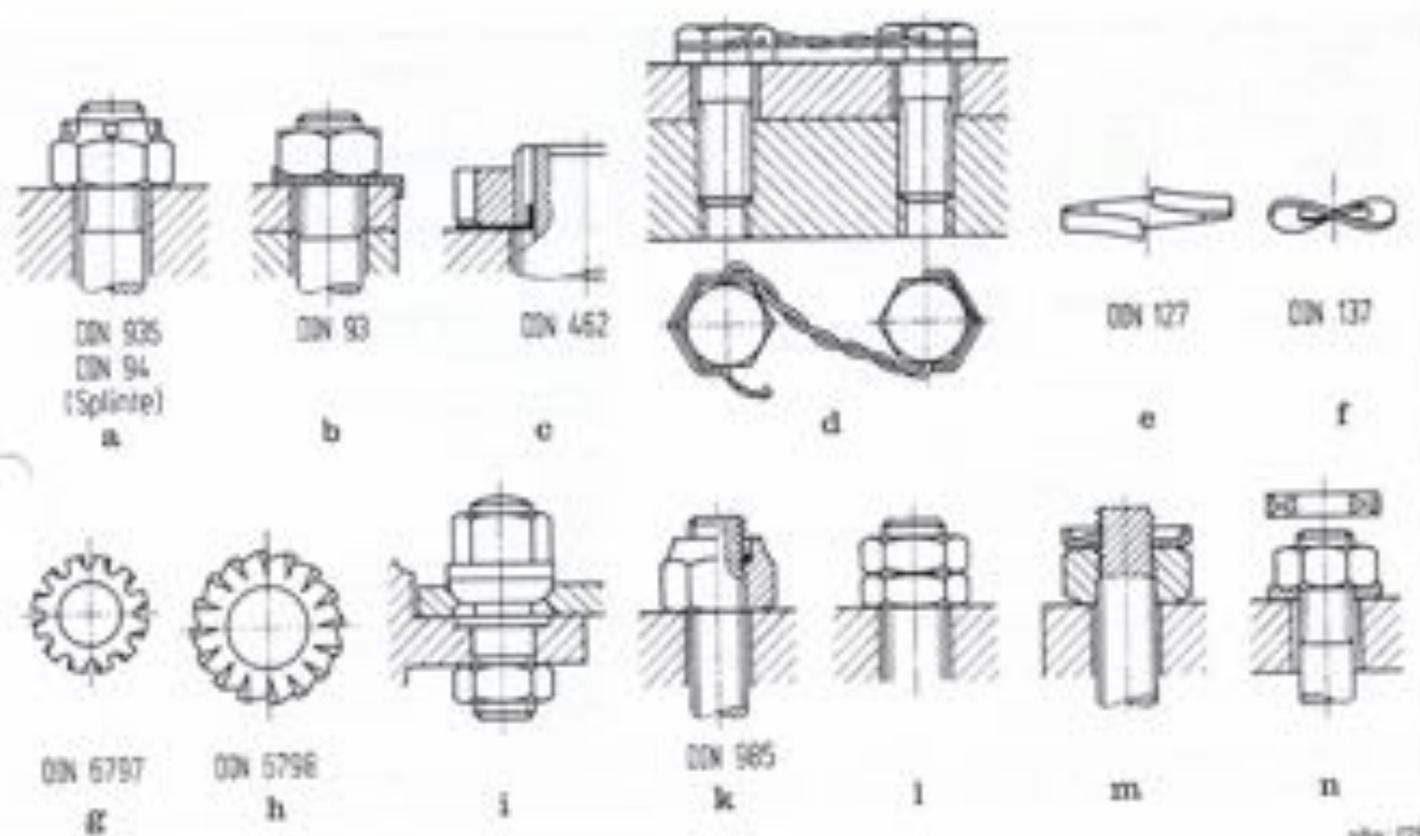
#### Maßnahmen:

- selbstsichernde Muttern (Nylstop, verquetschte Gewindegänge)
- einige formschlüssige Sicherungselemente (z.B. Kronenmutter mit Splint)

„Zur Dimensionierung von Schraubverbindungen ist es notwendig, die in ihnen wirksam werdenden Kräfte möglichst genau zu kennen. Es muss bedacht werden, dass die Genauigkeit, mit der diese Kräfte bestimmt werden, auch die Genauigkeit in der Haltbarkeit der Schraubverbindungen festlegt und dass nicht die Rechengenauigkeit maßgebend ist [6]“.

Für die Zuverlässigkeit einer Schraubverbindung ist neben der möglichst exakten Bestimmung der erforderlichen Vorspannkraft (s. erster Satz!), der Wahl einer geeigneten Montagemethode, der Gewährleistung der gedachten Funktionsweise vor allem auch die Erhaltung der Vorspannkraft durch Wahl von **geeigneten Sicherungsmethoden** entscheidend.

Es wird bei Schraubverbindungen unterschieden zwischen **Lockern**, **Losdrehen** und **Verlieren**, wobei die Begriffe in der Praxis durchaus unterschiedlich besetzt sind.



Formschlüssige Sicherungen: a) Kronenmutter mit Splint; b) Sicherungsblech; c) Sicherungsblech mit Innennase; d) Drahtsicherung;  
 Kraftschlüssige Sicherungen: e) Federring; f) Federscheibe; g) Zahnscheibe; h) Fächerscheibe; i) Kegelaufgabe (erhöhte Reibung); k) selbstsichernde Mutter; l) Kontermutter; m) Sicherungsmutter; n) Kunststoffsicherungsring.

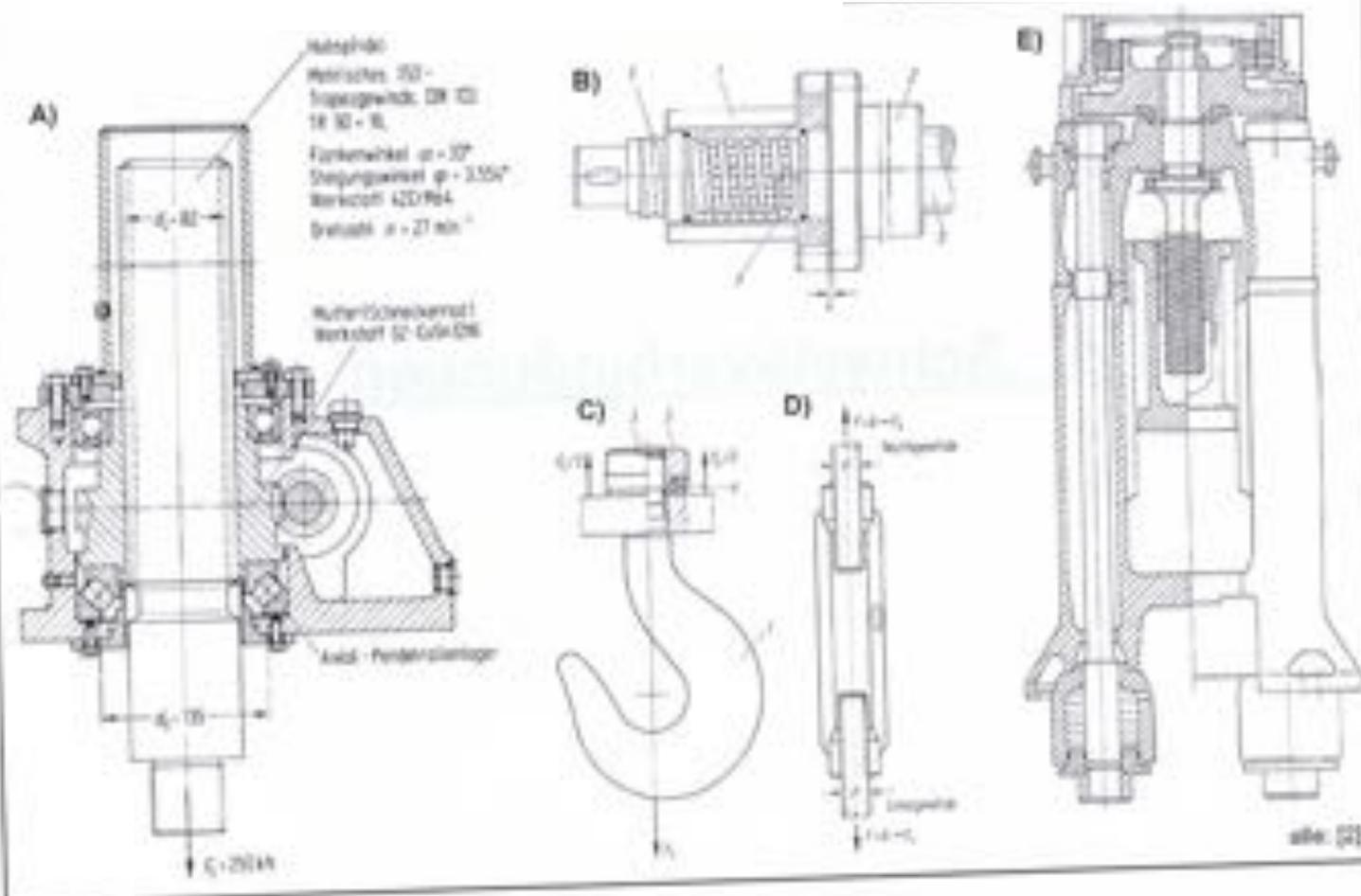
„Die im folgenden aufgeführten Elemente besitzen keinerlei Sicherungswirkung, weder in Bezug auf Lockern noch in Bezug auf Losdrehen. Obwohl in der Bezeichnung der betreffenden Normen teilweise das Wort „Sicherung“ enthalten ist, muss vor der Anwendung – vor allem in hochbeanspruchten Schraubenverbindungen! – gewarnt werden: Federringe, Federscheiben, Zahnscheiben, Fächerscheiben, Sicherungsbleche für Schrauben ab 8.8, Kronenmutter mit Splint für Schrauben ab 8.8 [6].“

Generell ist zu festzustellen, dass vieles, was vor einiger Zeit noch als wirksame Schraubensicherung angesehen wurde, inzwischen durch neuere Forschungserkenntnisse in Zweifel gezogen bzw. sogar widerlegt wird. Dies hat dazu geführt, dass einige Normen diesbzgl. offiziell zurückgezogen wurden. Vor allem bei sicherheitskritischen Schraubenverbindungen und höheren Festigkeitsklassen sollte also Expertenwissen für den konkreten Anwendungsfall bzw. nur die aktuelle Literatur hinzugezogen werden.

Element bzw. Methode	Beispiel	Wirkentart	Montagezustand (%)
Mitverspannte Sichernde Elemente	Federling DIN 127, 128, 1980 Federelemente DIN 127 Zahnscheibe DIN 6797 Fächerscheibe DIN 6798	unwirksam ab Festigkeitsklasse 8.8	120 - 130
Fremdkörper Elemente	Sicherungsbüchse DIN 432 einseitig aufgezogen zweiseitig aufgezogen	unwirksam ab Festigkeitsklasse 8.8	280 - 300 340 - 360
	Kronmutter DIN 934 Schraube mit Bohrung Sollten nach dem Vorspannen	unwirksam über Festigkeitsklasse 8.8 aber undefinierte Vorspannkraft sogar Verlöschung	350 - 370 540 - 550
	Driftsicherung	unwirksam über Festigkeitsklasse 8.8 sogar Verlöschung	380 - 420
	Wendelförmiger Gewindestift	Lastsicherung	330 - 340
Korrosionsschutz Elemente	Mutter mit Polymerschicht Sulfidbeschichte Mutter DIN 980 Schraube mit Kunststoffbeschichtungen im Gewinde Korrosionsschutz Sicherungsmutter DIN 7987	unwirksam Verlöschung Verlöschung unwirksam, Lastverlust möglich unwirksam, Lastverlust möglich	120 - 130 120 - 130 120 - 140 180 - 200 125 - 145
	Spannschutzelemente	Schraube mit Verzahnung unter Kopf	Lastsicherung Ausnahme: gehärtete Oberfläche
Chemische Elemente	Mikroverkapseltes Klebstoff Flüssigklebstoff Klebstoffe im Gewinde	Lastsicherung Lastsicherung Verlöschung	120 - 140 140 - 170 <sup>1)</sup> 200 - 210
		Temperaturabhängigkeit	

- 1) Die Montagezustände sind bezogen auf Einbau einer ungeverlehten Schraube = 100%, Handmontage mit Drehmomentschlüssel  
2) Das überrückte Entlasten wurde nicht mitbewertet, da dieser Arbeitsgang für gutes Lösen zusammengeführt werden kann.

Man entnimmt dieser Aufstellung, dass eine ganze Reihe sog. Sicherungselemente völlig unwirksam sind. Im Gegenteil, manche können sogar kontraproduktiv wirken, da mit jedem Sicherungselement zusätzlich Trennfugen in die Schraubenverbindung installiert werden, was die Setzbeträge erhöht und damit einen weiteren Verlust an Vorspannkraft wahrscheinlicher macht.



Beispiele von Schrauberverbindungen:

- A) Hubspindeltrieb mit Schneckengetriebe (Axialbewegung der Hubspindel, rotierende Mutter treibt Schneckengetriebe. Anwendung: Höhenverstellung in Schmelzöfen)
- B) Kugelgewindespindel (Bewegungsgewinde mit Kugelumlenkung und -rückführung. Anwendung: Werkzeugmaschinenführungen)
- C) Lasthaken (nicht-vorgespannte Befestigungsschraube. Anwendung: Kran)
- D) Spannschloß (nicht-vorgespannte Befestigungsschrauben, wechselseitig mit Recht- und Linksgewinde. Anwendung: Oberleitungen, Zäune)
- E) Spindelpresse (Bewegungsgewinde, drehende, axial abgestützte Spindel treibt die Mutter (Stempel))

## 4. Schweißverbindungen

## 4. Schweißverbindungen

„Schweißen (thermisches Fügen) ist das Vereinigen oder Beschichten von Werkstücken in flüssigem oder plastischem Zustand unter Anwendung von Wärme und/oder Kraft ohne oder mit Zusatzwerkstoff. Schweißverbindungen sind stoffschlüssig und unlösbar [3].“

### Vorteile

- keine Überlappungen, daher gewichtseinsparend
- hohe Festigkeit (im Vgl. zu Lötens/Kleben)
- freie Gestaltung und einfache Ausführung
- keine Schwächung durch Bohrungen
- dichte Verbindungen

### Nachteile

- Wärmespannungen durch hohen Energieeintrag
- dadurch Gefahr von Schrumpfung, Bauteilverzug, Rissbildung und Versprödung
- z.T. aufwändige Handhabung (im Vgl. zur Schraube)
- eingeschränktes Werkstoffspektrum
- aufwändige Qualitätssicherung



Laserstrahl-  
schweißen [7]

Laser-  
geschweißte  
Naht

Schweißen → schmelzmetallurgische Verbindung → hohe Festigkeit, aber:  
→ hohe Temperaturen notwendig

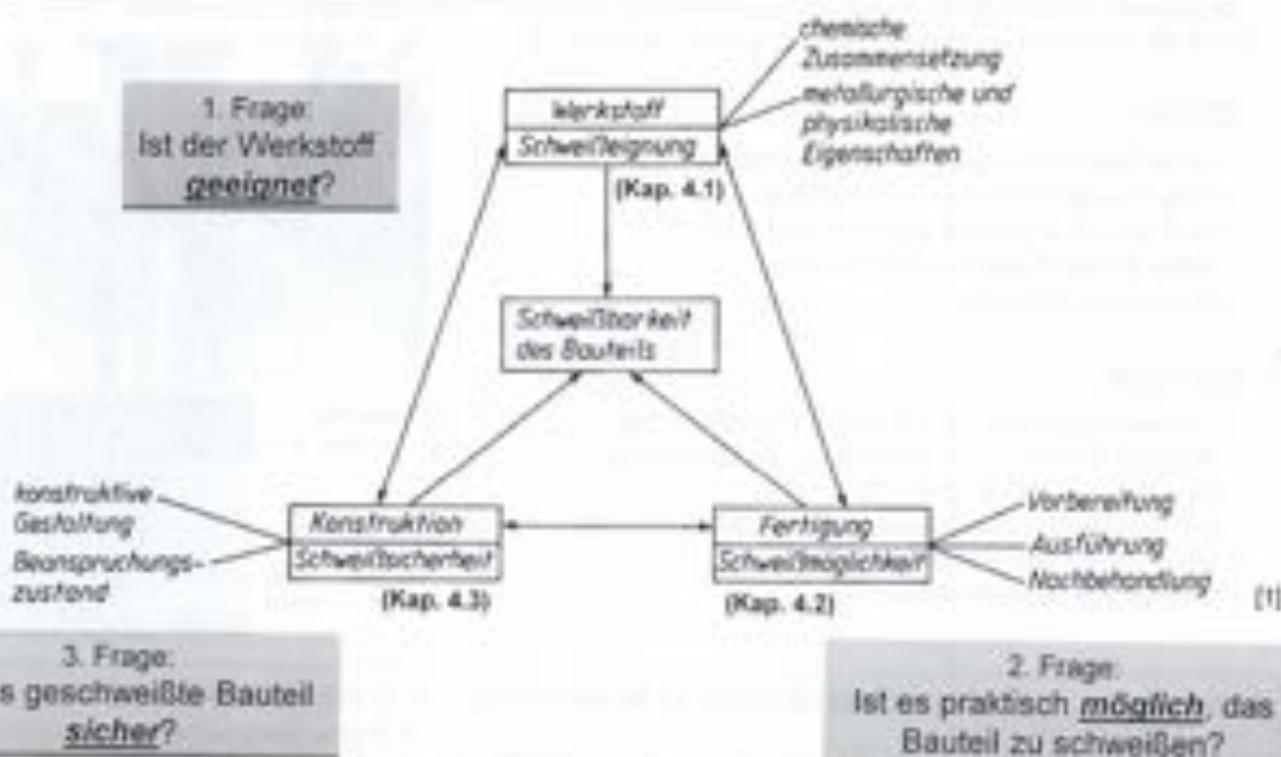
„Das Schweißen ist zu einem der wichtigsten Verbindungsverfahren geworden, da es außer der Ersparnis an Modell- oder Werkzeugkosten den Vorteil des geringeren Werkstoffaufwandes gegenüber Guss- und Schmiedeteilen (mit denen geschweißte Teile im Maschinenbau traditionell im Wettbewerb stehen) bietet. Ein Schweißteil kann bei geschickter Gestaltung ohne Einbuße an Festigkeit und Steifigkeit wesentlich leichter werden [3].“ Das Schweißen gehört zur Fertigungshauptgruppe Fügen (DIN 8580).

Eines der wichtigsten Unterscheidungsmerkmale des Schweißens ist die entstehende **schmelzmetallurgische Verbindung**, im Gegensatz zu den Konkurrenzprozessen Lötens (Diffusionsverbindung) und Kleben (Adhäsion/Kohäsion). Dadurch ist es möglich, beim Schweißen auf eine Überlappverbindung (statt dessen meist Stumpfstoß) zu verzichten, was neben Gewichtseinsparung **hohe Festigkeit** von Schweißverbindungen mit sich bringt. Dies bedeutet aber auch, dass immer die Schmelztemperatur des Werkstoffes überschritten werden muss. Der **hohe erforderliche Wärmeeintrag** setzt die Bauteile unter Stress und führt zu Eigenspannungen oder auch zu Schrumpfung und Verzug. Besonders zur Rissbildung neigende Werkstoffe entziehen sich daher dem Schweißprozess, was die Einsetzbarkeit des Schweißens auf sog. schweißbare Werkstoffe beschränkt. Häufig sind Wärmevor- oder Nachbehandlungen nötig, um sinnvoll schweißen zu können, was den gesamten Fügezyklus verteuert, die Wirtschaftlichkeit muss in jedem Einzelfall geprüft werden.

Beim Schweißprozess entstandene Mikrorisse sind u.U. nur schwer zu detektieren. Qualitätssicherungsmaßnahmen wie Farbeindringprüfung (bei Oberflächenrissen) oder gar Röntgenprüfungen können erforderlich oder sogar Vorschrift sein, was das Schweißen ebenfalls verteuert und verlangsamt. Bei besonders sicherheitskritischen Bauteilen ist das Schweißen daher z.T. sogar verboten (z.B. zahlreiche Flugzeugteile).

Zusammen-Schrauben kann man alles!Zusammen-Kleben fast alles!

## Wann aber sind Bauteile schweißbar?



„Die **Schweißbarkeit** eines Bauteils ist nach DIN 8528-1 (Schweißbarkeit metallischer Werkstoffe, Begriffe) gegeben, wenn die erforderliche Belastbarkeit bei ausreichender Sicherheit und Wirtschaftlichkeit gewährleistet ist. Dabei müssen drei Einflussgrößen berücksichtigt werden, von denen jede für sich entscheidend sein kann: der Werkstoff, die Konstruktion und die Fertigung. Es ist z.B. sinnlos, die Schweißbarkeit durch einen geeigneteren Werkstoff anzuheben und sie gleichzeitig durch eine Konstruktion mit schlechtem Kraftfluss oder durch eine nicht fachgerechte Fertigung wieder zu schwächen.

Die **Schweißeignung** eines Werkstoffes ist vorhanden, wenn bei der Fertigung aufgrund der werkstoffgegebenen chemischen, metallurgischen und physikalischen Eigenschaften eine den jeweils gestellten Anforderungen entsprechende Schweißung hergestellt werden kann.

Die **Schweißsicherheit** einer Konstruktion ist vorhanden, wenn mit dem verwendeten Werkstoff das Bauteil aufgrund seiner konstruktiven Gestaltung unter den vorgesehenen Betriebsbedingungen funktionsfähig bleibt. Sie wird überwiegend von der konstruktiven Gestaltung (z.B. Kraftflussverlauf) und vom Beanspruchungszustand (z.B. Art und Größe der Spannungen) beeinflusst.

Die **Schweißmöglichkeit** in einer schweißtechnischen Fertigung ist vorhanden, wenn die an einer Konstruktion vorgesehenen Schweißungen unter den gewählten Fertigungsbedingungen fachgerecht hergestellt werden können. Diese werden überwiegend von der Schweißvorbereitung (z.B. Stoßarten, Vorwärmung), der Ausführung der Schweißarbeiten (z.B. Schweißfolge) und der Nachbehandlung (z.B. Glühen) beeinflusst [1].“

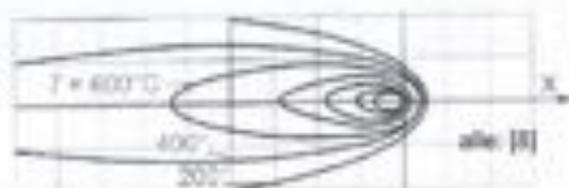
Schweißen = extrem ungleichmäßige, lokale Erwärmung eines Werkstückes vergleichbar einer Warmbehandlung (WB) mit hoher Abkühlgeschwindigkeit durch Selbstabschreckung

→ hoher Temperaturgradient  $\Delta T$

→ hohe Wärmespannungen  $\sigma_T \sim \Delta T$

#### daher Kriterien für Schweißbarkeit

- verformbarer (duktiler) WS zum Abbau von Wärmespannungen
- ggf. Herabsetzen des Temperaturgradienten durch zusätzliche, externe Warmbehandlung



#### spröde Werkstoffe

- Verzug
- Spannungsrisse
- nicht schweißgeeignet

#### duktile Werkstoffe

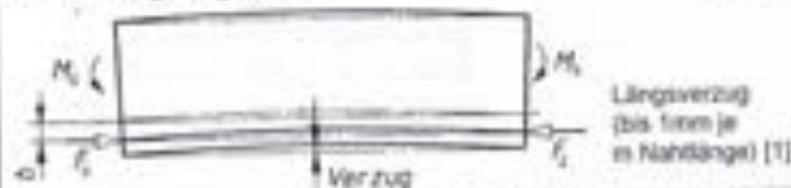
- weniger Verzug
- weniger Spannungsrisse
- schweißgeeignet

#### hoher Anteil von C oder Leg.-Elementen

- Aufhärtung/Versprödung
- nicht schweißgeeignet

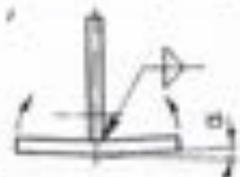
#### leitende Werkstoffe (Metalle)

- Temp.-ausgleich im WS.
- WB möglich
- schweißgeeignet



Längsverzug  
(bis 1mm je  
m Nahtlänge) [1]

Winkelverzug  
( $\alpha = 3 \dots 7^\circ$ ) [1]



**Merke: Je besser ein Stahl härtbar ist, um so schwieriger ist er zu schweißen!**

„Beim Schweißen bewirkt der Wärmeeintrag die Ausbildung von Temperaturfeldern, die sich in Abhängigkeit von der Leistungsdichte des Schweißverfahrens sowohl auf den Aufschmelzquerschnitt und damit auch auf die Nahtform wie auch auf die Ausbreitung des Temperaturfeldes auswirken [7].“

Problematisch ist dabei weniger der Wärmeeintrag als solcher, sondern die extrem ungleiche Erwärmung des Werkstückes durch die **lokale Wärmequelle**, welche jede Schweißung mit sich bringt. Aufgrund der dadurch entstehenden hohen Temperaturunterschiede innerhalb des Bauteils kommt es zu wärmeinduzierten Spannungen, welche in jedem Fall zu **Eigenspannungen**, eventuell auch zum **geometrischen Verziehen** des Bauteils bis in den plastischen Bereich hinein führen können. Im Extremfall, vor allem bei spröden Werkstoffen, kann lokal die Zugfestigkeit des Grundwerkstoffes erreicht bzw. überschritten werden, was die Bildung von **Mikrorissen** in der Schweißnaht nach sich zieht.

### Unlegierte Stähle:

(Kriterium: Kohlenstoff-Gehalt)

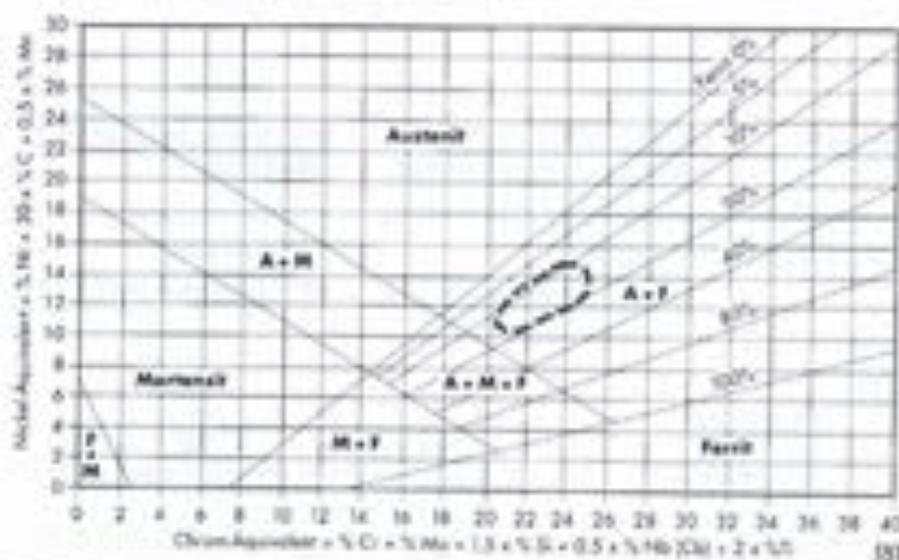
- C < 0,22% schweißbar mit allen Schweißverfahren
- C < 0,3% schweißbar mit Lichtbogen-Schweißverf.
- C < 0,45% schweißbar nur mit WB bis 275°C
- C < 0,8% schweißbar nur mit WB bis 425°C [8]

### Niedriglegierte Stähle (Leg.-Elem. < 5%):

(Kriterium: Kohlenstoff-Äquivalent)

$$CE [\%] = \%C + \frac{\%Mn}{6} + \frac{\%Ni + \%Cr + \%Si}{15} + \frac{\%Cr + \%Mo + \%V}{5}$$

- CE < 0,4% schweißbar mit allen Schweißverfahren
- CE < 0,6% bedingt schweißbar (WB bis 200°C)
- CE < 0,8% nicht gewährleistete Schweißseignung (WB bis 350°C) [8]



### Hochlegierte Stähle

(Leg.-Elem. > 5%):

(Kriterium:

Chrom-Nickel-Äquivalent)

- gut schweißbar im Austenit-Bereich mit 10-15% Ferrit [8] (umrahmter, gestrichelter Bereich)

„Zur qualitativen Abschätzung der Schmelzschweißseignung von Stählen haben sich drei Methoden praktisch bewährt:

- Die Abschätzung der Schweißseignung bei **unlegierten Stählen**: Sie ist gegeben, wenn der Kohlenstoffgehalt C ≤ 0,22% beträgt. Liegt der Kohlenstoffgehalt höher, so ist die Schweißseignung mit „bedingt schweißbar“ einzuschätzen. (Abhängig vom gewählten Schweißverfahren (z.B. Lichtbogenschweißen) und mit geeigneten Wärmebehandlungsverfahren (WB) während oder nach dem Schweißprozess lassen sich auch Stähle mit höheren C-Anteilen schweißen, allerdings mit z.T. erheblichem Zusatzaufwand.)
- Die Abschätzung der Schweißseignung **niedrig legierter Stähle**: Sie ist gegeben, wenn das sogenannte Kohlestoffäquivalent CE ≤ 0,4% beträgt. Liegen die Werte für CE > 0,4%, so ist vorzuwärmen.
- Die Schweißseignung von **hoch legierten Stählen** kann mit dem Chrom-Nickel- (Cr-Ni-) Äquivalent ausreichend abgeschätzt werden. Das dargestellte sog. Schaeffler-Diagramm ermöglicht die Bestimmung der Schweißseignung, die günstige Lage des Schweißgutes liegt im Austenitbereich mit 10 ... 15% Ferrit.

Die Schmelzschweißseignung bei Strahlverfahren (Elektronenstrahl, Laserstrahl) geht vielfach hierüber hinaus, d.h. mit herkömmlichen Schweißverfahren nur bedingt schweißbare Stähle sind häufig mit Strahlverfahren schweißbar [7]“. Grund ist die sehr hohe Leistungsdichte, welche sehr hohe Schweißgeschwindigkeiten ermöglicht und das aufzuschmelzende Nahtvolumen deutlich reduziert.

## Nichteisenmetalle

- > **Aluminium und -legierungen**
  - unter Schutzgas (MIG + WIG; nicht MAG!) schweißbar
  - viele Al-Leg. verlieren Festigkeit und benötigen WB
- > **Kupfer und -legierungen; Messing**
  - sauerstoffarme Leg. unter Schutzgas (MIG/MAG) gut schweißbar
  - Probleme bei niedrige schmelzenden Bestandteilen (z.B. Zink)
- > **Titan und -legierungen**
  - Ti gut schweißbar mit WIG; Ti-Leg. mit EB

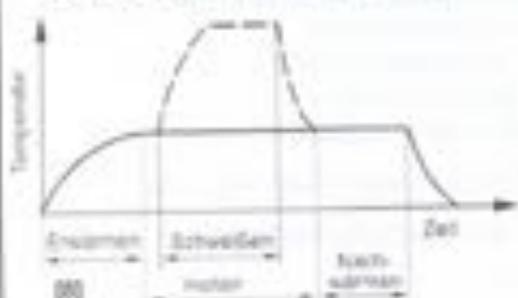
## Guss

- > **Sphäroguß mit Kugelgraphit (GJS)**
  - schweißbar mit Sonderelektroden und WB
- > **Gußeisen mit Lamellengraphit**
  - kaum schweißbar, Reparaturschweißen mit Spezialelektroden möglich

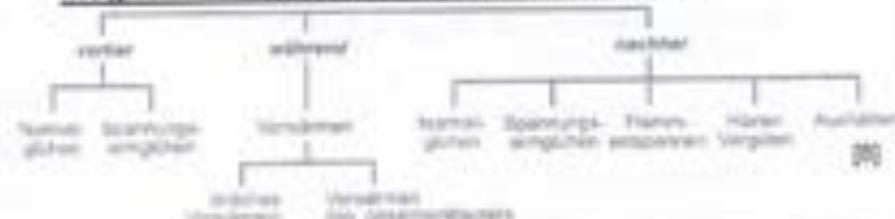
## Nichtmetalle

- > **Kunststoffe**
  - Thermoplaste gut schweißbar (mit Heißluft)
  - Duroplaste nicht schweißbar
- > **Gläser**
  - technische Gläser mit hohem  $\text{SiO}_2$ -Gehalt schweißbar, z.B. mit  $\text{CO}_2$ -Laser und WB

## Wärmebehandlungszyklus



## Möglichkeiten der Wärmebehandlung (WB)

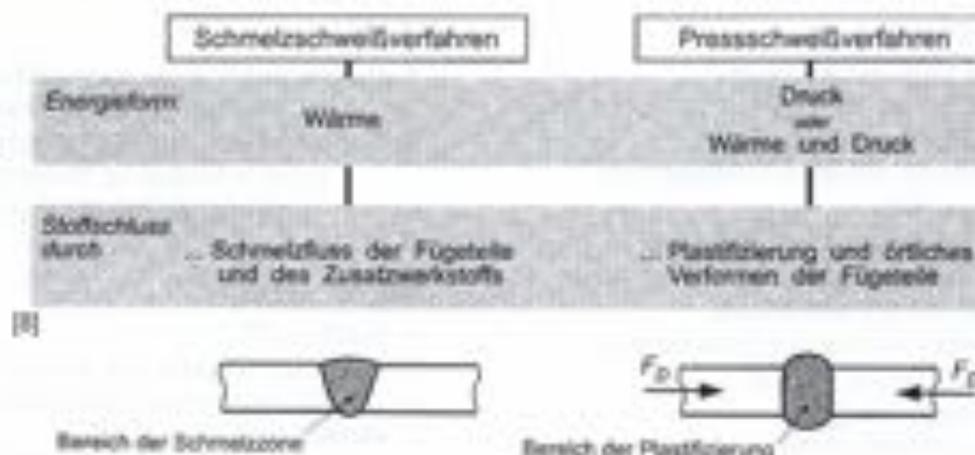


Die Angaben zur Schweißbarkeit von **Aluminium und -legierungen** sind in der Literatur unterschiedlich, z.T. auch widersprüchlich, was im folgenden durchaus wiedergegeben werden soll:

- „Aluminium und Aluminiumlegierungen sowie Magnesiumlegierungen sind weniger gut schweißbar; sie gehen beim Erwärmen plötzlich in den flüssigen Zustand über und oxidieren dabei schnell; mit zunehmendem Gehalt an Legierungsbestandteilen nimmt die Schweißbarkeit ab [2].“
- „Aluminium und dessen Legierungen sind unter Schutzgas (WIG und MIG) meist gut schweißbar. In der Wärmeeinflusszone verlieren einige Legierungen (AlMg, AlMgMn) ihre Festigkeit, andere, aushärtbare Legierungen (AlMgSi, AlZnMg) können die ursprüngliche Festigkeit durch erneute Wärmebehandlung wieder erreichen [1].“
- „Aluminium und Aluminiumlegierungen und Magnesiumlegierungen sind schwieriger schweißbar als Stahl. AlMn lässt sich besser schweißen als AlMg, AlCu ist sehr gut schweißbar [3].“

**Wärmebehandlung:** zur Abmilderung des Grundproblems bei jedem Schweißvorgang – die lokale Wärmeeinbringung und die daraus resultierend ungleichmäßige Werkstückwärme – werden häufig Wärmebehandlungen durchgeführt. Dies kann durch Erwärmen vor dem eigentlichen Schweißprozess oder Halten der Temperatur während des Schweißens realisiert werden. Wärmebehandlungen nach dem Schweißprozess dienen in erster Linie dem Abbau von entstandenen Eigenspannungen oder W<sub>1</sub>-Herstellung von verlorengangener Festigkeit während des Schweißens.

## 4.2.1 Schweiß- verfahren



- Lichtbogenschweißen (Kap. 4.2.1.1)
  - Lichtbogenhandschweißen
  - Unterpulverschweißen
- Schutzgasschweißen (Kap. 4.2.1.2)
  - MIG, MAG, WIG
- Strahlschweißen (Kap. 4.2.1.3)
  - Laserstrahl
  - Elektronenstrahl

- Widerstandsschweißen (Kap. 4.2.1.4)
  - Punktschweißen
  - Rollnahtschweißen
  - Bolzenschweißen
  - Buckelschweißen
- Reibschweißen (Kap. 4.2.1.5)
- Abbrennstumpfschweißen
- u.v.m.!

Das wichtigste im Rahmen der **Schweißmöglichkeit** ist es, das für den jeweiligen Anwendungsfall am besten geeignete **Schweißverfahren** auszuwählen.

Das Schweißen ist inzwischen ein langjährig erprobter Fertigungsprozess, zahlreiche Verfahrensvarianten haben sich in den letzten ca. 150 Jahren entwickelt. Diese lassen sich auf unterschiedlichste Art klassifizieren, z.B. nach Art der Grundwerkstoffe (Metall oder Kunststoff), der Energiezuführung (Lichtbogen, Flamme, Strahl, elektr. Strom, u.a.), dem Zweck (Verbindungs- oder Auftragsschweißen), der Fertigung (manuell oder maschinell). Häufig wird nach dem Ablauf des Schweißprozesses eingeteilt in Schmelz- bzw. Pressschweißverfahren (so auch hier!).

**„Schmelzschweißen:** die Stoßstelle wird hierbei über Schmelztemperatur erwärmt, meist auch ein artgleicher Zusatzwerkstoff eingeschmolzen. Beim Erkalten entsteht eine Schweißnaht mit Gussgefüge. Dies ist das im Maschinenbau meist verwendete Verfahren.

**Pressschweißen:** Die Stoßstellen werden bis auf oder knapp unterhalb Schmelztemperatur erwärmt und dann zusammengedrückt oder erst zusammengedrückt und dann erwärmt. An der Verbindungsstelle tritt bei manchen Verfahren Schmelzfluss auf, meist jedoch große plastische Verformung. Nach dem Erkalten entsteht i. allg. ein feinkörniges Gefüge [2].“

Im folgenden werden einige Schweißverfahren vorgestellt. „Eine ausführliche Darstellung der Schweißverfahren gehört nicht in das Gebiet der Maschinenelemente, sondern in das der Fertigungstechnik [1]“. Zur Detaillierung sei an dieser Stelle verwiesen auf die Vorlesungen „Produktion“ sowie „Fertigungstechnik“ im dritten bzw. vierten Semester.