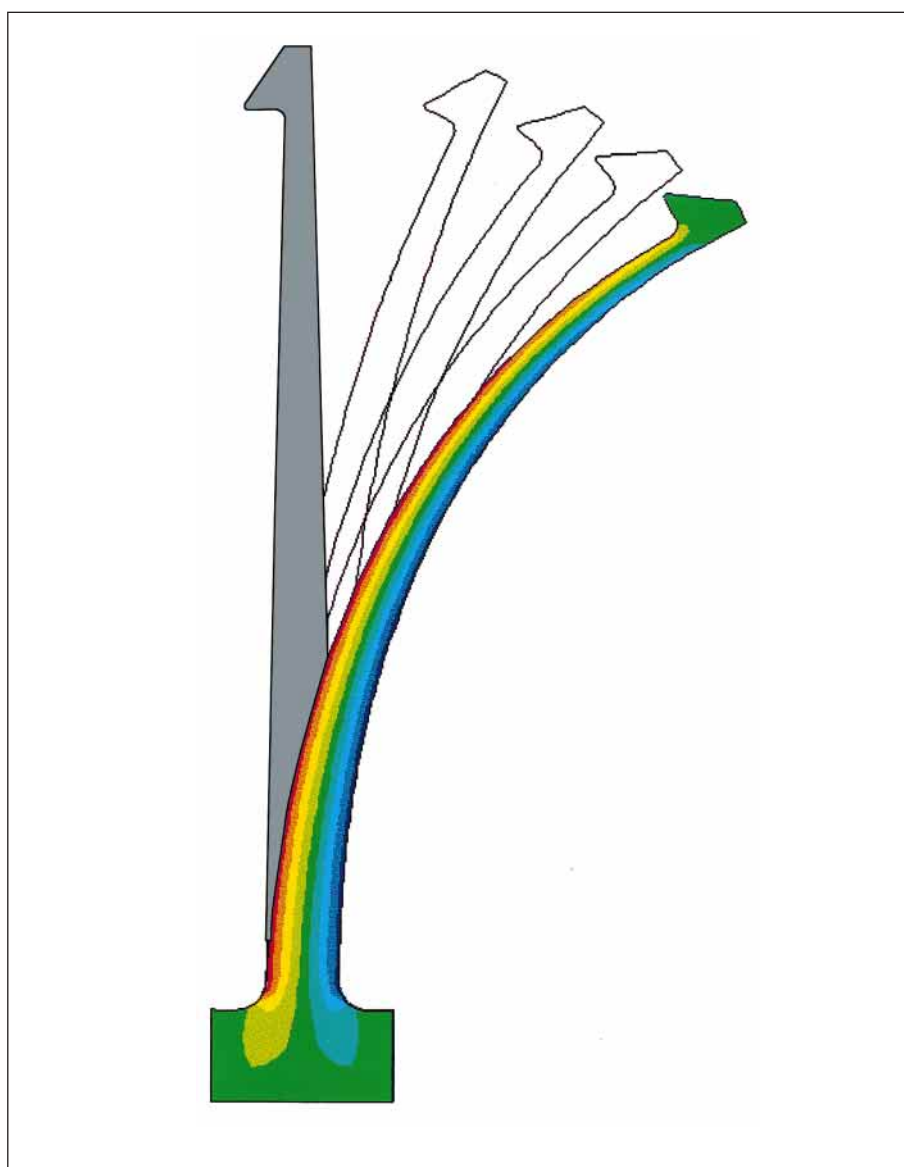


Ersetzt Ausgabe 1999-10-01  
Replaces edition of 1999-10-01

## **Schnappverbindungen und Federelemente aus Kunststoff**

## **Snap Joints and springs in Plastics**

A. Maszewski



Inhaltsverzeichnis:	Seite	Table of contents	Page
<b>Formel-Zeichen und Begriffe</b>	3	<b>Symbols</b>	3
<b>1. Grundsätzliches</b>	4	<b>1. Basic information</b>	4
1.1 Allgemeine Beschreibung	4	1.1 General description	4
1.2 Ausführungsarten	4	1.2 Types of snap joint	4
1.3 Allgemeine Auslegungshinweise	5	1.3 General design advice	5
1.3.1 Belastungsverhältnisse	5	1.3.1 Loading conditions	5
1.3.2 Beanspruchung	5	1.3.2 Loading	5
1.3.3 Relaxation – Retardation	6	1.3.3 Relaxation - retardation	6
1.3.4 Kerbwirkung	7	1.3.4 Notch effect	7
1.4 Verteilung der Auslenkung auf die Fügepartner	7	1.4 Dividing up the deflection over the mating parts	7
1.5 Zulässige Auslenkung	8	1.5 Permitted deflection	8
1.5.1 Zulässige Dehnung	9	1.5.1 Permitted strain	9
1.5.2 Zulässige Torsionsspannung	10	1.5.2 Permitted torsional stress	10
1.6 Auslenkkraft	11	1.6 Deflection force	11
1.7 Fügekraft	13	1.7 Mating force	13
1.8 Reibungskoeffizienten	13	1.8 Coefficients of friction	13
1.9 Gestaltungshinweise	14	1.9 Design advice	14
<b>2. Schnapparmverbindungen</b>	15	<b>2. Cantilever snap arm joints</b>	15
2.1 Berechnungsgrundlagen	15	2.1 Design and calculation criteria	15
2.2 Berechnungsbeispiel	19	2.2 Calculation example	19
2.3 Anwendungsbeispiele	21	2.3 Sample applications	21
<b>3. Torsionsschnappverbindungen</b>	23	<b>3. Torsion snap joints</b>	23
3.1 Berechnungsgrundlagen	23	3.1 Design and calculation criteria	23
3.2 Berechnungsbeispiel	24	3.2 Calculation example	24
3.3 Anwendungsbeispiele	27	3.3 Sample applications	27
<b>4. Ringschnappverbindungen</b>	28	<b>4. Annular snap joints</b>	28
4.1 Berechnungsgrundlagen	28	4.1 Design and calculation criteria	28
4.2 Berechnungsbeispiel	31	4.2 Calculation example	31
4.3 Anwendungsbeispiele	33	4.3 Sample applications	33
<b>5. Ringförmige Schnappverbindungen</b>	34	<b>5. Ring-shaped snap joints</b>	34
5.1 Berechnungsgrundlagen	34	5.1 Design and calculation criteria	34
5.2 Berechnungsbeispiel einer ringartigen Schnappverbindung	40	5.2 Calculation example for a ring-shaped snap joint	40
<b>6. Literaturhinweise</b>	43	<b>6. Literature</b>	43

## Formelzeichen und Begriffe

a	Abmessungen
B	Hinterschnitt-Breite
b	Profilbreite
C	Geometriefaktor für Kreisbogensegmente
d	Durchmesser an der Fügestelle
d <sub>a</sub>	Außendurchmesser (Nabe)
d <sub>i</sub>	Innendurchmesser (Welle)
E <sub>o</sub>	E-Modul (Tangenten-Ursprungs-Modul)
E <sub>s</sub>	Sekanten-Modul
e	Randfaserabstand von neutr. Faser
F	Fügekraft
f	Hinterschnitt, Auslenkung
G	Schubmodul
h	Profilhöhe
K	Geometriefaktor für Torsionsquerschnitte
L	Kantenlänge
l	Hebelarmlänge
Q	Auslenkkraft
R	Reibungskraft
r	Radius
s	Wanddicke
W	axiales Widerstandsmoment
W <sub>p</sub>	polares Widerstandsmoment
X	Geometriefaktor für Ringschnappverbindung
	Index W = Welle, Index N = Nab
α	Schrägungswinkel
β	Auslenkwinkel
γ	Scherung
δ	Abstand der Schnappnut vom Ende
ε	Dehnung
ε <sub>zul</sub>	max. zulässige Dehnung
ε <sub>R</sub>	Reißdehnung
ε <sub>S</sub>	Streckdehnung
μ	Reibungskoeffizient
ν	Querkontraktionszahl
ρ	Reibungswinkel
σ	Spannung
φ	Segmentwinkel

## Symbols

a	dimensions
B	width of the undercut
b	width of profile
C	geometric factor for ring segments
d	diameter at the joint
d <sub>a</sub>	outer diameter (hub)
d <sub>i</sub>	inner diameter (shaft)
E <sub>o</sub>	elastic modulus (tangential intrinsic modulus)
E <sub>s</sub>	secant modulus
e	distance between outer fibre and neutral axis
F	mating force
f	undercut, deflection
G	shear modulus
h	height of profile
K	geometric factor for torsion cross-sections
L	length of the edge
l	length of lever arm
Q	deflection force
R	friction force
r	radius
s	wall thickness
W	axial section modulus
W <sub>p</sub>	section modulus of torsion
X	geometric factor for annular snap joint
	Index W = shaft, Index N = hub
α	angle of inclination
β	angle of twist
γ	shear strain
δ	distance of snap-fitting groove from end
ε	elongation
ε <sub>zul</sub>	maximum permissible strain
ε <sub>R</sub>	elongation at break
ε <sub>S</sub>	yield strain
μ	friction coefficient
ν	poisson's ratio
ρ	friction angle
σ	stress
φ	segment angle

## 1 Grundsätzliches

### 1.1 Allgemeine Beschreibung

Schnappverbindungen stellen eine einfache und kostengünstige Art der Verbindungstechnik dar. Sie sind charakteristisch für die Werkstoffgruppe der Kunststoffe, da deren Werkstoffeigenschaften (Flexibilität) und Formgebungsmöglichkeiten ihrer Realisierung besonders entgegen kommen.

Grundsätzlich sind Schnappverbindungen aus einem elastischen Federelement und einer Rastvorrichtung (Hinterschnitt) aufgebaut. Ihre Funktion teilt sich in den Füge- bzw. Löse- sowie den Haltevorgang.

### 1.2 Ausführungsarten

Die Schnappverbindungen werden nach der Art des Federelements und nach der Lösbarkeit der Verbindung eingeteilt. Es wird grundsätzlich zwischen

- a) den Schnapparmverbindungen (Biegebalkenprinzip),
- b) den Torsionsschnappverbindungen (Torsionsstabprinzip),
- c) den Ringschnappverbindungen (zylindrische Profile) und
- d) den ringartigen Schnappverbindungen (regelmäßige Polygonprofile)

unterschieden. In Abb. 1 sind diese vier Prinzipien schematisch dargestellt.

## 1. Basic information

### 1.1 General description

Snap joints are a simple and inexpensive joining technique. They are a characteristic type of joint used for polymer materials, since the material properties (flexibility) and moulding potential of polymers are particularly conducive to this kind of connection.

Snap joints are essentially made up of an elastic spring element and a click-stop device (undercut). They serve the purpose of joining or separating parts and holding them together.

### 1.2 Types of snap joint

Snap joints are classified according to the type of spring element and the separability of the joint. A basic distinction is drawn between

- a) the snap arm joint (flexural beam principle)
- b) the torsional snap joint (torsion rod principle)
- c) the annular snap joint (cylindrical profiles)
- d) the ring-shaped snap joint (regular polygon profiles)

These four principles are shown in diagram form in Fig. 1.

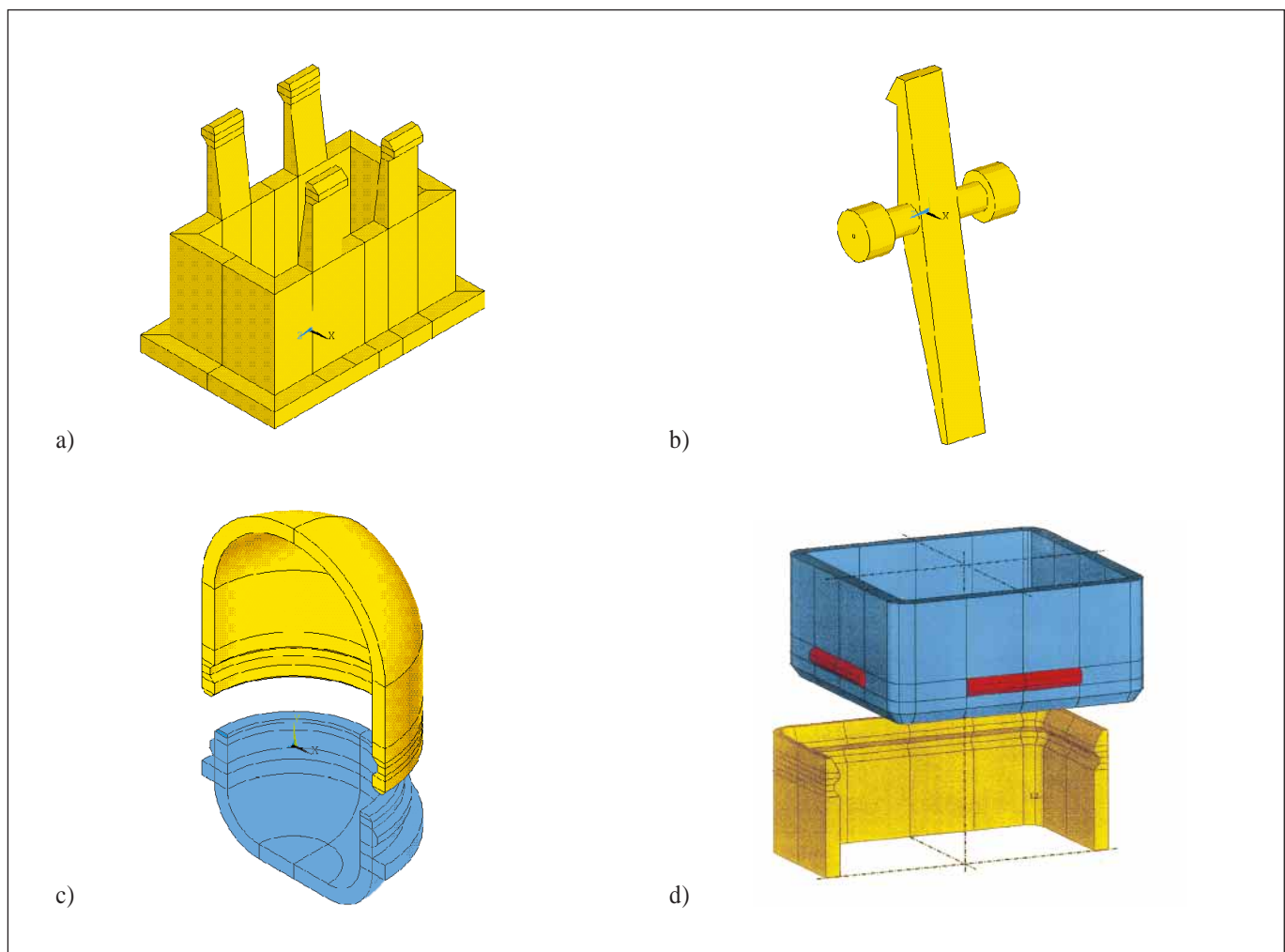


Abb. 1: Schnappverbindungsarten

Fig. 1: Types of snap joint

In Abhängigkeit vom Hinterschnittwinkel wird außerdem noch zwischen lösbaren und unlösbaren Schnappverbindungen unterschieden (Abb. 2).

A distinction is also made between separable and inseparable joints, as a function of the undercut angle (Fig. 2).

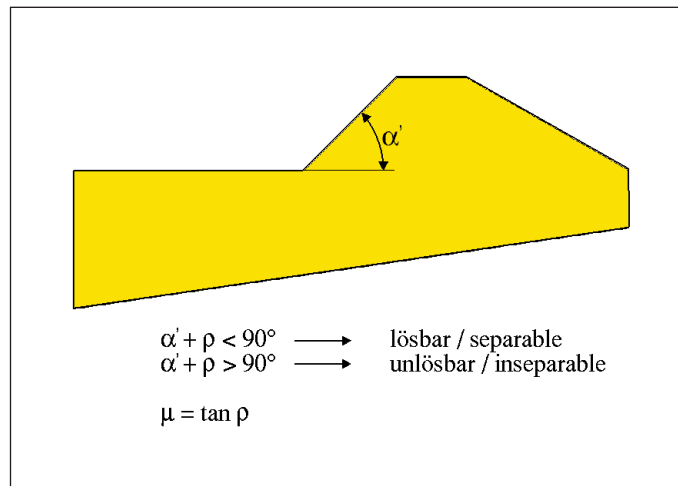


Abb. 2: Lösbare und unlösbare Schnappverbindungen

Fig. 2: Separable and inseparable joint

### 1.3 Allgemeine Auslegungshinweise

Die Auslegung einer Schnappverbindung beinhaltet eine optimale Abstimmung der Konstruktion auf den Werkstoff. Hierzu ist die genaue Kenntnis der Belastungsverhältnisse und der Werkstoffeigenschaften erforderlich.

### 1.3 General design advice

The layout of a snap joint involves optimally tailoring the design to the material. This requires precise knowledge of the loading conditions and the material properties.

#### 1.3.1 Belastungsverhältnisse

Die Belastungsverhältnisse einer Schnappverbindung unterscheiden sich grundlegend in Abhängigkeit von der Funktion. Während der Fügevorgang in der Regel eine einmalige oder mehrmalige kurzzeitige Belastung darstellt, bei der der Werkstoff relativ hoch beansprucht werden darf, wird die Haltefunktion meist von einer statischen Langzeit- oder gar Dauerbelastung bestimmt, die eine deutlich geringere maximale Beanspruchung zulässt. D. h., die Auslegung muss sowohl den Füge- bzw. Löse- als auch den Haltevorgang umfassen.

#### 1.3.1 Loading conditions

The loading conditions for a snap joint differ fundamentally as a function of the purpose that the snap joint serves. While the joining operation generally imposes once-only or repeated short-term load, during which time the material can be subjected to a relatively high load level, the retaining function generally involves a static long-term or even permanent load, where the maximum permitted load is considerably lower. In other words, the layout must be based on the joining and separation operation as well as on the retaining function.

#### 1.3.2 Beanspruchung

Bei der Auslegung darf nicht vergessen werden, dass die Belastung sowohl beim Füge- als auch beim Haltevorgang meist zu mehreren überlagerten Lastfällen führt (z.B. Zug-, Scher- und Biegebelastung), die in ihrer Wechselwirkung (Vergleichsspannung bzw. -dehnung) berücksichtigt werden müssen.

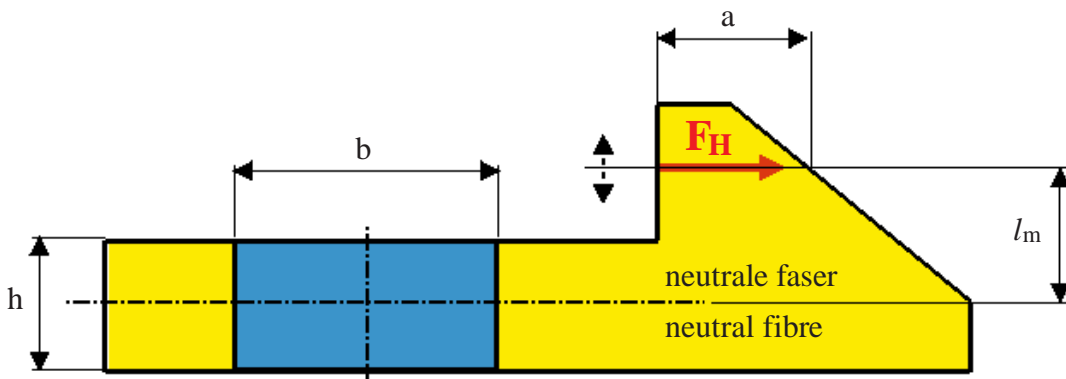
#### 1.3.2 Loading

When conducting the layout, it must be remembered that both the joining and the retaining operation generally involve a number of different load cases being superimposed on each other (e.g. tensile, shear and flexural load), and it is necessary to make allowance for the interaction of these loads (effective stress, effective strain).

Ab einem Verhältnis der Schnapparmlänge zu seiner Höhe von kleiner als 5, sollte der Anteil der Schubverformung nicht unberücksichtigt bleiben.

Where the ratio of the snap arm length to the snap arm height is smaller than 5, consideration must also be paid to the shear deformation component.

**Beispiel der Beanspruchung eines Schnapparms durch die Haltekraft ( $F_H$ )/  
Example of the stress status of a cantilever arm by cohesion ( $F_H$ )**



$$a = 1.2 \cdot h, \quad b = 2 \cdot h, \quad l_m = h$$

Biegespannung / Bending stress:  $\sigma_b = \frac{M_b}{W} = 6 \cdot \frac{F \cdot l_m}{b \cdot h^2} = 3 \cdot \frac{F}{h^2}$

Zugspannung / Tensile stress:  $\sigma_z = \frac{F}{A_z} = \frac{F}{b \cdot h} = 0.5 \cdot \frac{F}{h^2}$

Scherspannung / Shear stress:  $\tau_s = \frac{F}{A_s} = \frac{F}{a \cdot b} = 0.42 \cdot \frac{F}{h^2}$

$$\underline{\underline{\sigma_b \div \sigma_z \div \tau_s = 6 \div 1 \div 0.84}}$$

Schlussfolgerung: Biegebeanspruchung ist meist die dominierende Beanspruchungsart.  
Conclusion: Bending stress is mostly the dominant stress type.

Abb. 3: Zusammengesetzte Beanspruchung

Fig. 3: The combined loads that act

### 1.3.3 Relaxation – Retardation

Um dem zeitabhängigen Verhalten der mechanischen Eigenschaften von Kunststoffen Rechnung zu tragen, sollte nach dem Einrasten eine möglichst entspannte und formschlüssige Verbindung (**Formschluss vor Kraftschluss**) angestrebt werden. Ist dies nicht vollständig möglich, so kann

- die Relaxation: Spannung fällt bei konstanter Dehnung mit der Zeit ab oder
- die Retardation: Dehnung nimmt bei konstanter Spannung mit der Zeit zu

anhand von isochronen Spannungs-Dehnungs-Kurven berücksichtigt werden. In Abb. 4 sind entsprechende Hinweise hierzu graphisch dargestellt.

### 1.3.3 Relaxation – retardation

In order to make allowance for the time-dependent behaviour of the mechanical properties of plastics, it is important to achieve a stress-free and positive-action connection as far as possible (**a form-fit rather than a friction-lock joint**). If this is not entirely possible, then allowance can be made for

- relaxation: stress falls over time with constant strain or
- retardation: strain increases over time with constant stress

with the aid of isochronous stress-strain curves. Information on this is shown in graphic form in Fig. 4.

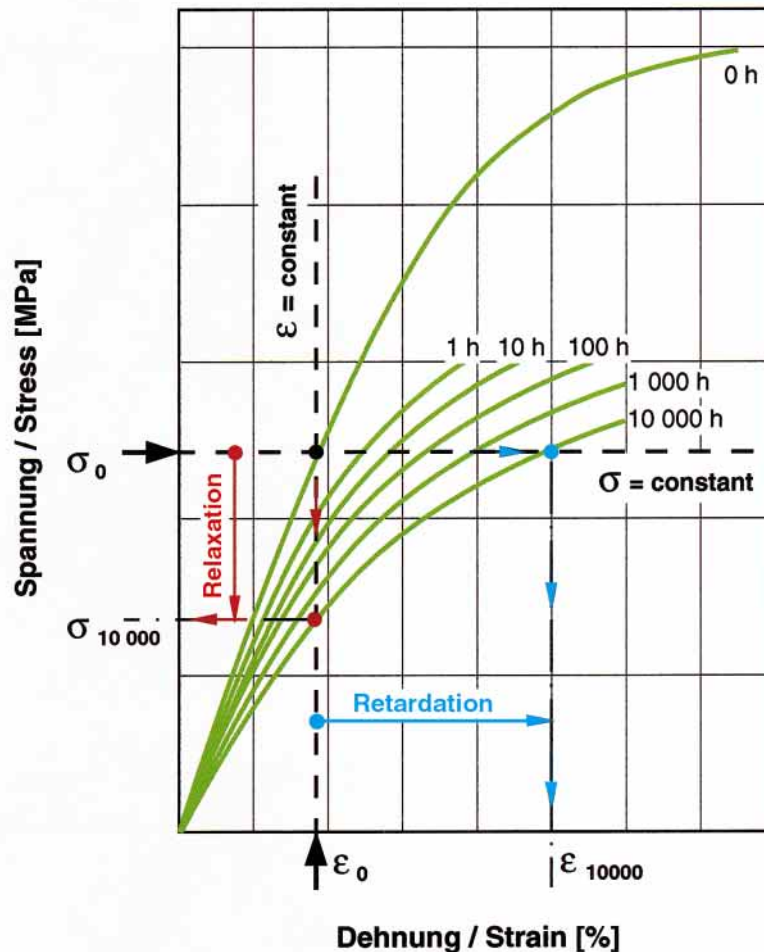


Abb. 4: Relaxation und Retardation (Kriechen)

Fig. 4: Relaxation and retardation (creep)

### 1.3.4 Kerbwirkung

Ein nach wie vor relativ häufiger Konstruktionsfehler betrifft die **Kerbwirkung**. Besonders deutlich macht sich dieser Fehler bei amorphen Werkstoffen bemerkbar. Aus diesem Grund wird hier ausdrücklich auf die Notwendigkeit der Abrundung von Ecken und Kanten bzw. der Vermeidung von Gratbildung in den beanspruchten Bereichen hingewiesen. Als günstig hat sich in der Praxis ein Kerbradius von 0,5 mm erwiesen. In Abb. 5 ist der Zusammenhang zwischen dem Kerbradius und der Spannung exemplarisch dargestellt.

### 1.4 Verteilung der Auslenkung auf die Fügepartner

Im ungünstigsten Fall muss einer der beiden Fügepartner um den Gesamtbetrag der Auslenkung (Hinterschnitt) verformt werden. Tatsächlich verteilt sich die Verformung in der Regel auf beide Fügepartner.

Die Verformungsverteilung auf die Fügepartner kann am einfachsten graphisch ermittelt werden. Hierzu muss für jeden der beiden Fügepartner zuerst ein Kraft-Verformungs-Diagramm (Federkennlinie), wie in Abb. 6 dargestellt, bestimmt werden. Die Überlagerung beider Federkennlinien ergibt einen Schnittpunkt, der die tatsächliche Auslenkkraft und die Verformungsanteile beider Fügepartner angibt.

### 1.3.4 Notch effect

One design error still committed fairly frequently relates to the **notch effect**. This error is particularly noticeable with amorphous materials. For this reason, the importance of rounding corners and edges and avoiding flash in areas subject to load must be stressed here. A notch radius of 0.5 mm has proved favourable in practice. Figure 5 shows the correlation between the notch radius and the stress on the basis of an example.

### 1.4 Dividing up the deflection over the mating parts

In the least favourable case, one of the two mating parts needs to be deformed by the full amount of the deflection (undercut). As a rule, however, the deformation will be divided over both the mating parts.

The easiest way to establish the distribution of the deformation over the mating parts is on a graph. To do this, it is first necessary for a force-deformation diagram (spring characteristic) to be established for each of the two mating parts, as shown in Fig. 6. By superimposing the two spring characteristics, a point of intersection is obtained which indicates the actual deflection force and the deformation components of the two mating parts.



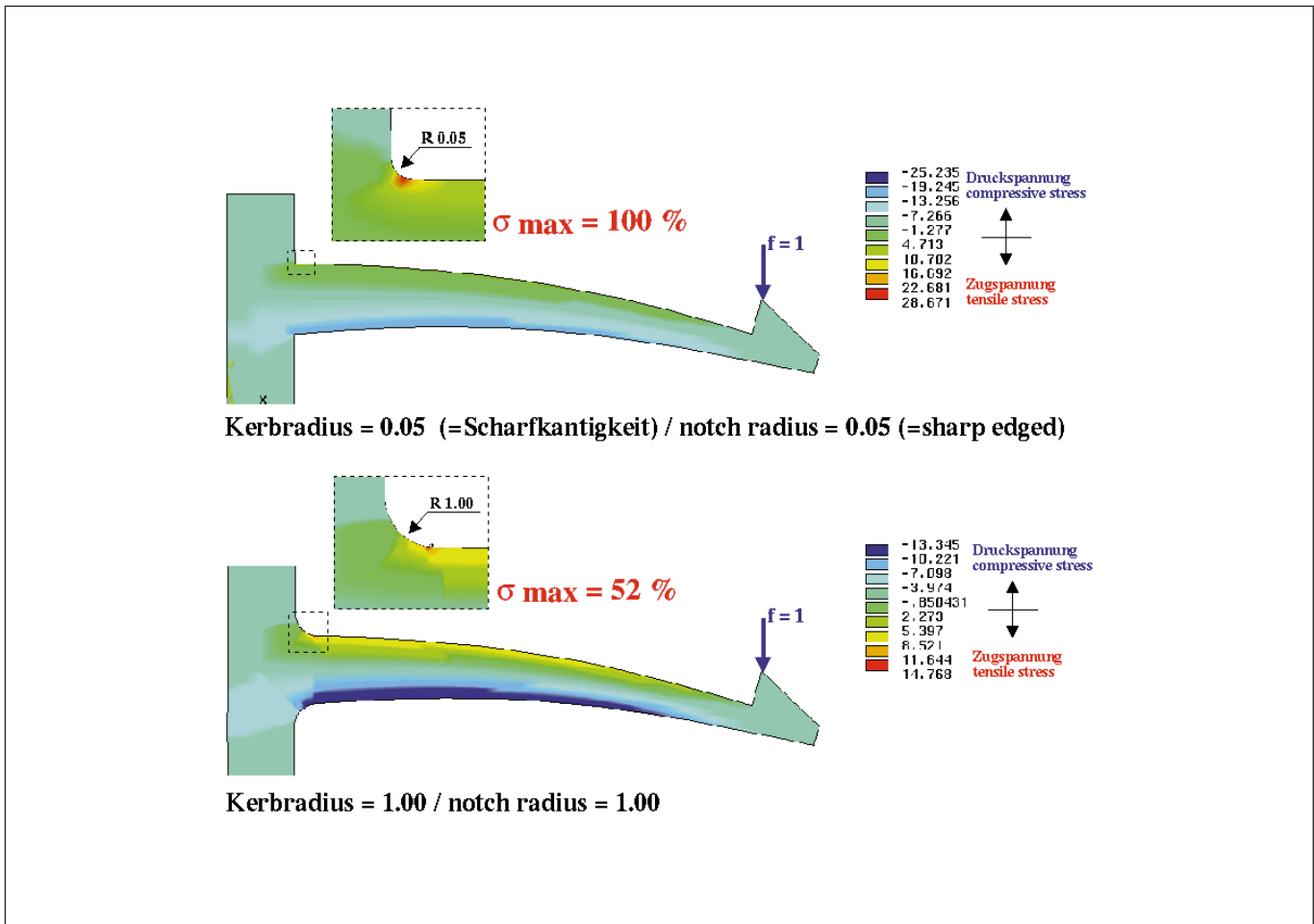


Abb. 5: Spannung in Abhängigkeit vom Kerbradius bei gleicher Verformung

Fig. 5: Stress versus the notch radius for identical deformation

Bei Torsionsschnappverbindungen setzt sich die Gesamtverformung des Torsionsarms aus der Drillverformung und aus der Biegeverformung zusammen. Oft kann der Anteil der Biegeverformung zwar vernachlässigt, er soll jedoch nicht vergessen werden. Abgesehen davon, muss die Biegeverformung des Betätigungshebels bei der Auslegung des Betätigungsweges (Anschlag) berücksichtigt werden.

Für die Ringschnappverbindungen sind entsprechende Federkennlinien in Abb. 28 dargestellt. Hierbei wird davon ausgegangen, dass wegen der Zugbeanspruchung bzw. der Dehnung (= versagensrelevante Größe) die Nabe der auszulegende Fügepartner ist und die Gesamtverformung (Hinterschnitt) aufzunehmen hat (Nabe flexibel – Welle starr). Trifft dies nicht zu, ist die tatsächliche Werkstoffbeanspruchung entsprechend geringer. Bei gleich steifen Fügepartnern halbiert sich die Beanspruchung, d. h., der zulässige Hinterschnitt ist doppelt so groß wie bei starr angenommener Welle.

### 1.5 Zulässige Auslenkung

Die zulässige Auslenkung  $f$  (zulässiger Hinterschnitt) kann in Abhängigkeit von der zulässigen Dehnung des verwendeten Werkstoffs berechnet werden. Sie soll weder beim Einschnappvorgang noch bei der gewaltsamen Entformung aus dem Spritzgießwerkzeug (Temperatur!) überschritten werden.

In the case of torsional snap joints, the overall deformation of the torsion arm is made up of the twisting deformation and the flexural deformation. In many cases it is possible to neglect the flexural deformation component, but it should not be forgotten. Apart from this, allowance must be made for the flexural deformation of the actuating arm when designing the actuating path (catch).

Corresponding spring characteristics are set out in Fig. 28 for annular snap joints. It is assumed here, on the basis of the tensile stressing or strain (= parameter of relevance for failure), that the hub is the mating part that is to be designed and this has to absorb the overall deformation (undercut), i.e. the hub is flexible and the shaft rigid. If this is not the case, the actual load acting on the material will be correspondingly smaller. With mating parts of identical rigidity, the load is halved, in other words, the permitted undercut is twice as big as for a shaft assumed to be rigid.

### 1.5 Permitted deflection

The permitted deflection  $f$  (permitted undercut) can be calculated as a function of the permitted strain of the material being used. This should not be exceeded during the snap-in operation or during removal from the injection mould (attention to be paid to the temperature).



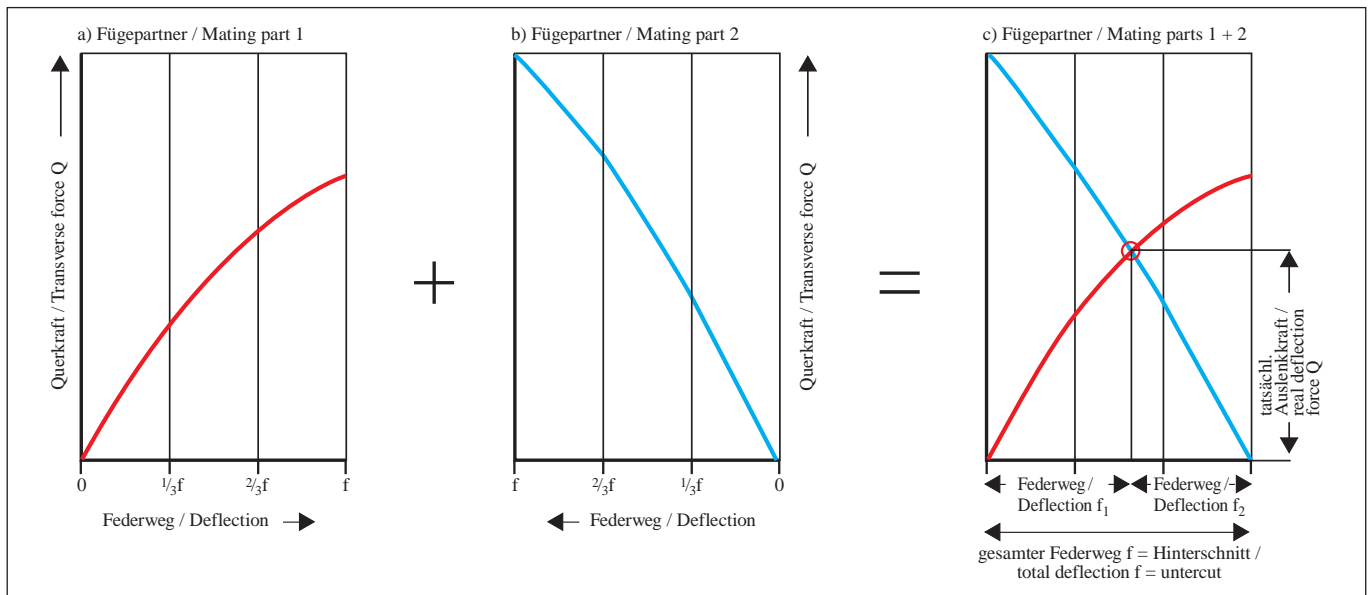


Abb. 6: Verteilung der Auslenkung auf die Fügepartner

Fig. 6: Distribution of the deflection of the mating parts

### 1.5.1 Zulässige Dehnung

Beim Fehlen genauer Angaben kann die zulässige Dehnung oder Spannung bei einer einmaligen kurzzeitigen Auslenkung bei 23 °C anhand der folgenden Regel abgeschätzt werden:

- nahezu die Streckdehnung bei teilkristallinen Thermoplasten
- ca. 70 % der Streckdehnung bei amorphen Thermoplasten
- ca. 50 % der Bruchdehnung bei glasfaserverstärkten Thermoplasten

In Abb. 7 ist dieser Zusammenhang graphisch dargestellt.

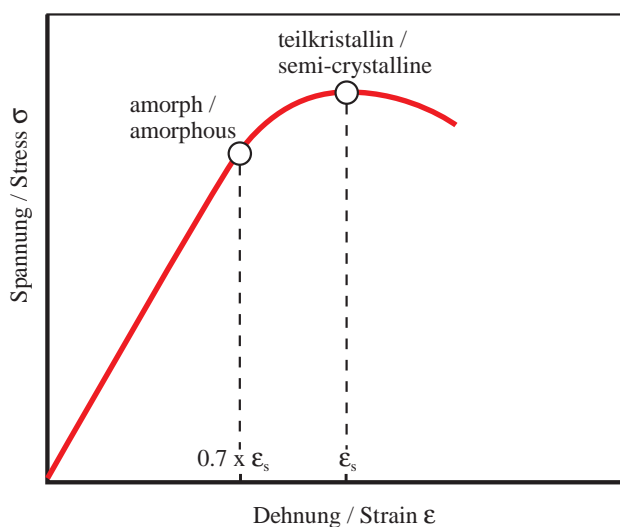


Abb. 7: Bestimmung der zulässigen Dehnung für den Einschnappvorgang (links: Werkstoff mit ausgeprägter Streckgrenze; rechts: glasfaserverstärkter Werkstoff ohne Streckgrenze)

### 1.5.1 Permitted strain

If precise data is not available, the permitted strain or stress for a brief, once-only deflection at 23 °C can be estimated by using the following rule:

- almost the tensile strain at yield for semi-crystalline thermoplastics
- approx. 70 % of the tensile strain at yield for amorphous thermoplastics
- approx. 50 % of the tensile strain at break for glass-fibre reinforced thermoplastics

This relationship is depicted in graph form in Fig. 7.

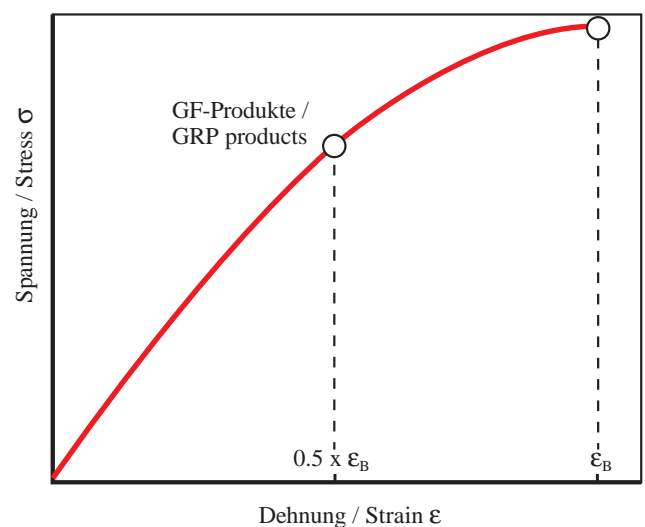


Fig. 7: Determination of the permitted strain for the snap-in operation (left: material with a distinct yield point; right: glass fibre reinforced material without a yield point)

Für einige Werkstoffe sind die zulässigen Dehnungen für eine einmalige kurzzeitige Belastung als Richtwerte (in %) in Tab. 1 aufgeführt:

Table 1 shows the permitted strains for brief, once-only loading for a number of materials. These values are guide values, given in percent.

teilkristallin / semi-crystalline		amorph / amorphous		glasfaserverstärkt / glass fibre reinforced	
PE	8%	PC	4%	PA 6-GF~	2.0%
PP	6%	(PC+ABS)	3%	PA 6-GF^	1.5%
PA ~	6%	ABS	2.5%	PC-GF	1.8%
PA ^	4%	CAB	2.5%	PBTP-GF	1.5%
POM	6%	PVC	2%	ABS-GF	1.2%
PBTP	5%	PS	1.8%		

~ : konditioniert / conditioned,

^ : spritzfrisch / as moulded

**Tab. 1: Richtwerte für zulässige Dehnungen bei einmaliger kurzzeitiger Belastung**

**Table 1: Guide values for permitted strains for brief, once-only loading**

Bei häufiger kurzzeitiger Betätigung kann in etwa von ca. 60 % der einmalig zulässigen Werte ausgegangen werden.

With frequent brief actuation, it is possible to work on the basis of approx. 60 % of the permitted values for once-only actuation.

Bei Langzeit- oder Dauerbelastung besteht bei amorphen Produkten die Gefahr der **Spannungsrisssbildung**. Sie muss gesondert berücksichtigt werden. Untersuchungen haben gezeigt, dass bei Dehnungen unterhalb ca. 0,5 % die Spannungsrisssgefahr (bei 23 °C in Luft) deutlich geringer ist.

With long-term or permanent load, there is a danger of stress cracking with amorphous products. Extra allowance must be made for this. Studies have shown that the danger of stress cracking (at 23 °C in air) is considerably lower with a strain of less than around 0.5 %.

Eine differenziertere Abschätzung von zulässigen Bemessungskennwerten vieler Bayer-Thermoplaste unter Berücksichtigung der Belastungsdauer, der Temperatur, der Belastungsart, der Orientierung, der Bindenaht usw. erlaubt das Programm „RALPH“, das unter der folgenden Adresse angefordert werden kann: Bayer-AG, KU-EU/INFO, Geb. B 207, 51368 Leverkusen.

The “RALPH” program permits a differentiated estimate of permitted dimensioning values for a large number of Bayer thermoplastics, making allowance for the loading duration, the temperature, the nature of the loading, the orientation and the weld line, etc. This program may be ordered from: Bayer-AG, KU-EU/INFO, Geb. B 207, D-51368 Leverkusen.

### 1.5.2 Zulässige Torsionsspannung

### 1.5.2 Permitted torsional stress

Bei Torsionsbelastung entsteht Schubbeanspruchung. Die zulässige Torsionsschubspannung  $\tau_{zul}$  kann für die meisten Kunststoffe überschlägig nach der folgenden Beziehung abgeschätzt werden:

Shear stressing results under torsional load. The permitted torsional shear stress  $\tau_{zul}$  can be estimated on an approximate basis for the majority of plastics with the following relationship:

$$\tau_{zul} = (1 + \nu) \cdot \sigma_{zul}$$

Die Querkontraktionszahlen „ $\nu$ “ (= Poisson-Zahlen) liegen bei gängigen Thermoplasten im Bereich von ca. 0,33 – 0,45. Der untere Wert gilt hierbei für hoch glasfaserverstärkte und der obere für hoch elastomermodifizierte Thermoplaste. Beim Fehlen genauer Angaben wird oft ein Wert von 0,35 benutzt.

Mit der linearen Mischungsregel kann für den zeit- und temperaturabhängigen Sekantenmodul  $E_s$  eine entsprechende Querkontraktionszahl bestimmt werden.

$$\nu = 0.3 + 0.2 \cdot \left(1 - \frac{E_s}{E_0}\right)$$

## 1.6 Auslenkkraft

Die Auslenkkraft kann in Abhängigkeit von der geometrischen Steifigkeit (Querschnittsgestaltung), der zulässigen Dehnung und der Werkstoffsteifigkeit (E-Modul) entsprechenden berechnet werden.

Da die beim Fügevorgang auftretenden Dehnungen oft außerhalb des Proportionalitätsbereichs der Spannungs-Dehnungs-Kurve liegen, sollte der Genauigkeit wegen, anstatt des Elastizitätsmoduls der sogenannte „**Sekanten-Modul**“ (= dehnungsabhängiger Elastizitätsmodul) für die Bestimmung der Auslenkkraft verwendet werden. Seine Ermittlung ist in Abb. 8 dargestellt. Hierbei ist immer jene Dehnung einzusetzen, die für die erforderliche Auslenkung ermittelt wurde.

Für einige Bayer-Thermoplaste ist der Sekanten-Modul in Abhängigkeit von der Dehnung in Abb. 9 dargestellt.

The Poisson's ratios „ $\nu$ “ are between some 0.33 and 0.45 for commonly-used thermoplastics. The lower value here applies for thermoplastics with a high level of glass fibre reinforcement and the upper value for highly elastomer-modified thermoplastics. If a precise figure is not available, a value of 0.35 is frequently used.

Applying the linear mixing rule, it is possible to determine an appropriate Poisson's ratio for the time and temperature-dependent secant modulus,  $E_s$ .

## 1.6 Deflection force

The deflection force can be calculated as a function of the geometrical rigidity (cross-sectional shape), the permitted strain, and the rigidity of the material (Young's modulus).

Since the strains that occur during the joining operation are frequently outside the proportionality range of the stress-strain curve, the so-called „**secant modulus**“ (= strain-dependent Young's modulus) should be used instead of the Young's modulus, since this will allow the deflection force to be determined more accurately. Figure 8 shows how this is established. The strain determined for the requisite deflection must always be entered here.

The secant modulus for a number of Bayer thermoplastics is shown in Fig. 9 as a function of strain.

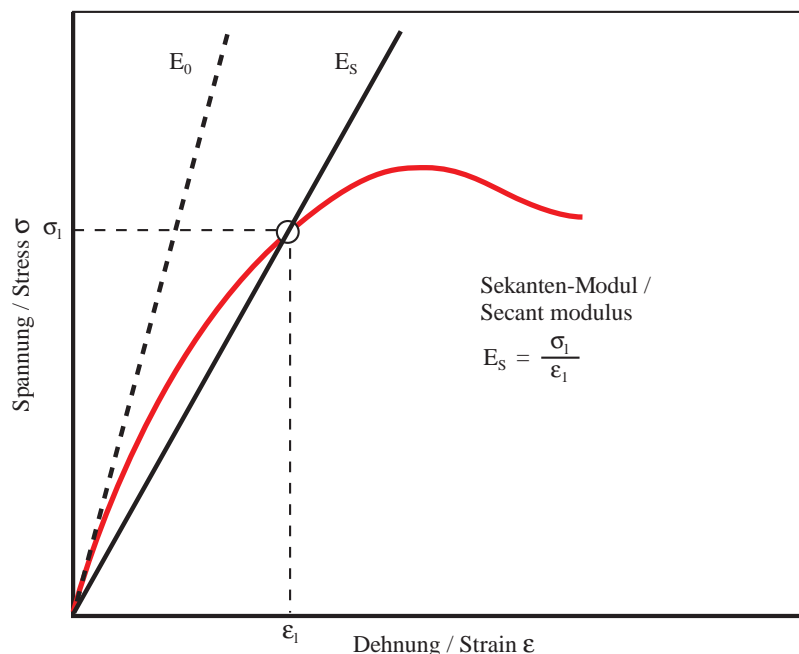


Abb. 8: Ermittlung des Sekanten-Moduls

Fig. 8: Determination of the secant modulus

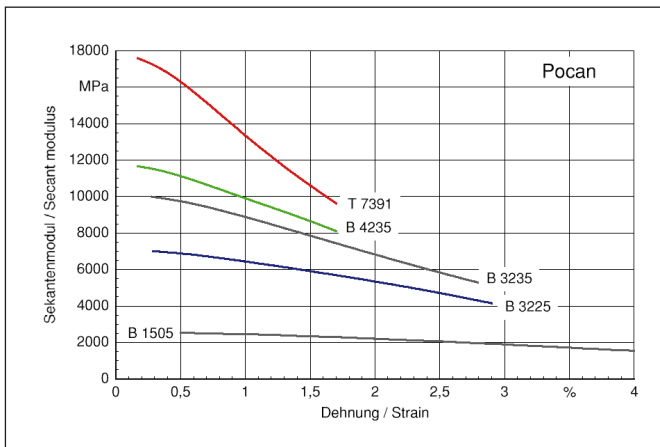
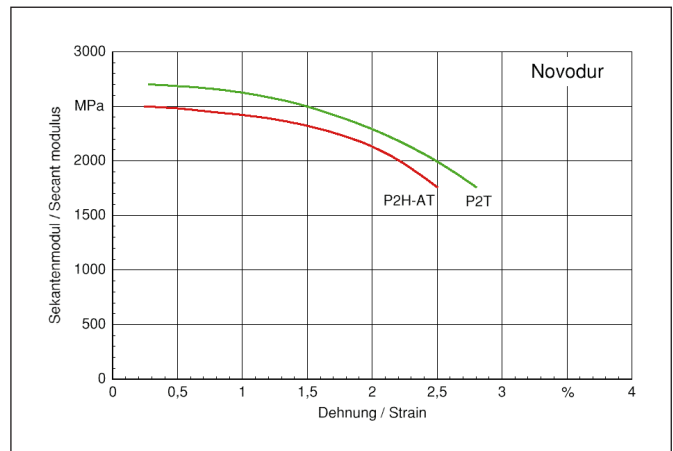
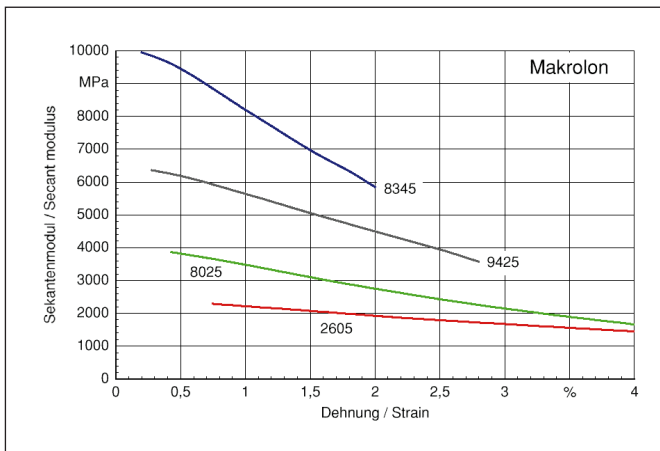
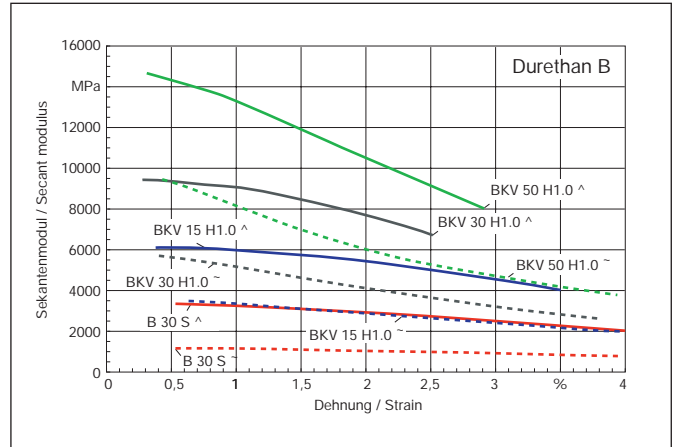
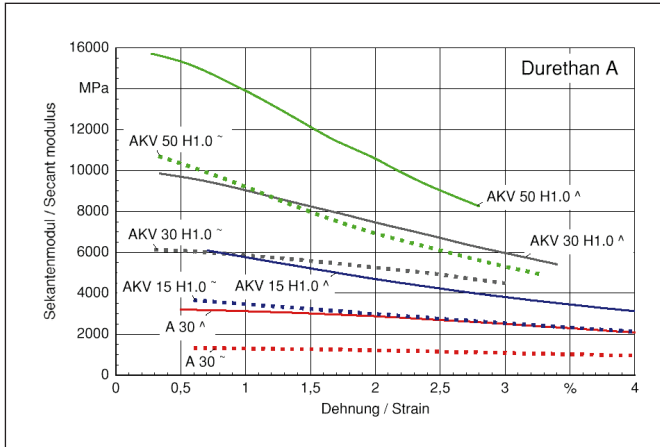
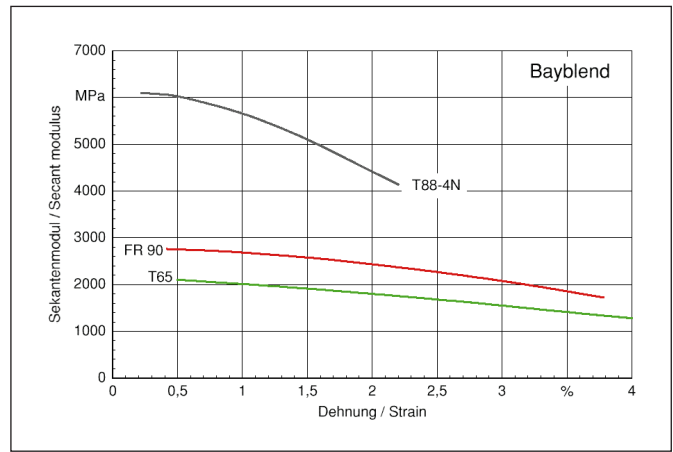
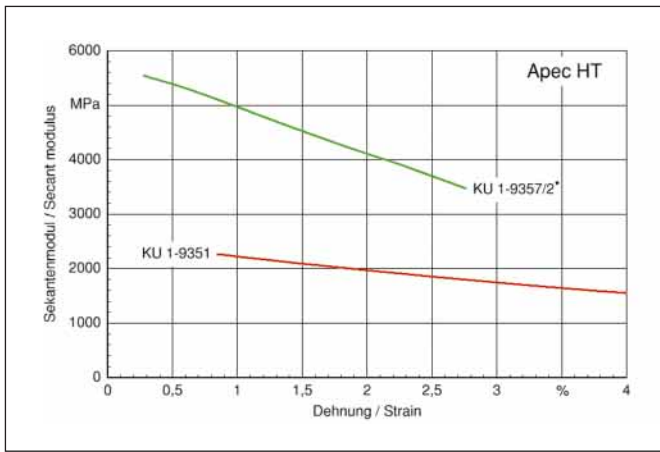


Abb. 9: Sekantenmoduli einiger Bayer-Thermoplaste

Fig. 9: Secant moduli of a number of Bayer thermoplastics

^ = spritzfrisch  
~ = konditioniert

^ = as moulded  
~ = conditioned

\* Versuchsprodukt s. Prospektrückseite

\* Trial product see back page

## 1.7 Fügekraft

Bei der Montage müssen die Auslenkkraft  $Q$  und die Reibungskraft  $R$  überwunden werden (Abb. 10).

Die Fügekraft  $F$  ergibt sich aus:

$$F = Q \cdot \tan(\alpha + \rho) = Q \cdot \frac{\mu + \tan \alpha}{1 - \mu \cdot \tan \alpha}$$

Bei lösbaren Verbindungen kann analog der Fügekraft auch die Lösekraft bestimmt werden. In diesem Fall ist der Neigungswinkel der Löseflanke  $\alpha'$  in die obige Gleichung einzusetzen. Bedingt durch die stark schwankenden Reibungsverhältnisse, können die Fügekräfte in der Regel nur mit einer entsprechend großen Toleranz abgeschätzt werden.

## 1.7 Mating force

When the parts are joined, the deflection force  $Q$  and the friction force  $R$  have to be overcome (Fig. 10).

The mating force  $F$  is obtained from

With separable joints, the separation force can be determined in the same way as the mating force. In this case, the angle of inclination to be introduced into the above equation is the angle of the separation side,  $\alpha'$ . The highly fluctuating friction conditions mean that the mating forces can generally only be estimated with a correspondingly high tolerance.

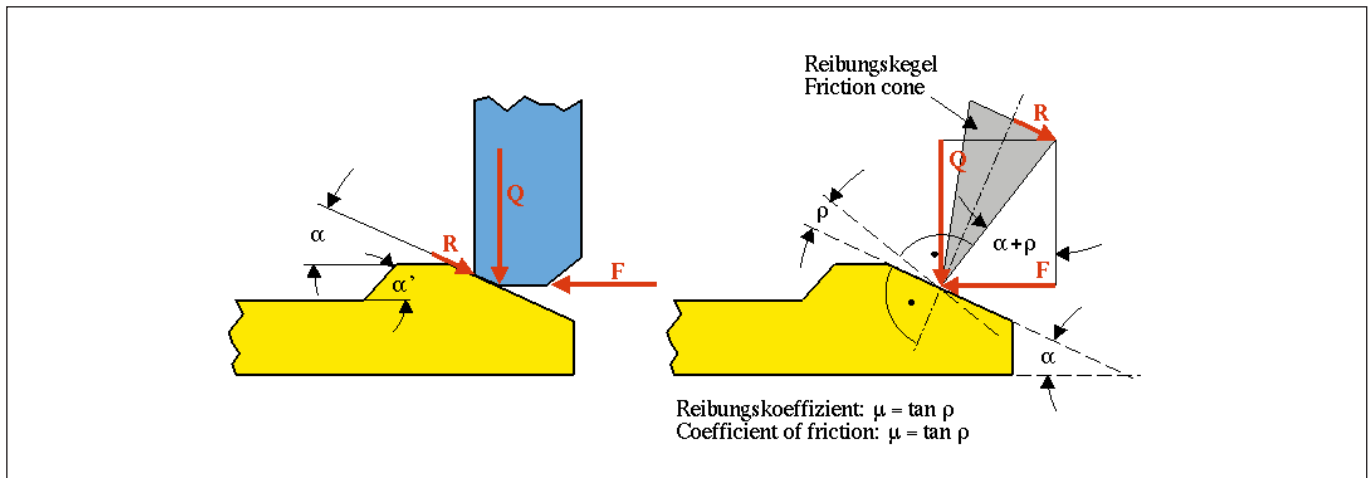


Abb. 10: Zusammenhang Auslenkkraft – Fügekraft

Fig. 10: Relationship between deflection force and mating force

## 1.8 Reibungskoeffizienten

In Tab. 2 sind einige Anhaltswerte für Gleitreibungskoeffizienten für die Reibpaarung Kunststoff – Stahl aufgeführt. Sie sind der Literatur entnommen. Bei einer Paarung Kunststoff – anderer Kunststoff kann (nach VDI 2541) mit gleichen oder etwas niedrigeren Werten gerechnet werden, wie in der unteren Tabelle angegeben. Bei gleichen Reibungspartnern ist meist mit höheren Reibungskoeffizienten zu rechnen. Soweit bekannt, sind die entsprechenden Werte in Tab. 2 angegeben.

## 1.8 Coefficients of friction

Table 2 shows a number of guide values for the coefficients of sliding friction for the friction combination of plastic and steel. These have been taken from the literature. Where a plastic is combined with a dissimilar plastic, it is possible to use the same or slightly lower values, according to VDI 2541, as is shown in the Table below. Where the two parts are made of the same material, then higher coefficients of friction must generally be expected. The corresponding values are given in Table 2 insofar as they are known.

Werkstoff / Material	Reibungskoeffizienten / Coefficients of friction	
	Kunststoff – Stahl / Plastic – Steel	Gleiche Reibungspartner / Identical friction partners
PTFE	0.12 – 0.22	0.12 – 0.22
PE-HD	0.20 – 0.25	0.40 – 0.50
PP	0.25 – 0.30	0.38 – 0.45
POM	0.20 – 0.35	0.30 – 0.53
PA	0.30 – 0.40	0.45 – 0.60
PBTP	0.35 – 0.40	–
PS	0.40 – 0.50	0.48 – 0.60
SAN	0.45 – 0.55	–
PC	0.45 – 0.55	0.54 – 0.66
PMMA	0.50 – 0.60	0.60 – 0.72
ABS	0.50 – 0.65	0.60 – 0.78
PE-LD	0.55 – 0.60	0.66 – 0.72
PVC	0.55 – 0.60	0.55 – 0.60

Tab. 2: Richtwerte für Gleitreibungskoeffizienten

Table 2: Guide values for coefficients of sliding friction

Abgesehen davon sind die Reibungskoeffizienten abhängig von der Gleitgeschwindigkeit, dem Anpressdruck und der Oberflächenbeschaffenheit, was durch eine entsprechende Toleranz berücksichtigt werden sollte.

## 1.9 Gestaltung:

Um möglichst große Hinterschnitte (= Fügesicherheit) realisieren zu können, bedarf es optimaler Formgestaltung. Sie beinhaltet hauptsächlich die Wahl der Querschnittsform und des Querschnittsverlaufs des Federelements.

Die Querschnittsform wird durch die maßgebliche Belastungsart (beim Füge- oder Haltevorgang) bestimmt. Als optimal sind hierbei folgende Querschnittsformen und Ausführungen anzusehen:

### ● Zugbelastung

- ⇒ konstanter Rechteckquerschnitt (s. Abb. 13, Ausführung 1)

### ● Biegebelastung

- ⇒ verjüngter Rechteckquerschnitt (s. Abb. 13, Ausführung 2 oder 3)

### ● Torsionsbelastung

- ⇒ konstanter Kreisquerschnitt

Das Optimum kann u. U. erst durch eine Kombination der o. g. Querschnittsformen und/oder ihrer Ausführungsarten erreicht werden.

Alle anderen Querschnittsformen und -verläufe stellen Kompromisslösungen dar. Die Wahl des optimalen Querschnitts kann neben den mechanischen Aspekten auch z. B. durch fließtechnische (Fließweg) Belange mitbestimmt werden.

In addition to this, the coefficients of friction are conditioned by the sliding velocity, the contact pressure and the surface finish. Allowance should be made for this through the corresponding tolerance.

## 1.9 Design advice

In order to achieve the biggest possible undercuts (= secure joint), it is essential to ensure the optimum design. This essentially involves selecting the cross-sectional shape and the cross-sectional profile of the spring element.

The cross-sectional shape is determined by the decisive load type (during the mating or retaining operation). The optimum cross-sectional shapes and designs are as follows:

### ● tensile load

- ⇒ constant square cross-section (see Fig. 13, design type 1)

### ● flexural load

- ⇒ tapered square cross-section (see Fig. 13, design type 2 or 3)

### ● torsional load

- ⇒ constant circular cross-section

In certain cases, the optimum design can only be achieved by combining the above cross-sectional shapes and/or design types.

All other cross-sectional shapes and profiles are compromise solutions. The selection of the optimum cross-section can also be conditioned not only by mechanical aspects but also by flow considerations (flow path).

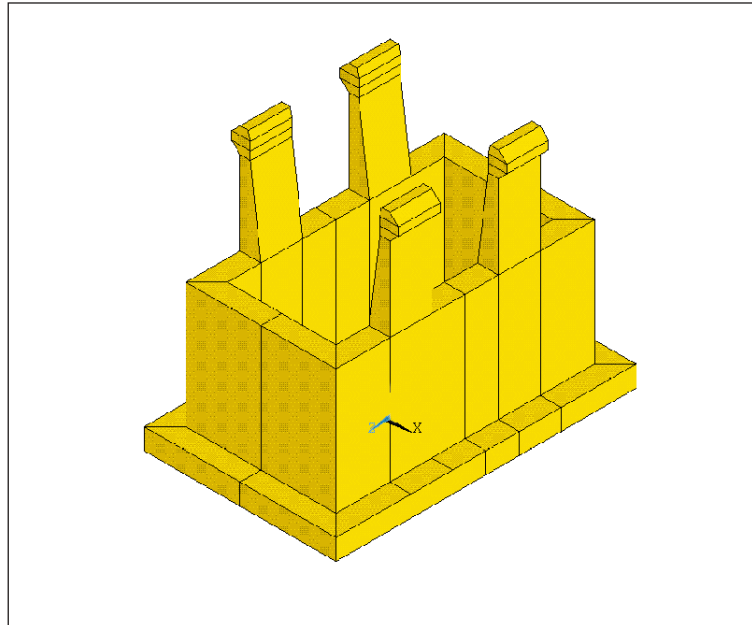


Abb. 11: Prinzipdarstellung

Fig. 11: Basic principle

### 2.1 Berechnungsgrundlagen

### 2.1 Design and calculation criteria

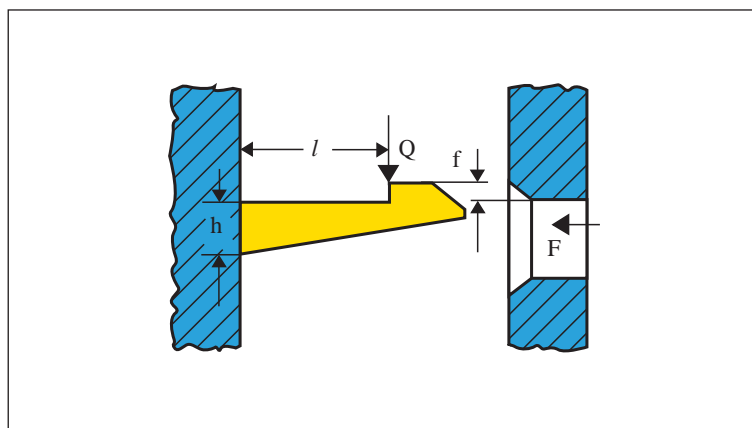


Abb.12: Dimensionen

Fig. 12: Dimensions

**Auslenkung:** (s. Abb. 13)

**Deflection:** (see Fig. 13)

$$f = x \cdot \frac{\epsilon \cdot l^2}{h}$$

**Auslenkkraft:** (s. Abb. 13 und 15)

**Deflection force:** (see Figs. 13 and 15)

$$Q = W \cdot \frac{E_s \cdot \epsilon}{l}$$

**Fügekraft:** (s. Abb. 10)

**Mating force:** (see Fig. 10)

$$F = Q \cdot \tan(\alpha + \rho) = Q \cdot \frac{\mu + \tan \alpha}{1 - \mu \cdot \tan \alpha}$$

Geometriefaktor „x“ siehe Abb. 13

Widerstandsmomente „W“ siehe Abb. 13 und 15

Die Dehnung „ε“ ist als Absolutwert einzusetzen

Geometry factor “x”, see Fig. 13

Moments of resistance “W”, see Figs. 13 and 15

Strain “ε” is to be entered as an absolute value



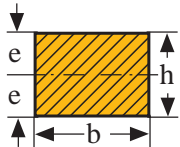
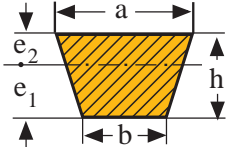
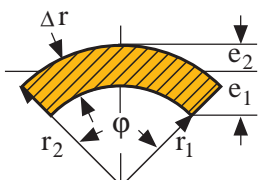
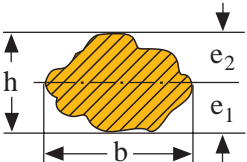
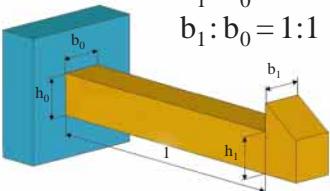
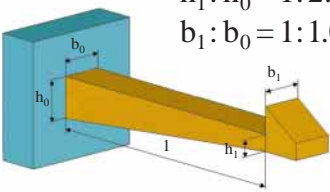
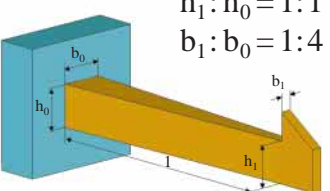
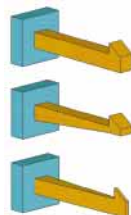
Querschnittsform / Shape of cross section		A: Rechteck / Rectangle	B: Trapez / Trapezium	C: Ringsegment / Ring segment	D: beliebig / irregular
Ausführung / Type of design					
(zulässige) Auslenkung (permissible) Deflection	1  $h_1 : h_0 = 1 : 1$ $b_1 : b_0 = 1 : 1$	$f = 0.67 \cdot \frac{\epsilon \cdot l^2}{h_0}$	$f = \frac{a+b^\star}{2a+b} \cdot \frac{\epsilon \cdot l^2}{h_0}$	$f = C^{\star\star} \frac{\epsilon \cdot l^2}{r_2}$	$f = \frac{1}{3} \cdot \frac{\epsilon \cdot l^2}{e^\star}$
	2  $h_1 : h_0 = 1 : 2.5$ $b_1 : b_0 = 1 : 1.0$	$f = 1.20 \cdot \frac{\epsilon \cdot l^2}{h_0}$	$f = 1.79 \frac{a+b^\star}{2a+b} \cdot \frac{\epsilon \cdot l^2}{h_0}$	$f = 1.79 \cdot C^{\star\star} \frac{\epsilon \cdot l^2}{r_2}$	$f = 0.60 \cdot \frac{\epsilon \cdot l^2}{e^\star}$
	3  $h_1 : h_0 = 1 : 1$ $b_1 : b_0 = 1 : 4$	$f = 0.82 \cdot \frac{\epsilon \cdot l^2}{h_0}$	$f = 1.22 \frac{a+b^\star}{2a+b} \cdot \frac{\epsilon \cdot l^2}{h}$	$f = 1.22 \cdot C^{\star\star} \frac{\epsilon \cdot l^2}{r_2}$	$f = 0.41 \cdot \frac{\epsilon \cdot l^2}{e^\star}$
Auslenk-Kraft Deflec. force		$Q = \frac{\overbrace{W^\star}^{bh_0^2}}{6} \cdot \frac{E_s \cdot \epsilon}{l}$	$Q = \frac{\overbrace{W^\star}^{h_0^2 \cdot \frac{a^2 + 4ab + b^2}{2a+b}}}{12} \cdot \frac{E_s \cdot \epsilon}{l}$	$Q = W^\star \cdot \frac{E_s \cdot \epsilon}{l}$	$Q = W^\star \cdot \frac{E_s \cdot \epsilon}{l}$

Abb. 13: Berechnungsgleichungen für Schnapparme

Fig. 13: Equations for dimensioning of cantilever snap arms

☆ Die Schnapparme sind immer bezüglich der maximalen Zugbeanspruchung (Versagenskriterium) auszulegen. Deshalb sind immer diejenigen Randlaserabstände „e“ und Widerstandsmomente „W“ zu betrachten, die sich auf die zugbeanspruchte Randfaser beziehen. Beim Trapez-querschnitt (B) sind ggf. a und b zu vertauschen.

☆ The cantilever snap arms must always be designed to cope with the maximum tensile load (failure criterion). It is thus important to always observe the outer fibre spacing „e“ and moments of resistance „W“ that relate to the outer fibre that is subject to tensile stressing. For the trapezoidal cross-section (B), a and b should be exchanged if necessary.

☆☆ Die Geometriefaktoren „C“ für Kreisringsegmente (s. Abb. 13) sind in Abb. 14 graphisch dargestellt.

☆☆ Geometry factors „C“ for circular ring segments (see Fig. 13) are shown on the graphs in Fig. 14.

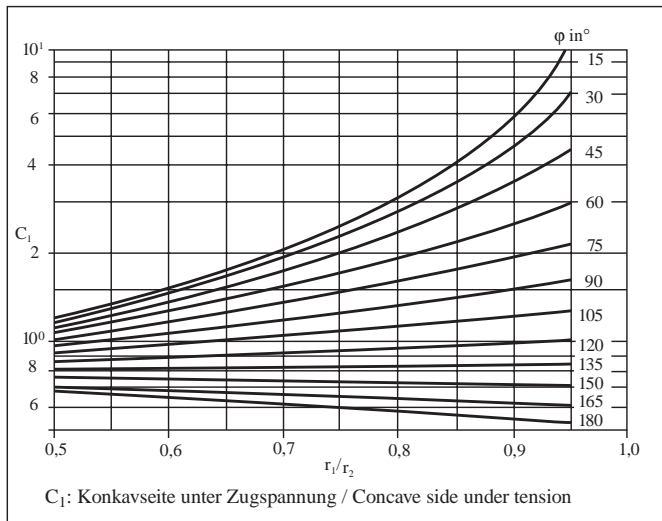


Abb. 14+15: Geometriefaktoren „C“ für Kreisring-segmente

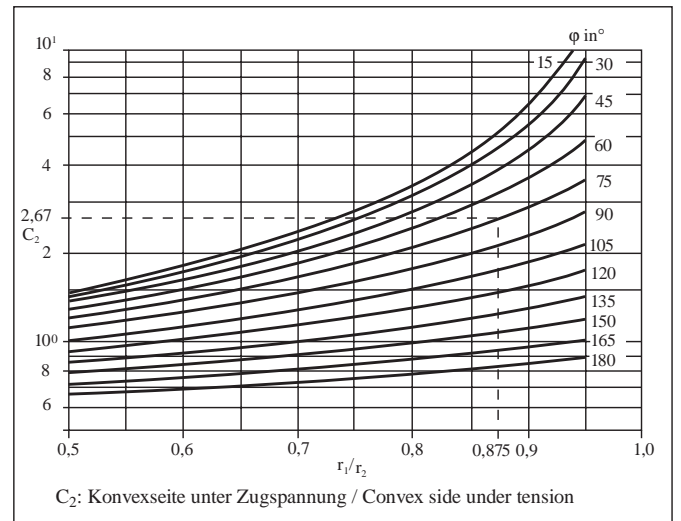


Fig. 14+15: Geometry factors „C“ for circular ring segments

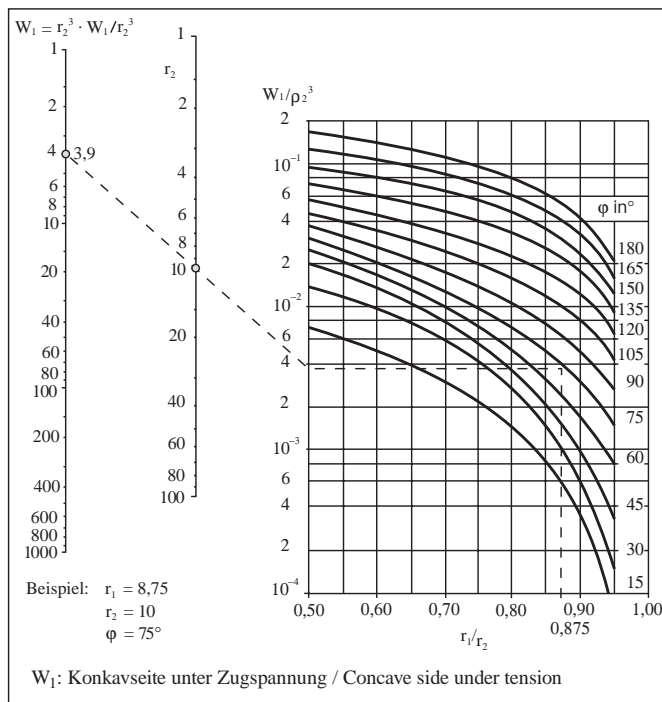


Abb. 16+17: Widerstandsmoment für Kreisring-segmente

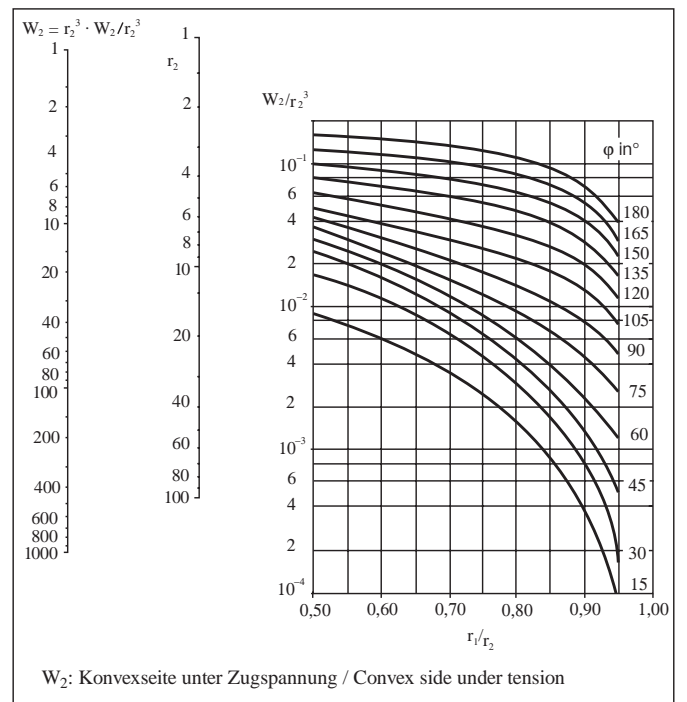


Fig. 16+17: Moment of resistance for circular ring segments

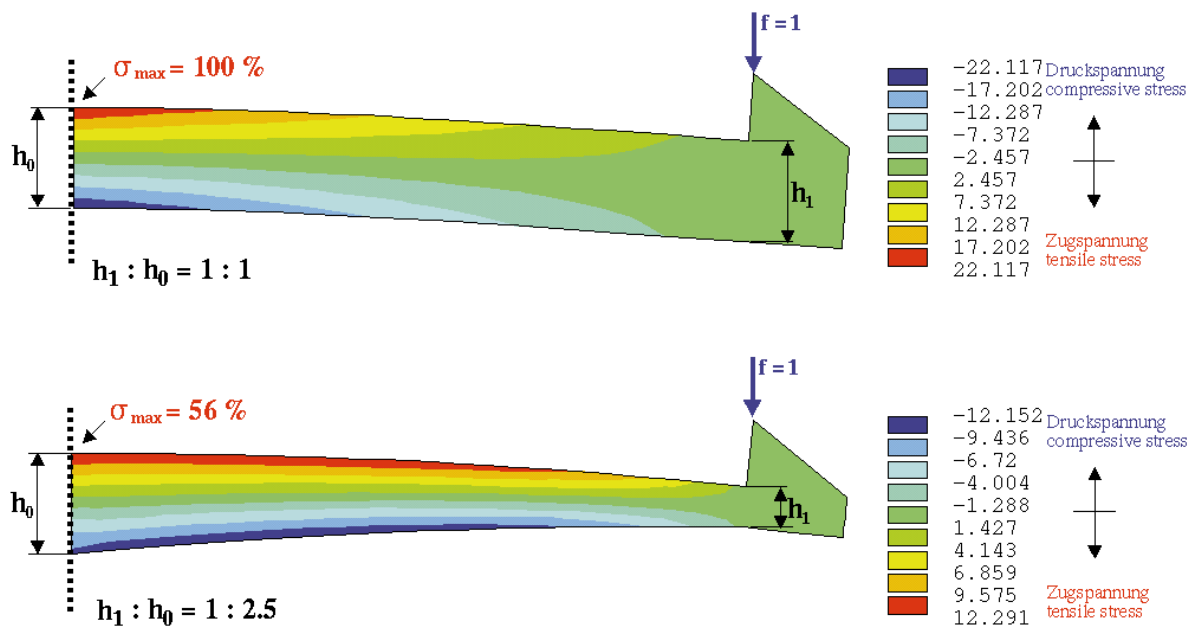


Abb.18: Spannungsverteilung in Abhängigkeit von der Querschnittsgestaltung bei gleicher Verformung

Fig. 18: Stress distribution versus cross-section design for constant deformation

## 2.2 Berechnungsbeispiel eines Schnapparms

## 2.2 Calculation example for a cantilever snap arm

Schema:

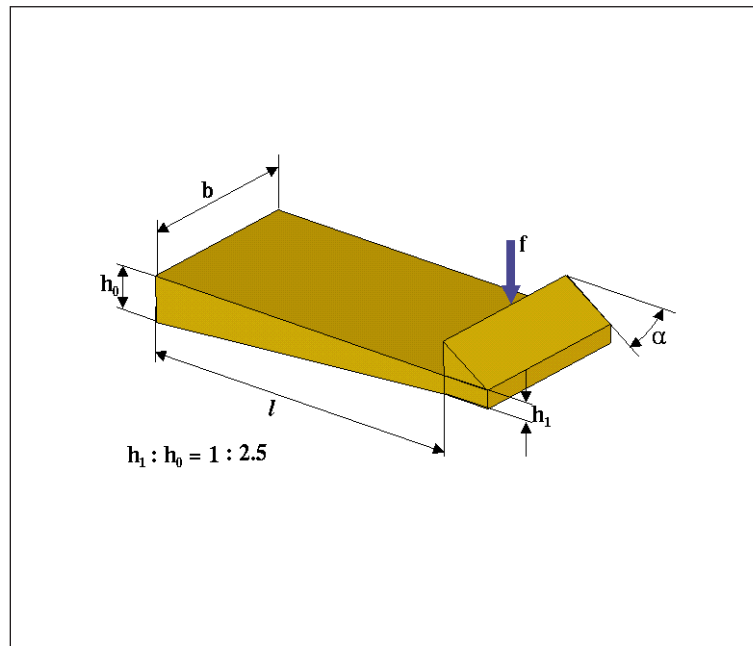


Abb.19: Abmessungen

Fig.19: Dimensions

### Anwendung:

Der Schnapparm soll zwei Gehäusenhälften miteinander verbinden, wobei er im montierten Zustand eine minimale Auslenkung zu ertragen hat.

### Application:

The cantilever snap arm is to be used to join two halves of a housing. It will be subject to a minimal level of deflection in the assembled state.

### Ausführung:

Aus der Anwendung geht hervor, dass die Ausführung 2 (s. Abb. 13) hier als die optimale anzusehen ist.

### Design:

On the basis of the application, design type 2 would appear to be the optimum design in this case (see Fig. 13).

### Werkstoffdaten:

Type: Novodur P2H-AT (ABS)  
 Sekanten-Modul:  $E_s = 2400 \text{ MPa}$  ( $\epsilon = 1,25\%$ )  
 zul. Dehnung:  $\epsilon_z = 2,5\%$  (s. 1.5 Abb. 7)

### Material data:

Type: Novodur P2H-AT (ABS)  
 Secant modulus:  $E_s = 2400 \text{ MPa}$  ( $\epsilon = 1.25\%$ )  
 Permitted strain:  $\epsilon_z = 2.5\%$  (see 1.5, Fig. 7)

### Gegeben:

Querschnittsform: A (= Rechteck)  
 Länge:  $l = 20 \text{ mm}$   
 Breite:  $b = 10 \text{ mm}$  (konstant)  
 Hinterschnitt:  $f = 2,2 \text{ mm}$   
 Schrägungswinkel:  $\alpha = 30^\circ$   
 Reibungskoeffizient:  $\mu = 0,60 - 0,78 = 0,69$

### Given:

Cross-sectional shape: A (= square)  
 Length:  $l = 20 \text{ mm}$   
 Width:  $b = 10 \text{ mm}$  (constant)  
 Undercut:  $f = 2.2 \text{ mm}$   
 Angle of inclination:  $\alpha = 30^\circ$   
 Coefficient of friction:  $\mu = 0.60 - 0.78 = 0.69$

### Gesucht:

- Querschnittsdicke  $h_0$ , bei der bei voller Auslenkung die Hälfte der zulässigen Dehnung ( $= 1,25\%$ ) erreicht wird
- Auslenkkraft Q
- Montagekraft F

### Unknown:

- cross-sectional thickness  $h_0$  at which half the permitted strain ( $= 1.25\%$ ) is attained at full deflection.
- deflection force Q
- assembly force F

### Lösung:

- Ermittlung der Querschnittsdicke  $h_0$
- Geforderte Dehnung  
 $= 0,5 \cdot 2,5\% = 1,25\% = 0,0125$
- Gewählte Ausführung: 2

### Solution:

- establishment of the cross-sectional thickness  $h_0$
- Requisite strain  
 $= 0.5 \cdot 2.5\% = 1.25\% = 0.0125$
- Selected design type: 2

Aus der Durchbiegungsgleichung für ein Rechteckprofil folgt:

$$h_0 = 1.2 \cdot \frac{\varepsilon \cdot l^2}{f} = 1.2 \cdot \frac{0.0125 \cdot 20^2 \text{ mm}^2}{2.2 \text{ mm}}$$

$$h_0 = 2.7 \text{ mm}$$

– Ermittlung der Auslenkkraft Q (Abb. 13)

$$Q = \frac{b \cdot h^2}{6} \cdot \frac{E_s \cdot \varepsilon}{l} = \frac{10 \text{ mm} \cdot 2.7^2 \text{ mm}^2}{6} \cdot \frac{2400 \cdot \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \cdot 0.0125}{20 \text{ mm}}$$

$$Q = 18 \text{ N}$$

– Ermittlung der Fügekraft F  
(s. 1.7, Abb. 10)

$$F = Q \cdot \frac{\mu + \tan \alpha}{1 - \mu \cdot \tan \alpha} = 17 \text{ N} \cdot \frac{0.69 + \tan 30^\circ}{1 - 0.69 \cdot \tan 30^\circ}$$

$$F = 38 \text{ N}$$

From the deflection equation for a square profile, it follows that:

– establishment of the deflection force Q (Fig. 13)

– establishment of the mating force F (see 1.7, Fig. 10)

FEM-Ergebnisse: Die Nachrechnung dieses Beispiels mittels der FE-Methode ergab für die o. g. Abmessungen (s. Abb. 19) eine maximale Dehnung von 1,23% (s. Abb. 20) und eine Auslenkkraft von 18 N.

FEM results:

When this example was recalculated by the finite element method for the above dimensions (see Fig. 19), a maximum strain of 1.23% (see Fig. 20) and a deflection force of 18 N was obtained.

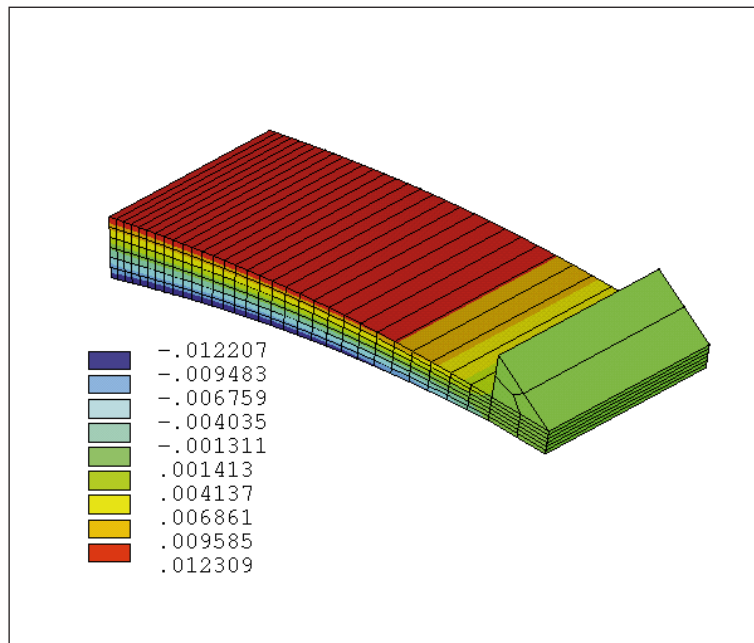
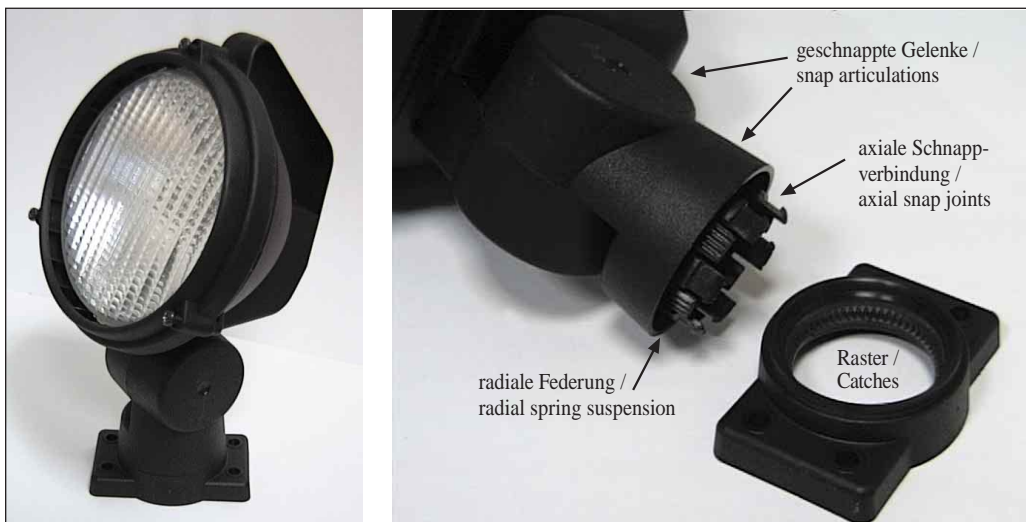


Abb.20: Dehnungsverteilung

Fig.20: Strain distribution

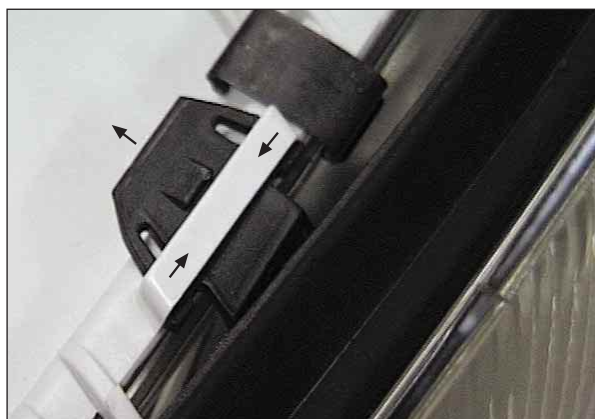
## 2.3 Anwendungsbeispiele

## 2.3 Sample applications



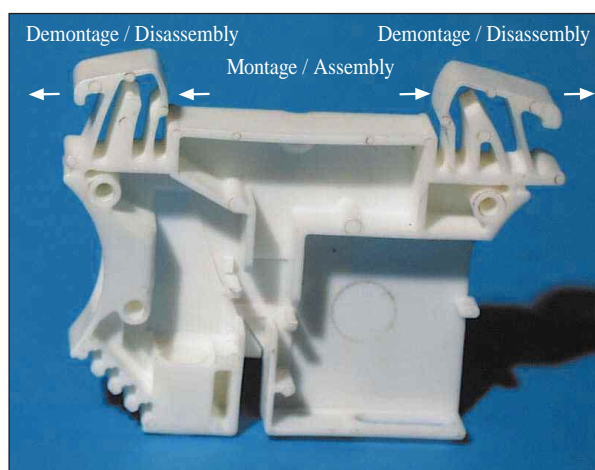
*Beispiel 1: Gefederte Drehgelenke (quasi stufenlose Verstellung um zwei Achsen)*

*Example 1: Sprung pivot joints (virtually infinitely-variable adjustment around two axes)*



*Beispiel 2: Biaxiale Scheinwerferhalterung*

*Example 2: Biaxial headlamp fastening*



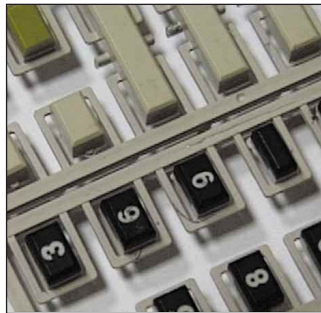
*Beispiel 3: Elektrostecker für Schienenmontage*

*Example 3: Electric plug for rail mounting*



Beispiel 4: Geschlitzte Ringschnappverbindung

Example 4: Annular snap joint with slits



Beispiel 5: Integrierte Tastenfedern einer Fernbedienung

Example 5: Integrated keys for a remote control unit



Beispiel 6: Schalterstößel für Computer

Example 6: Push-rod switch for a computer



Beispiel 7: Spreitzniet mit Sicherungsstift



Example 7: Expanding rivet with safety pin



### 3. Torsionsschnappverbindungen

### 3. Torsion snap joints

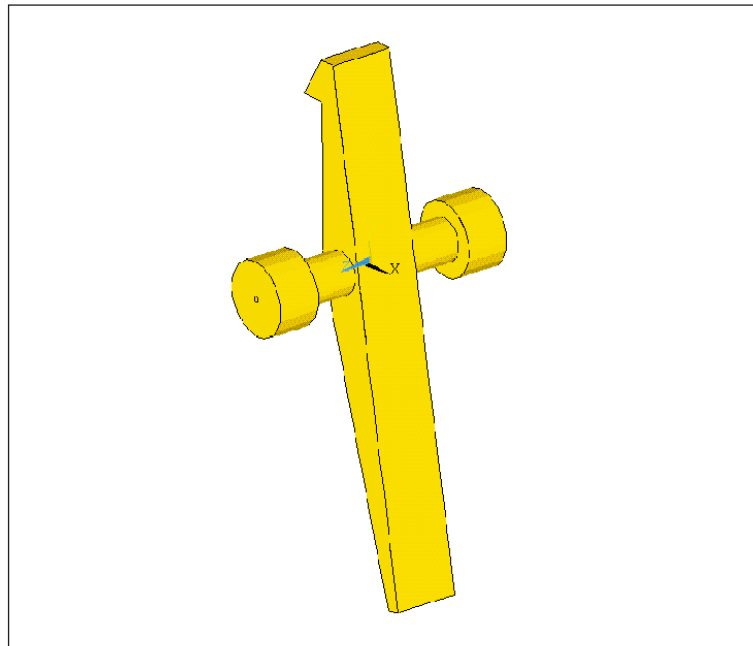


Abb.21: Prinzipdarstellung

Fig.21: Basic principle

#### 3.1 Berechnungsgrundlagen

#### 3.1 Design and calculation criteria

Auslenkwinkel /  
Deflection angle:

$$\beta = \frac{K}{a} \cdot \gamma \cdot l \quad \text{mit / where} \quad \sin \beta = \frac{f_1}{l_1} = \frac{f_2}{l_2}$$

$$\gamma \approx (1 + \nu) \cdot \epsilon_{zul} \quad (= \text{Scherung / shear})$$

Auslenkkraft /  
Deflection force:

$$Q_{1/2} \cdot l_{1/2} = G \cdot \gamma \cdot a^3 \cdot \frac{W_p}{a^3} \cdot (.2)^1 \quad \text{mit / where} \quad G = \frac{E_s}{2(1 + \nu)} \approx \frac{E_s}{2.7}$$

Fügekraft /  
Mating force:

$$F = Q_{1/2} \cdot \tan(\alpha + \rho) \quad \text{mit / where} \quad \mu = \tan \rho$$

Anmerkung:

$\gamma$  und  $\epsilon_{zul}$  = Absolutwerte !

Note:

$\gamma$  and  $\epsilon_{zul}$  = absolute values!

Querkontraktionszahl  $\nu \approx 0,35$


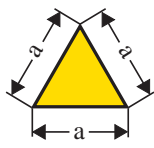
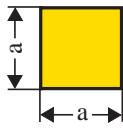
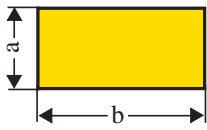
Poisson's ratio  $\nu \approx \text{approx. } 0.35$

Geometriefaktoren K und  $\frac{W_p}{a^3}$  aus Abb. 22

Geometry factors K and  $\frac{W_p}{a^3}$  from Fig. 22

1) nur wenn zwei Torsionsarme vorliegen (s. Abb. 23)

1) in case of two torsion arms (see Fig. 23)

Torsionsarm- querschnitt / Cross-section for torsion arm	1	2	3	4
				
K	57.3	132	84.8	
$\frac{W_p}{a^3}$	1.57	0.05	0.208	

$\frac{b}{a}$	1	1.5	2	3	4	6	8	10
K	84.8	67.0	61.9	58.4	57.8	57.5	57.3	57.3
$\frac{W_p}{a^3}$	0.208	0.354	0.494	0.808	1.130	1.790	2.460	3.120

Abb. 22: Konstanten zur Berechnung von Querschnittsdaten von Torsionsstäben

Fig. 22: Constants for calculating the cross-sectional data of torsion rods

### 3.2 Berechnungsbeispiel einer Torsionsschnappverbindung

### 3.2 Calculation example for a torsion snap joint Diagram:

Schema:

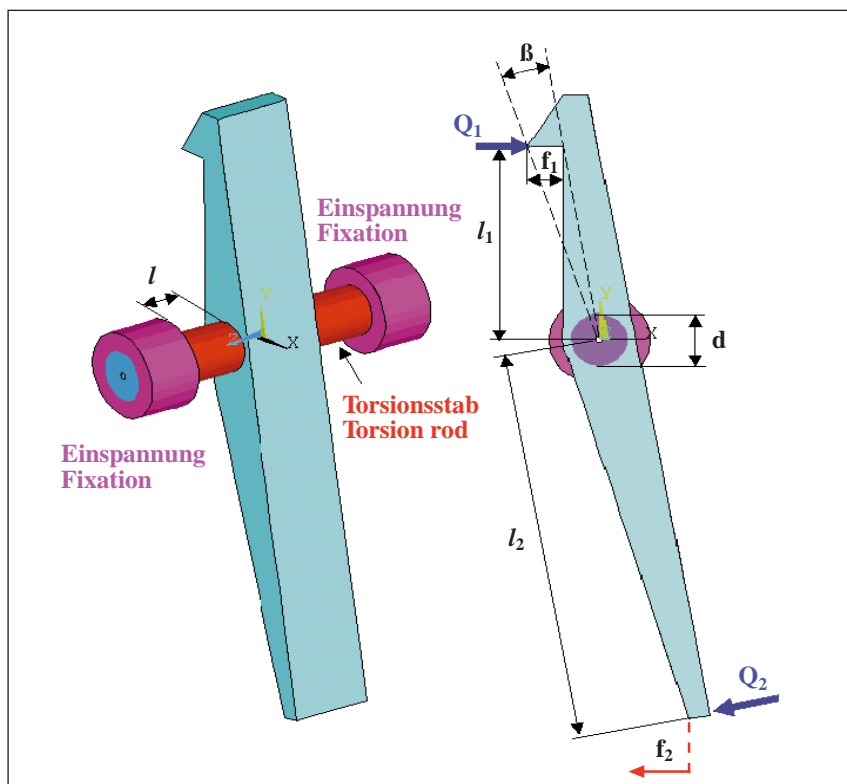


Abb. 23: Prinzipdarstellung

Fig. 23: Basic principle

Anwendung:	Rastwippe	Application:	Snap-fit rocker
Werkstoffdaten:	Type: Makrolon 2805 Sekanten-Modul: $E_s = 1500 \text{ MPa}$ Schubmodul: $G = 560 \text{ MPa}$ zul. Dehnung: $\epsilon_z = 4 \%$ (s. 1.5, Tab. 1) zul. Scherung: $\gamma_z = 5,4 \%$	Material data:	Type: Makrolon 2805 Secant modulus: $E_s = 1500 \text{ MPa}$ Shear modulus: $G = 560 \text{ MPa}$ Permitted strain: $\epsilon_z = 4 \%$ (see 1.5, Tab. 1) Permitted shear: $\gamma_z = 5.4 \%$
Gegeben:	Stabdurchmesser: $d = 4 \text{ mm}$ ergibt $a = 2 \text{ mm}$ Stablänge: $l = 5 \text{ mm}$ (zweifach vorhanden) Wippenlänge: $l_1 = 15 \text{ mm}, l_2 = 30 \text{ mm}$ Hinterschnitt: $f_1 = 2,0 \text{ mm}$	Given:	Rod diameter: $d = 4 \text{ mm}$ , giving $a = 2 \text{ mm}$ Rod length: $l = 5 \text{ mm}$ (occurs twice) Rocker length: $l_1 = 15 \text{ mm}, l_2 = 30 \text{ mm}$ Undercut: $f_1 = 2.0 \text{ mm}$
Gesucht:	– auftretende Dehnung – Auslenkkraft Q	Unknown:	– prevailing strain – deflection force Q
Lösung:	– Ermittlung der auftretenden Scherung (Dehnung)	Solution:	– determination of prevailing shear (strain)

$$\gamma = \frac{\beta \cdot a}{K \cdot l} \quad \sin \beta = \frac{f_1}{l_1} = \frac{2.0 \text{ mm}}{15 \text{ mm}} = 0.133$$

$$\gamma = \frac{7.7^\circ \cdot 2 \text{ mm}}{57.3 \cdot 5 \text{ mm}} = 0.054 = 5.4 \%$$

– Ermittlung der Auslenkkraft Q  
(s. 1.6, Abb. 8)

– determination of deflection force Q  
(see 1.6, Fig. 8)

$$Q_2 = G \cdot \gamma \cdot a^3 \cdot \frac{W_p}{a^3} \cdot \frac{1}{l_2} \cdot 2 \quad \frac{W_p}{a^3} = 1.57$$

$$Q_2 = 560 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \cdot 0.054 \cdot 2^3 \text{ mm}^3 \cdot 1.57 \cdot \frac{1}{30 \text{ mm}} \cdot 2$$

$$Q_2 = 25 \text{ N}$$

– Ermittlung der Fügekraft F (s. 1.7, Abb. 10)  
Im vorliegenden Fall entspricht die Fügekraft der Auslenkkraft, da beide in die gleiche Richtung wirken.

– determination of mating force F  
(see 1.7, Fig. 10)  
In the present case the mating force corresponds to the deflection force, since both act in the same direction

FEM-Ergebnisse: Eine Nachrechnung dieser Konstruktion mit Hilfe der FE-Methode ergab eine maximale Dehnung von ca. 3,8 % (s. Abb. 24) und eine Auslenkkraft von 21N.

FEM results: When this design was recalculated with the aid of finite element analysis, a maximum strain of around 3.8 % was obtained (see Fig. 24) and a deflection force of 21N.

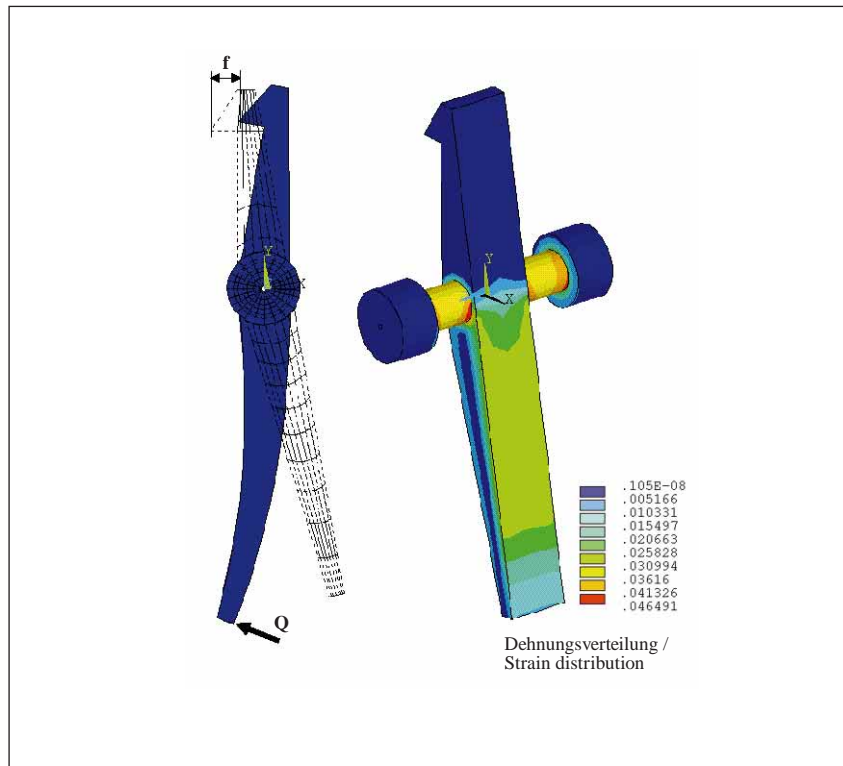
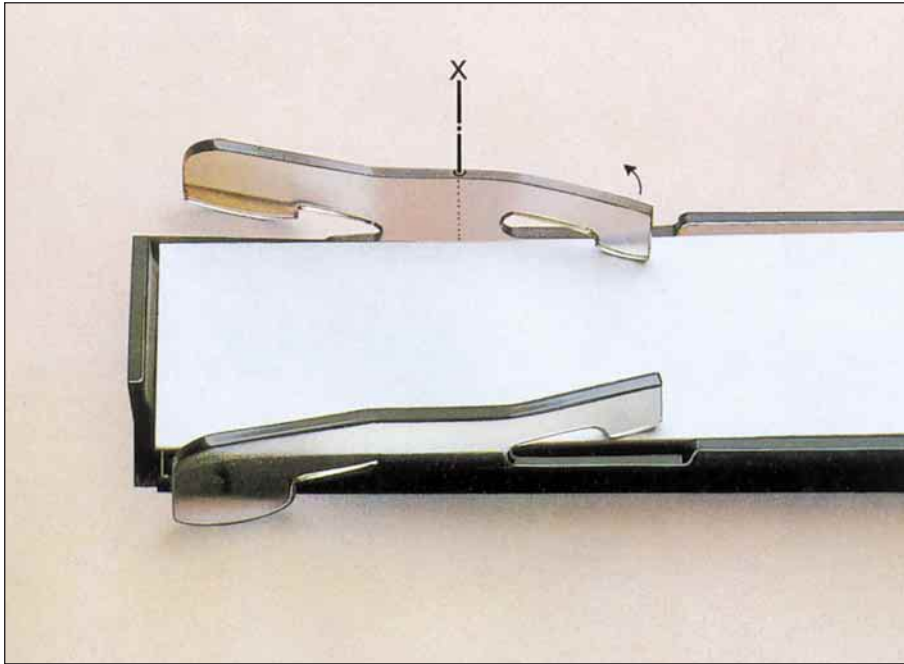


Abb. 24: Dehnungsverteilung

Fig. 24: Strain distribution

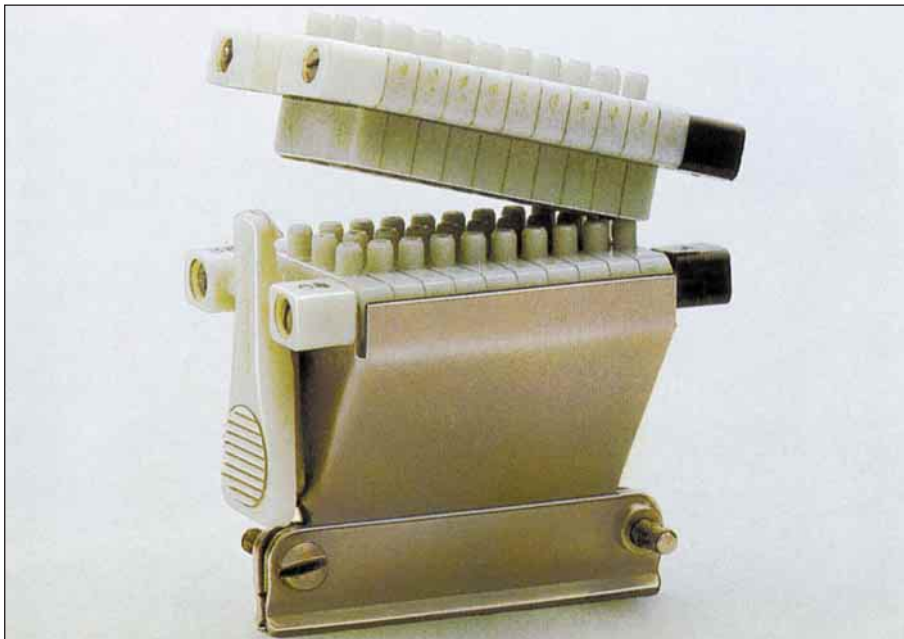
### 3.3 Anwendungsbeispiele:

### 3.3 Sample applications:



Beispiel 1: Schriftblende, Airbus A 300 Makrolon®

Example 1: Sign cover made of Makrolon® for the Airbus 300



Beispiel 2: Steckerblock Makrolon®

Example 2: Connector block made of Makrolon®

## 4. Ringschnappverbindungen

## 4. Annular snap joints

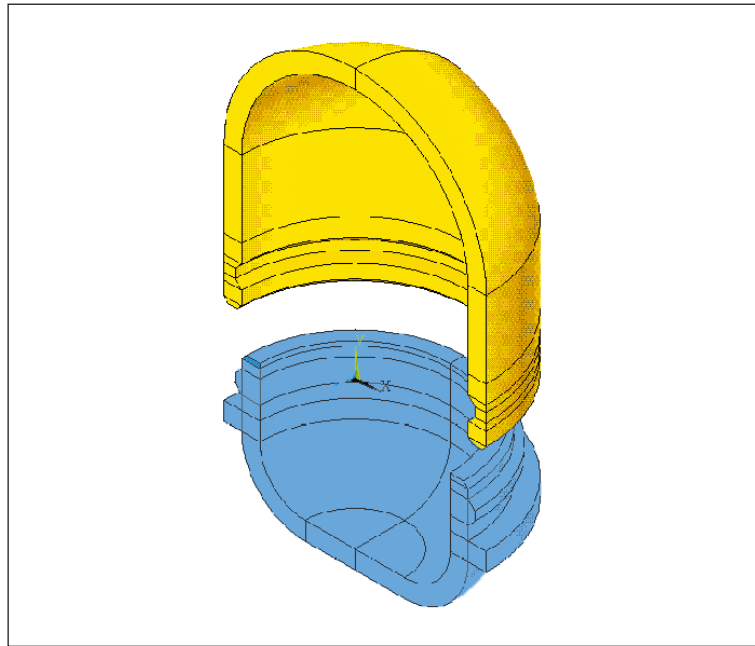


Abb. 25: Prinzipdarstellung

Fig. 25: Basic principle

### 4.1 Berechnungsgrundlagen

### 4.1 Design and calculation criteria

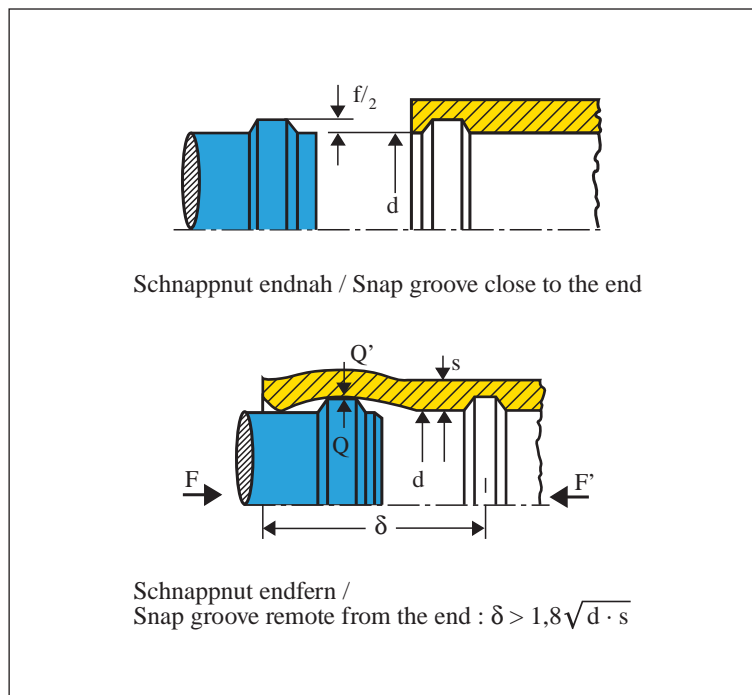


Abb. 26: Geometriedaten

Fig. 26: Geometrical data

Die Berechnungsgleichungen beruhen auf der Annahme, dass sich einer der Fügepartner starr verhält.

The calculation equations are based on the assumption that one of the mating parts is rigid.

Bei gleichsteifen Fügepartnern kann der Hinterschnitt zur Hälfte auf beide Partner verteilt werden. Die Verteilung der Auslenkung bei unterschiedlich steifen Fügepartnern ist unter 1.4 erläutert.

If both parts are of equal rigidity, then half the undercut can be incorporated on each of the parts. The distribution of the deflection for parts of dissimilar rigidity is explained in section 1.4.

In Abhängigkeit von der Lage der Schnappnut, wird zwischen der endnahen und der endfernen Ringschnappverbindung unterschieden. In der Regel liegt die Schnappnut endnah. Eine endferne Schnappnut liegt vor ab einem Abstand  $\delta$  vom betrachteten Ende von

A distinction is drawn between an annular snap joint close to the end and one remote from the end, as a function of the position of the snap groove. As a rule, the snap groove will be located close to the end. A groove counts as being remote from the end as of a distance  $\delta$  from the end under observation of

$$\delta > 1,8 \cdot \sqrt{d \cdot s}$$

**Auslenkung:**  $f = \varepsilon \cdot d$        $\varepsilon$  = Absolutwert !

**Deflection:**  $f = \varepsilon \cdot d$        $\varepsilon$  = absolute value!

Dieser Zusammenhang stellt eine Vereinfachung dar, die eine konstante Dehnung über die gesamte Wanddicke annimmt, was nicht den Tatsachen entspricht (s. Abb. 27).

This relationship constitutes a simplification, assuming a constant strain over the entire wall thickness, which is not actually the case (see Fig. 27).

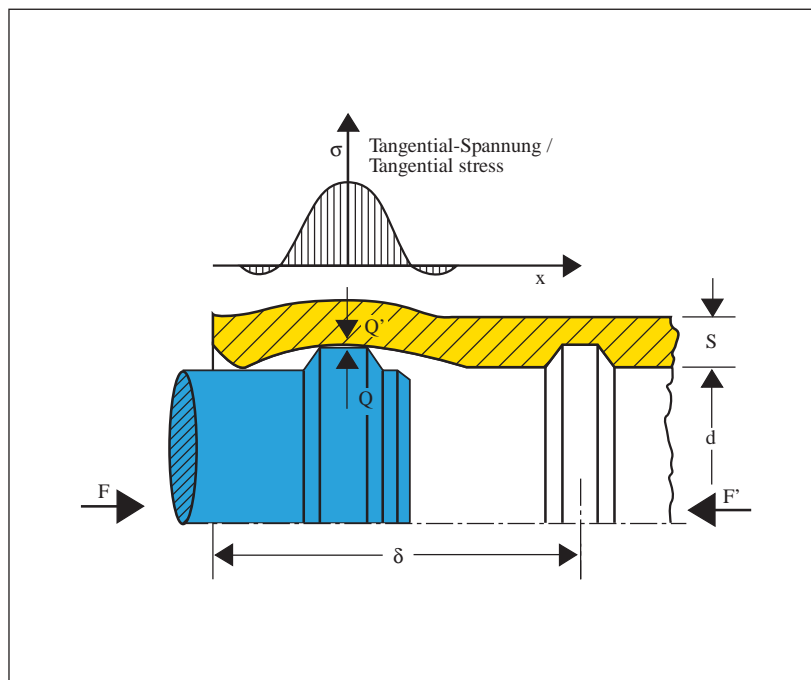


Abb. 27: Spannungsverteilung beim Fügevorgang

Fig. 27: Stress distribution during the joining operation

#### Auslenkkraft:

Aufgrund der unterschiedlichen Beanspruchung muss bei der Abschätzung der Auslenkkräfte von Ringschnappverbindungen zwischen der endnahen und der endfernen Lage der Schnappnut unterschieden werden. Die Theorie hierzu ist [1] entnommen. Hiernach beträgt die Auslenkkraft bei der endfernen Schnappnut das Vierfache der endnahen. Praktische Untersuchungen haben jedoch gezeigt, dass die realen Fügekräfte sich kaum um den Faktor 3 unterscheiden. Deshalb wird hier für die endferne Lage der Schnappnut der dreifache Wert der Auslenkkraft der endnahen Schnappnut zugrundegelegt.

#### Deflection force:

In view of the dissimilar stressing that prevails, it is necessary to draw a distinction between a snap groove close to the end and one remote from the end when estimating the deflection forces of annular snap joints. The theory on this has been taken from [1]. This states that the deflection force for the snap groove remote from the end is four times that for a groove close to the end. Practical investigations, however, have shown that the actual mating force is only around three times greater. The mating force for a snap groove remote from the end is thus taken as being three times the value of the mating force for the snap groove close to the end.

$$Q = f \cdot d \cdot E_s \cdot X = \varepsilon \cdot d^2 \cdot E_s \cdot X$$

endnah /  
close to end

$$Q \approx 3 \cdot f \cdot d \cdot E_s \cdot X \approx 3 \cdot \varepsilon \cdot d^2 \cdot E_s \cdot X$$

endfern /  
remote from end



Der Geometriefaktor X kann Abb. 28 entnommen werden, wobei  $X = X_N$  ist, wenn der äußere Fügepartner (Nabe) nachgiebig und der innere Partner (Welle) starr bzw.  $X = X_W$ , wenn die Nabe starr und die Welle nachgiebig ist.

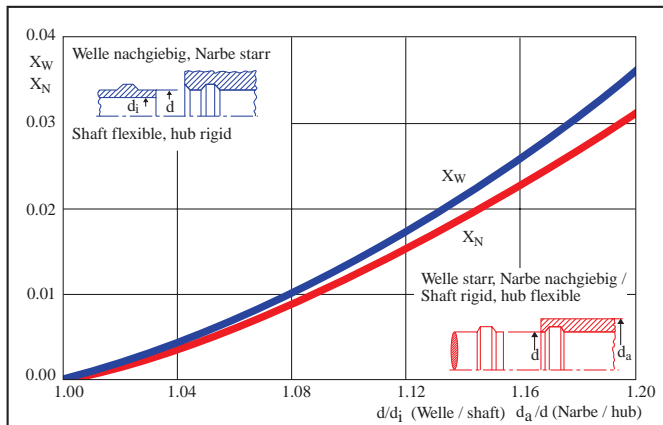


Abb. 28: Diagramme zur Bestimmung des Geometriefaktors X für Ringschnappverbindungen

Geometry factor X can be taken from Fig. 28, where  $X = X_N$  if the outer mating part (hub) is flexible and the inner part (shaft) is rigid or  $X = X_W$  if the hub is rigid and the shaft flexible.

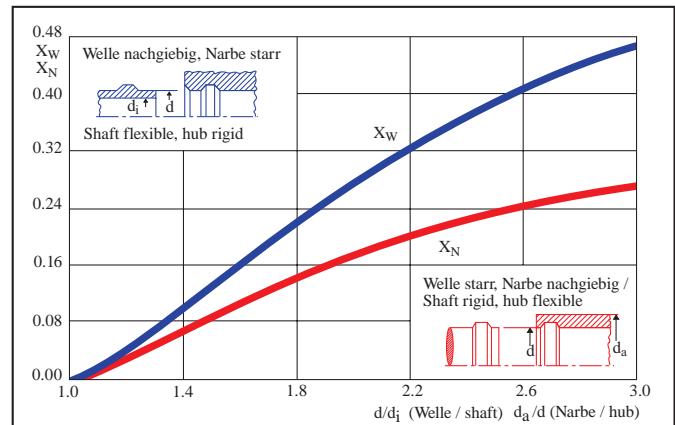


Fig. 28: Diagrams for determining geometry factor X for annular snap joints

Sie können auch nach den folgenden Formeln berechnet werden:

The factors can also be calculated with the following formulae:

$$X_N = 0.62 \cdot \frac{\sqrt{(d_a \div d - 1) \div (d_a \div d + 1)}}{[(d_a \div d)^2 + 1] \div [(d_a \div d)^2 - 1] + v} \quad \text{nach / according to [1]}$$

$$X_W = 0.62 \cdot \frac{\sqrt{(d \div d_i - 1) \div (d \div d_i + 1)}}{[(d \div d_i)^2 + 1] \div [(d \div d_i)^2 - 1] - v} \quad \text{nach / according to [1]}$$

### Fügekraft:

### Mating force:

$$F = Q \cdot \frac{\mu + \tan \alpha}{1 - \mu \cdot \tan \alpha} \quad \text{mit / where } \mu = \tan \rho \quad (\mu \text{ s. auch / see also 1.8})$$

Schema:

Diagram:

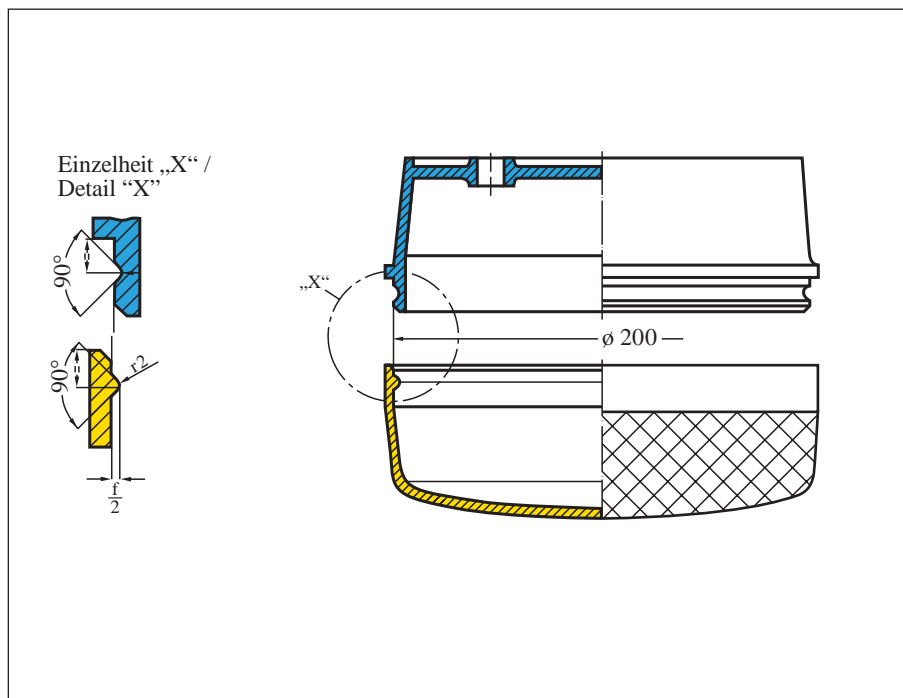


Abb. 29: Objektdarstellung

Abb. 29: Diagram of the object

Anwendung: Leuchtenabdeckung und Gehäuse  
 Ausführung: endnahe Schnappnut  
 Werkstoffdaten: Type: Makrolon 2805  
 Sekanten-Modul: 2200 MPa  
 zul. Dehnung: ca. 4 % (siehe 1.5, Tab. 1)

Application: Lamp covers and housings  
 Version: Snap ring close to end  
 Material data: Type: Makrolon 2805  
 Secant modulus: 2200 MPa  
 Permitted strain: approx. 4 % (see 1.5, Tab. 1)

Gegeben: Durchmesser:  $d = 200 \text{ mm}$   
 Wanddicke:  $s = 2,5 \text{ mm}$   
 (bei beiden Fügepartnern)  
 Hinterschnitt:  $f = 2 \cdot 1 \text{ mm}$   
 Schrägungswinkel:  $\alpha = 30^\circ$   
 Reibungskoeffizient:  $\mu = 0,6$

Given: Diameter:  $d = 200 \text{ mm}$   
 Wall thickness:  $s = 2.5 \text{ mm}$   
 (for both mating parts)  
 Undercut:  $f = 2 \cdot 1 \text{ mm}$   
 Angle of inclination:  $\alpha = 30^\circ$   
 Coefficient of friction:  $\mu = 0.6$

Gesucht: – auftretende Dehnung  
 – Auslenkkraft  $Q$   
 – Fügekraft  $F$

Unknown: – prevailing strain  
 – deflection force  $Q$   
 – mating force  $F$

Lösung: – Ermittlung der auftretenden Dehnung

Solution: – determination of the prevailing strain

Da die Fügepartner in etwa gleich steif sind, wird davon ausgegangen, das sich der Hinterschnitt gleichmäßig auf beide verteilt.

Since the mating parts are of roughly equal rigidity, it is assumed that the undercut is divided up uniformly over both parts.

$$\epsilon = \frac{f}{d} = \frac{1 \text{ mm}}{200 \text{ mm}} = 0.005 = 0.5 \%$$

– Ermittlung der Auslenkkraft  $Q$  (s. 1.6, Abb. 8)

– determination of the deflection force  $Q$  (see 1.6, Fig. 8)

$$Q = f \cdot d \cdot E_s \cdot X$$

Bei gleicher Steifigkeit der Fügepartner ist es gleichgültig, für welchen der beiden die Berechnung durchgeführt wird. Hier wird sie für die äußere Lampenschale (= Nabe) durchgeführt.

If both mating parts are equally rigid, it does not matter which part is taken for the calculation. In this case, it is performed for the outer lamp shell (= hub).

$$X_N = \begin{matrix} \text{aus Abb. 28 /} \\ \text{from Fig. 28} \end{matrix} \quad \begin{matrix} \text{mit /} \\ \text{where} \end{matrix} \quad \frac{d_a}{d_i} = \frac{200 + (2 \cdot 2.5)}{200} = 1.025$$

$$X_N = 0.0017$$

$$Q = 1 \text{ mm} \cdot 200 \text{ mm} \cdot 2200 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \cdot 0.0017$$

$$Q = 748 \text{ N}$$

– Ermittlung der Fügekraft F (s. 1.7 Abb. 10)

– determination of the mating force (see 1.7, Fig. 10)

Der tatsächliche Schrägungswinkel beträgt 45°. Da die Kanten jedoch abgerundet sind, wird mit einem effektiven Schrägungswinkel von 30° gerechnet.

The actual angle of inclination is 45°. Since the edges are rounded, however, an effective angle of inclination of 30° is used for the calculation.

$$F = Q \cdot \frac{\mu + \tan \alpha}{1 - \mu \cdot \tan \alpha} = 748 \text{ N} \cdot \frac{0.6 \cdot \tan 30^\circ}{1 - 0.6 \cdot \tan 30^\circ}$$

$$F = 1346 \text{ N}$$

Diese Fügekraft ist bei symmetrischem Fügen zu erwarten, was nur maschinell zu erreichen ist. Bei manuellem Fügen (asymmetrisch, stoßartig) kann die Fügekraft u. U. erheblich geringer sein.

This mating force can be expected when the joining operation is performed symmetrically – something that can only be achieved by mechanical means. When parts are joined manually (asymmetrically and with a jolt) the mating force can be considerably lower under certain circumstances.

FEM-Ergebnisse:

Eine FE-Analyse (siehe Abb. 30) der Beanspruchung dieses Problems ergab im adäquaten Bereich eine vergleichbare Dehnung. Die maximale Dehnung (Randkante) liegt jedoch mit 0,65 % etwas höher, da darin auch Randbiegeeffekte enthalten sind.

FEM results:

An FE analysis (see Fig. 30) of the stressing involved in this problem showed a comparable strain in the appropriate zone. The maximum strain (outer edge) is somewhat higher at 0.65 %, however, since edge bending effects are also contained in this.

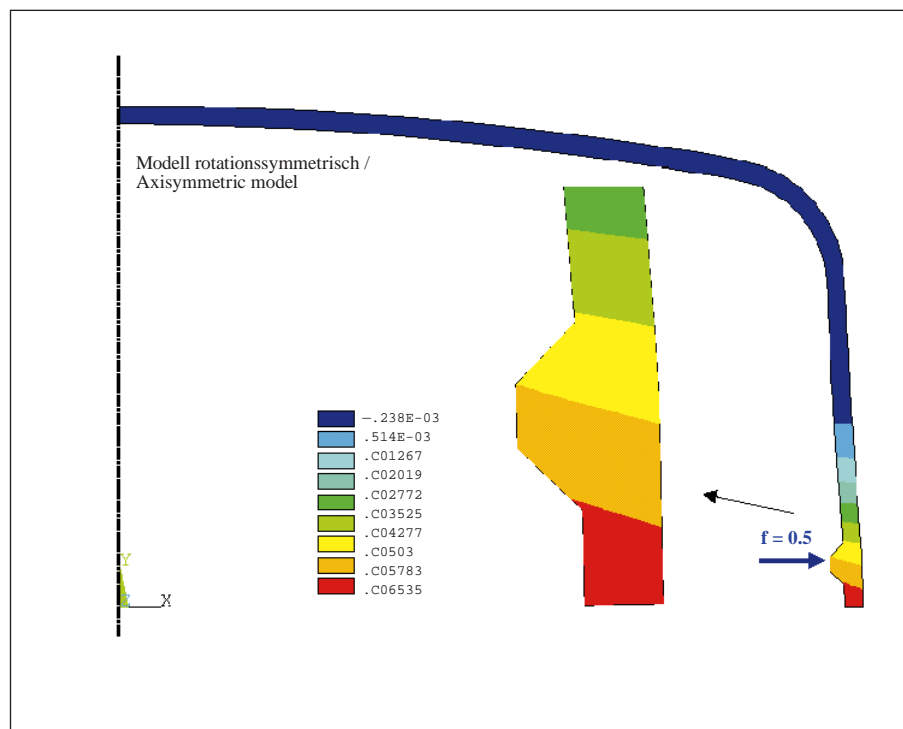
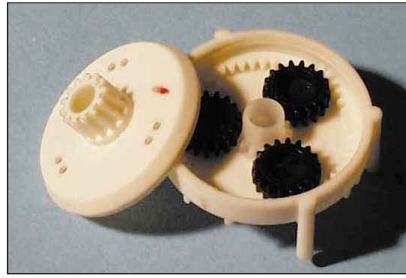


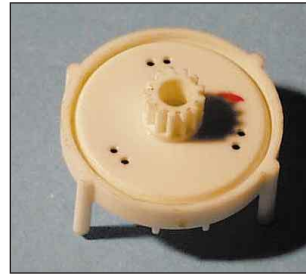
Abb. 30: Verteilung der Tangentialdehnung

Fig. 30: Distribution of tangential strain

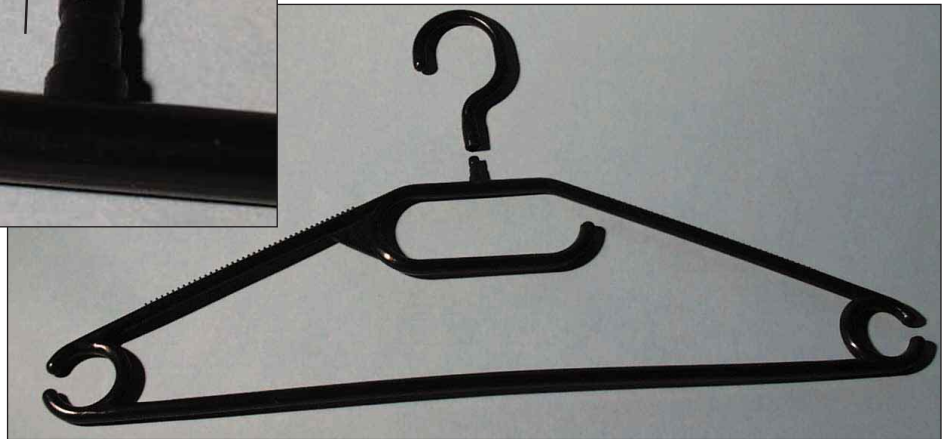
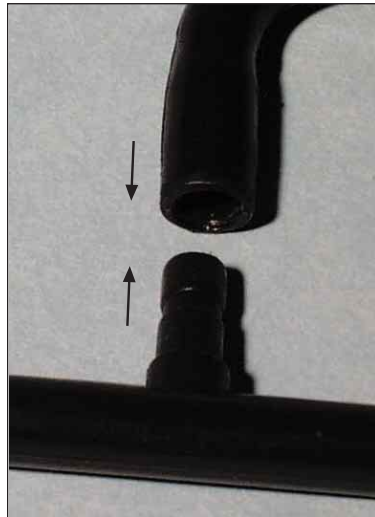
#### 4.3 Anwendungsbeispiele:



Beispiel 1: Getriebegehäuse



Example 1: Gearhousing



Beispiel 2: Kleiderbügel mit drehbarem Haken

Example 2: Coathanger with a rotatable hook

## 5. Ringartige Schnappverbindungen

Die ringartigen Schnappverbindungen stellen Sonderformen der Ringschnappverbindung dar. Sie unterscheiden sich von dieser hauptsächlich dadurch, dass sie anstatt eines Kreisringquerschnitts einen Polygonquerschnitt aufweisen. In diese Gruppe wurden aber auch geschlitzte Ringschnappverbindungen (siehe Schnapparme mit Kreisringquerschnitt, Abb. 13 Ausführung C) und Ringschnappverbindungen mit lokalen Hinterschnitten einbezogen.

Solche Verbindungen werden vorzugsweise zur Verbindung von Behälterteilen eingesetzt.

## 5. Ring-shaped snap joints

Ring-shaped snap joints are special types of annular snap joint. The main difference between ring-shaped and annular snap joints is that the former have a polygonal cross-section instead of a circular ring cross-section. This group, however, also takes in slotted annular snap joints (see cantilever snap arms with a circular ring cross-section, Fig. 13, Version C) and annular snap joints with local undercuts.

Joints of this type are used primarily for connecting container components.

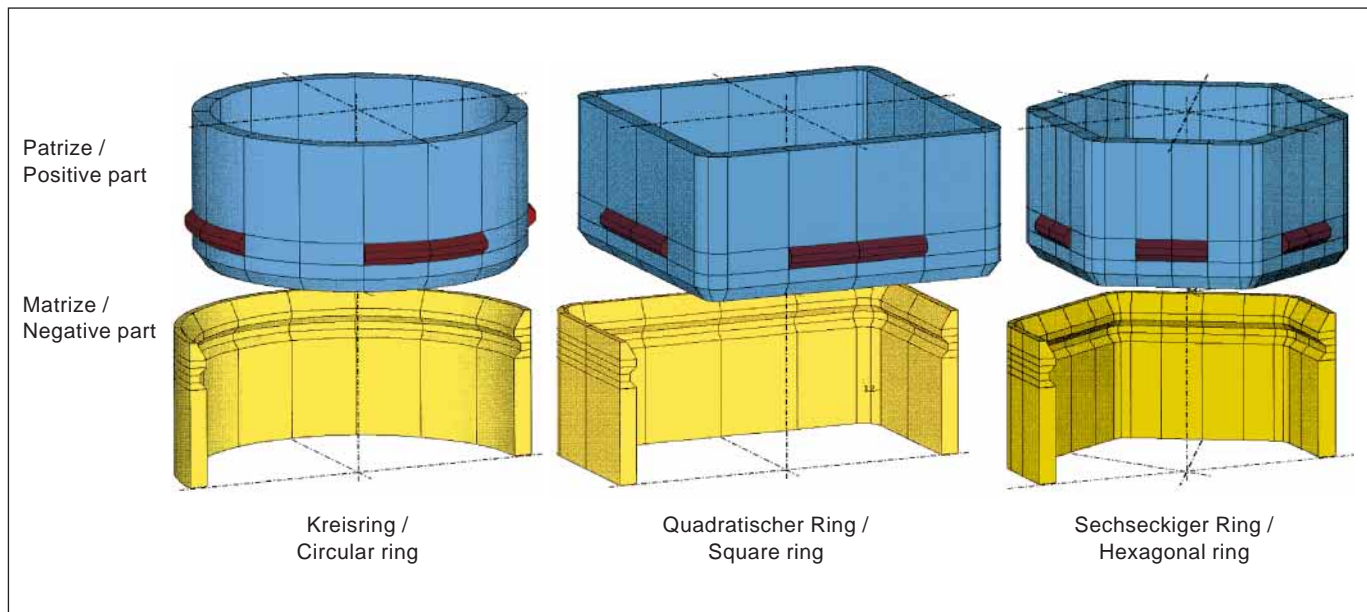


Abb. 31: Prinzipdarstellung

Fig. 31: Basic principles

### 5.1 Berechnungsgrundlagen

Während es für die Abschätzung der Beanspruchung und der Auslenk- und Fügekräfte von Ringschnappverbindungen relativ einfache Berechnungshilfen gibt (siehe 4.1), ist eine Abschätzung dieser Größen bei den ringartigen Schnappverbindungen nur mit Hilfe der FE-Methode möglich. Dieses Verfahren steht jedoch nicht jedem zur Verfügung. Deshalb wurde für einige ringartige Schnappverbindungen, anhand von FE-Berechnungen, eine einfache Abschätzhilfe erstellt. Sie erlaubt es durch eine einfache Analogiebetrachtung das Verhalten einer ringartigen Schnappverbindung anhand des Verhaltens einer adäquaten Ringschnappverbindung zu beurteilen.

Die Auslenk- bzw. Fügekräfte und die zulässige Auslenkung sind darin in Relation zu den entsprechenden Größen einer adäquaten Ringschnappverbindung in Form von Balkendiagrammen dargestellt. Innerhalb einer Polygonform wird der Einfluss der Anzahl und der Breite der lokalen Hinterschnitte und beim geteilten Kreisring die Tiefe der Schlitzte berücksichtigt.

Die Bezugsgröße stellt hierbei immer eine geschlossene Ringschnappverbindung mit umlaufendem Hinterschnitt dar. Aus Abb. 32 kann der geometrische Bezug zwischen der untersuchten Polygonform und der adäquaten Kreisringgröße entnommen werden.

### 5.1 Design and calculation criteria

While relatively simple calculation aids are available for estimating the stressing and the deflection and mating forces on annular snap joints (see 4.1), these parameters can only be estimated with the aid of the FE method for ring-shaped joints. Not everyone has access to this method, however. A simple estimation aid has thus been compiled for ring-shaped snap joints which is based on FE calculations. This makes it possible to assess the behaviour of a ring-shaped snap joint from the behaviour of an appropriate annular snap joint by means of a simple analogy observation.

In this estimation aid, the deflection or mating forces and the permitted deflection are expressed in terms of the corresponding parameters for a corresponding annular snap joint and presented on a bar chart. The influence of the number and width of the local undercuts is taken into account for a polygon shape, and the depth of the slots taken into consideration for a divided circular ring.

The reference system employed here is always a closed annular snap joint with a circumferential undercut. The geometrical relationship between the polygon shape investigated and the corresponding circular-ring size can be seen from Fig. 32.

Neben einem direkten Vergleich untereinander, kann anhand dieser Diagramme ebenso die Größenordnung der Kräfte und der zulässigen Auslenkung abgeschätzt werden. Dazu müssen lediglich die entsprechenden Größen einer adäquaten Ringschnappverbindung berechnet werden (s. 4.1) und mit dem zugehörigen Wert aus dem Diagramm (Absolutwert!) multipliziert werden.

Apart from a direct comparison of the two systems, the order of magnitude of the forces and the permitted deflection can be estimated on the basis of these diagrams. All this requires is for the corresponding parameters of an appropriate annular snap connection to be calculated (see 4.1) and multiplied by the corresponding value from the diagram (absolute value!).

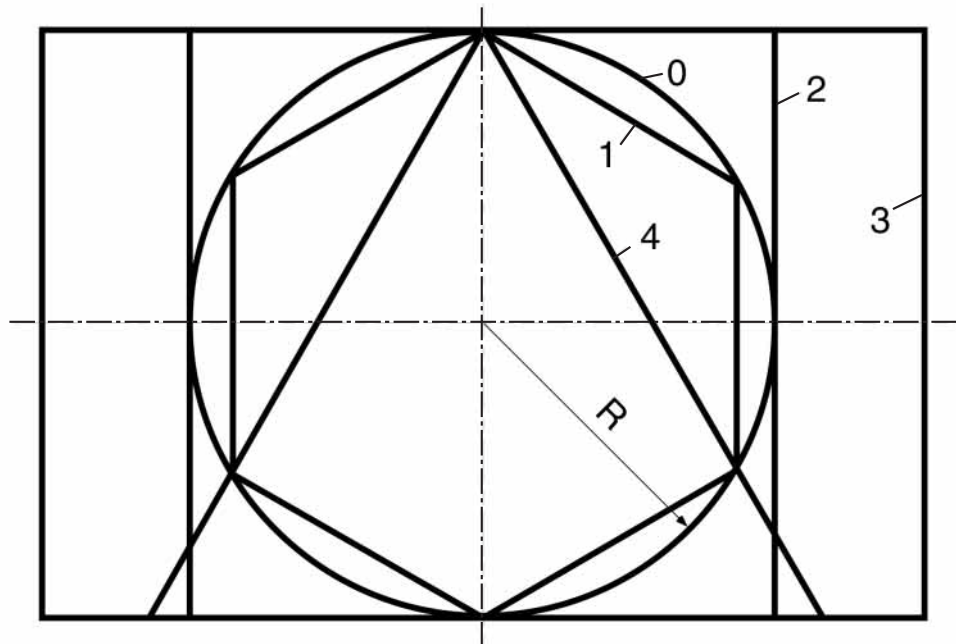


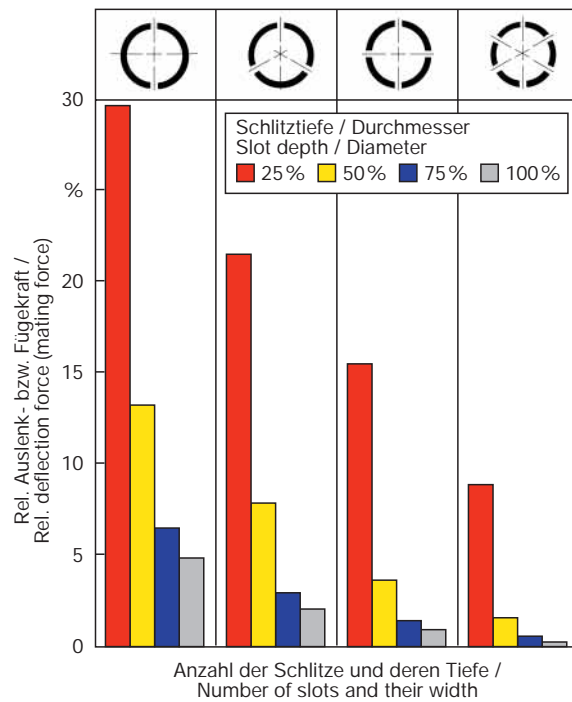
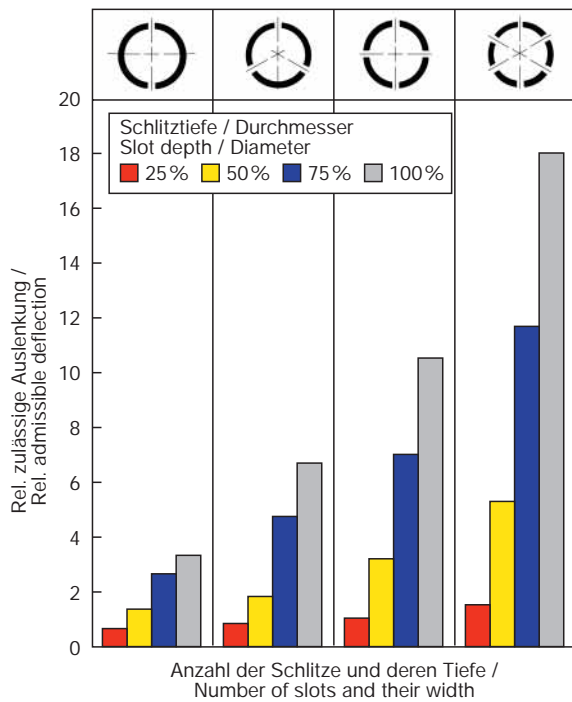
Abb. 32: Größenbezug der einzelner Ringformen

0 = Kreisring = Bezugsgröße;  
 1 = Sechseck;  
 2 = Quadrat;  
 3 = Rechteck  $L/B = 1,5$ ;  
 4 = Dreieck,  
 Ecken mit  $R =$  Wanddicke abgerundet

Fig. 32: Reference system for the size of the different ring shapes

0 = circular ring = reference size;  
 1 = hexagon;  
 2 = square;  
 3 = rectangle  $L/B = 1.5$ ;  
 4 = triangle,  
 corners rounded by  $R =$  wallthickness

**Geschlitzter Kreisring mit durchgehenden Hinterschnitt und verschiedenen Schlitztiefen /  
Slotted circular ring with continuous undercut and different slot depths**



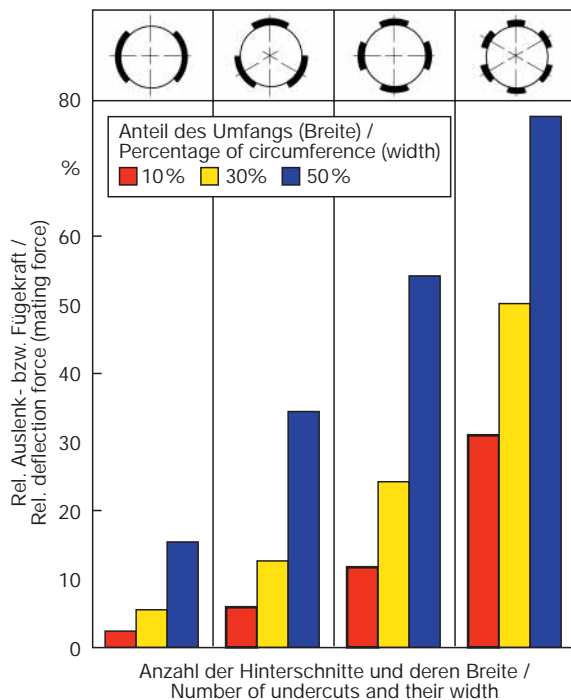
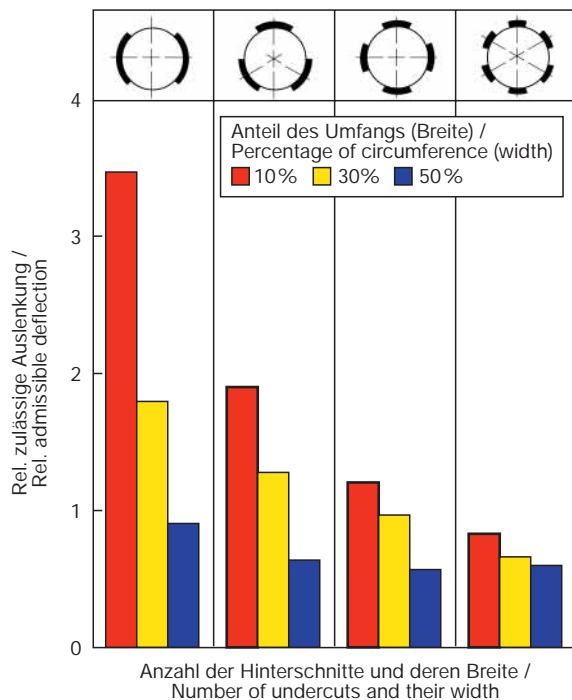
**Abb. 33a:** Relative zulässige Auslenkung in Abhängigkeit von der Anzahl der Schlitz und deren Tiefe

**Abb. 33b:** Relative Auslenkkraft bzw. Fügekraft in Abhängigkeit von der Anzahl der Schlitz und deren Tiefe

**Fig. 33a:** Relative admissible deflection versus the number of slots and their depth

**Fig. 33b:** Relative deflection force (mating force) versus the number of undercuts and their depth

**Geschlossener Kreisring mit lokalen Hinterschnitten verschiedener Breite /  
Closed circular ring with local undercuts of different widths**



**Abb. 34a:** Relative zulässige Auslenkung in Abhängigkeit von der Anzahl der Hinterschnitte und deren Breite

**Abb. 34b:** Relative Auslenkkraft bzw. Fügekraft in Abhängigkeit von der Anzahl der Hinterschnitte und deren Breite

**Fig. 34a:** Relative admissible deflection versus the number of undercuts and their width

**Fig. 34b:** Relative deflection force (mating force) versus the number of undercuts and their width



Sechseckiger Ring mit lokalen Hinterschnitten verschiedener Breite /  
Hexagonal ring with local undercuts of different widths

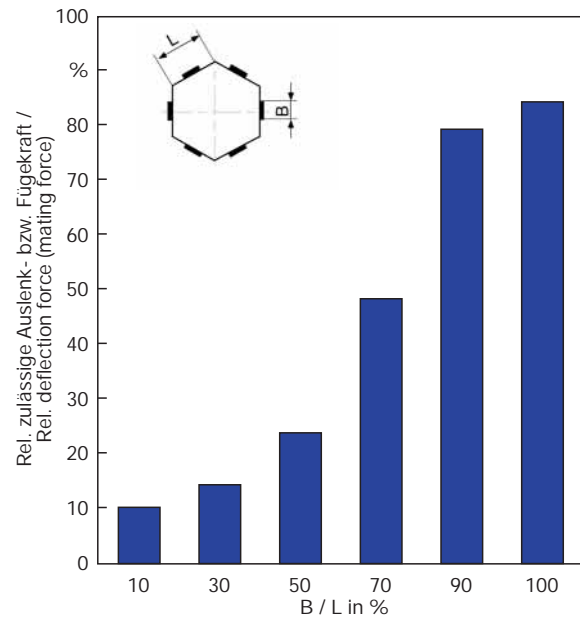
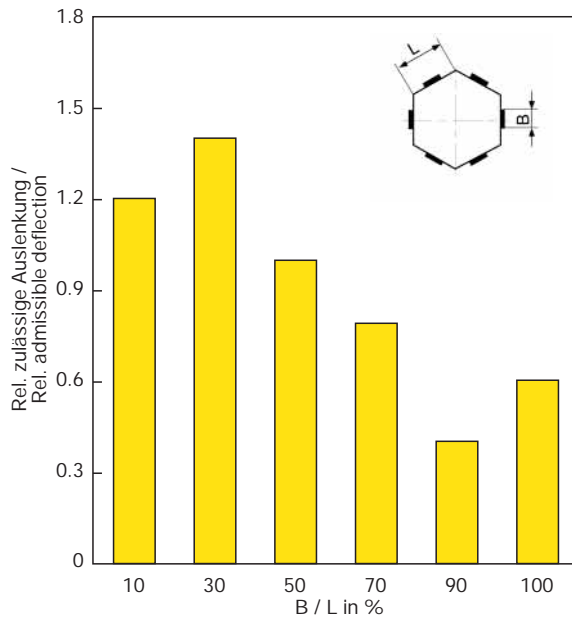


Abb. 35a: Relative zulässige Auslenkung in Abhängigkeit von der Hinterschnittbreite

Abb. 35b: Relative Auslenkkraft bzw. Fügekraft in Abhängigkeit von der Hinterschnittbreite

Fig. 35a: Relative admissible deflection versus the width of the undercut

Fig. 35b: Relative deflection force (mating force) versus the width of the undercut

Sechseckiger Ring mit dreiseitigen lokalen Hinterschnitten verschiedener Breite /  
Hexagonal ring with three-sided local undercuts of different widths

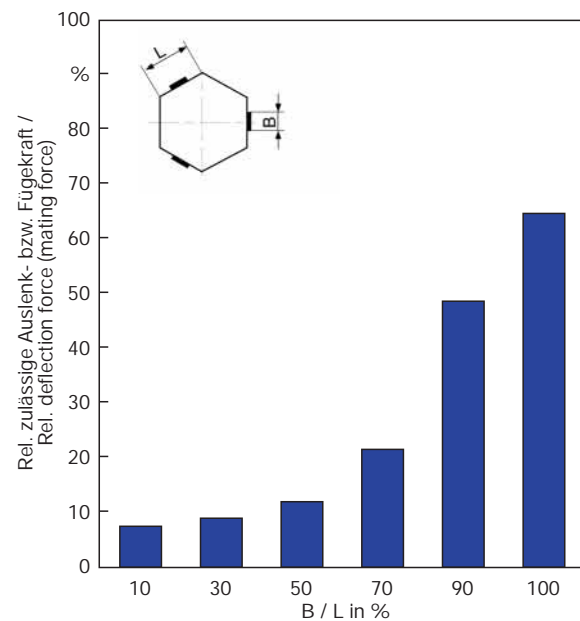
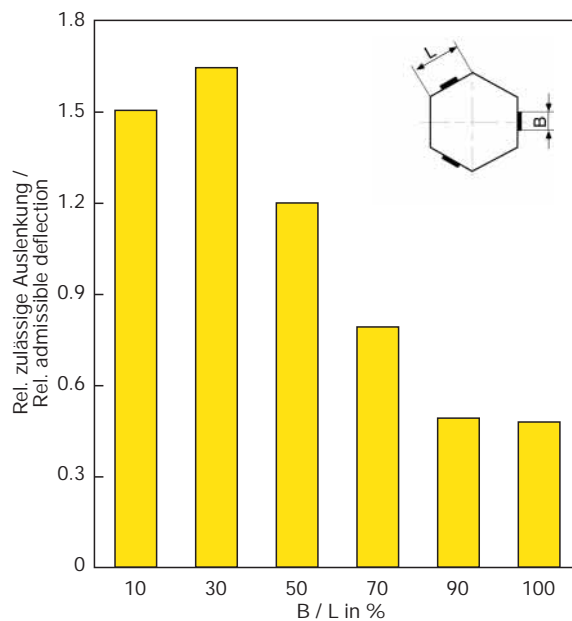


Abb. 36a: Relative zulässige Auslenkung in Abhängigkeit von der Hinterschnittbreite

Abb. 36b: Relative Auslenkkraft bzw. Fügekraft in Abhängigkeit von der Hinterschnittbreite

Fig. 36a: Relative admissible deflection versus the width of the undercut

Fig. 36b: Relative deflection force (mating force) versus the width of the undercut

Quadratischer Ring mit lokalen Hinterschnitten verschiedener Breite /  
Square ring with local undercuts of different widths

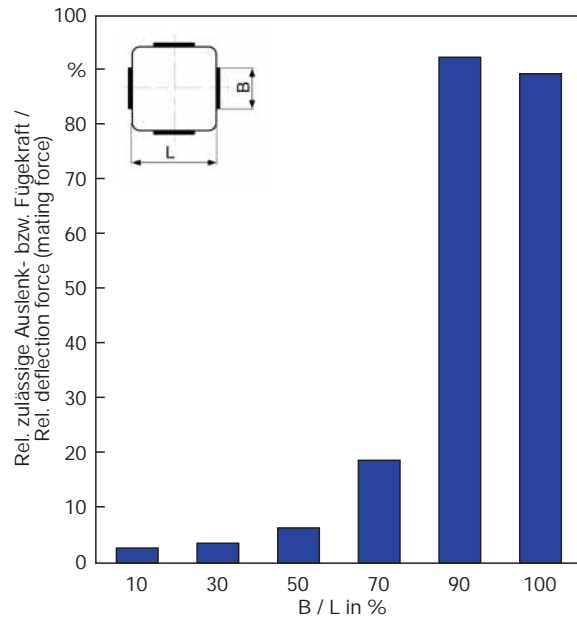
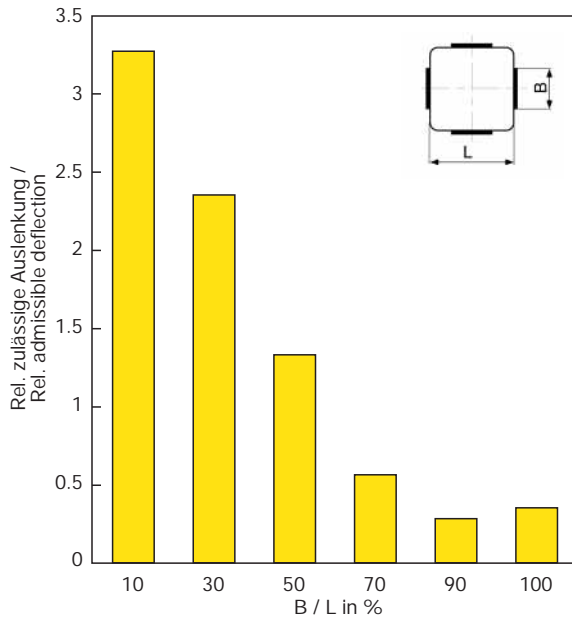


Abb. 37a: Relative zulässige Auslenkung in Abhängigkeit von der Hinterschnittbreite

Abb. 37b: Relative Auslenkkraft bzw. Fügekraft in Abhängigkeit von der Hinterschnittbreite

Fig. 37a: Relative admissible deflection versus the width of the undercut

Fig. 37b: Relative deflection force (mating force) versus the width of the undercut

Quadratischer Ring mit zweiseitigen lokalen Hinterschnitten verschiedener Breite /  
Square ring with two-sided local undercuts of different widths

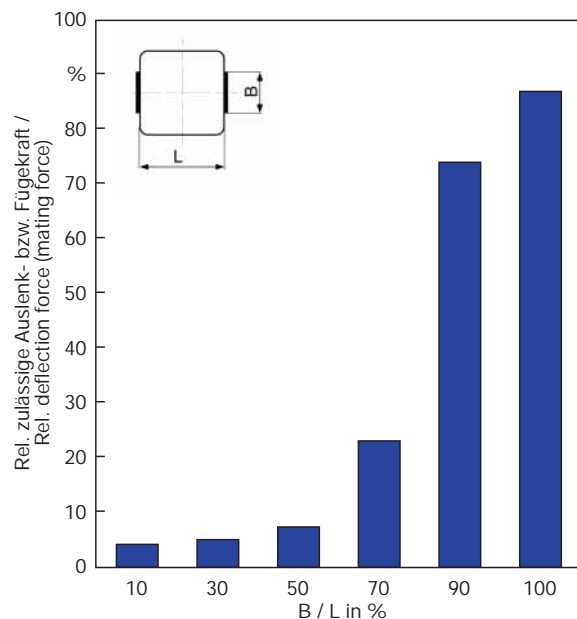
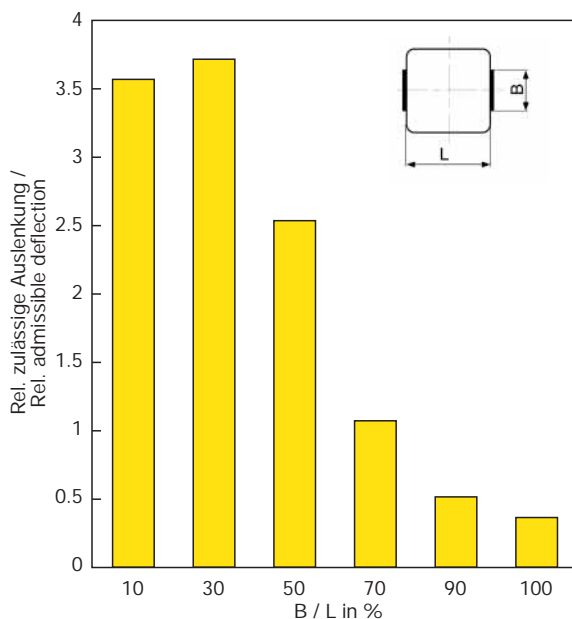


Abb. 38a: Relative zulässige Auslenkung in Abhängigkeit von der Hinterschnittbreite

Abb. 38b: Relative Auslenkkraft bzw. Fügekraft in Abhängigkeit von der Hinterschnittbreite

Fig. 38a: Relative admissible deflection versus the width of the undercut

Fig. 38b: Relative deflection force (mating force) versus the width of the undercut

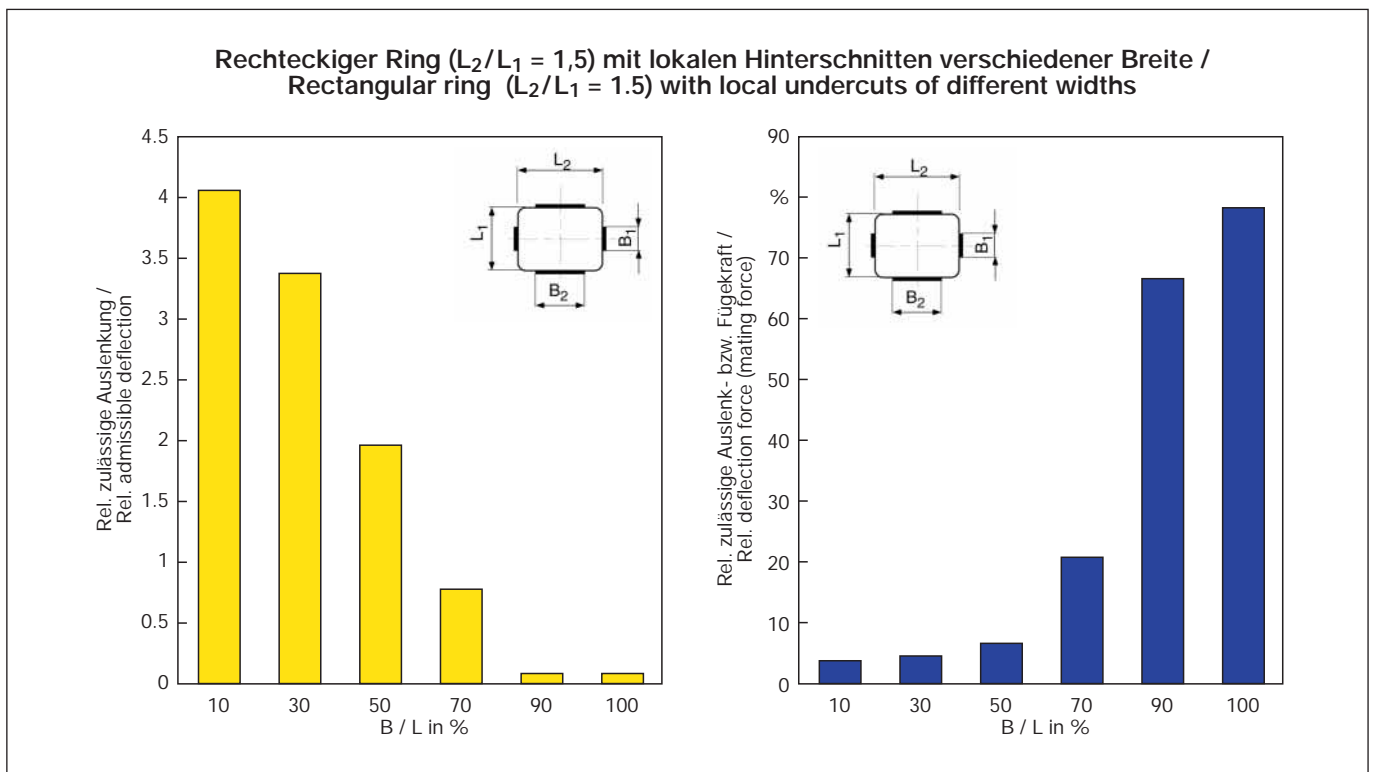


Abb. 39a: Relative zulässige Auslenkung in Abhängigkeit von der Hinterschnittbreite

Fig. 39a: Relative admissible deflection versus the width of the undercut

Abb. 39b: Relative Auslenkkraft bzw. Fügekraft in Abhängigkeit von der Hinterschnittbreite

Fig. 39b: Relative deflection force (mating force) versus the width of the undercut

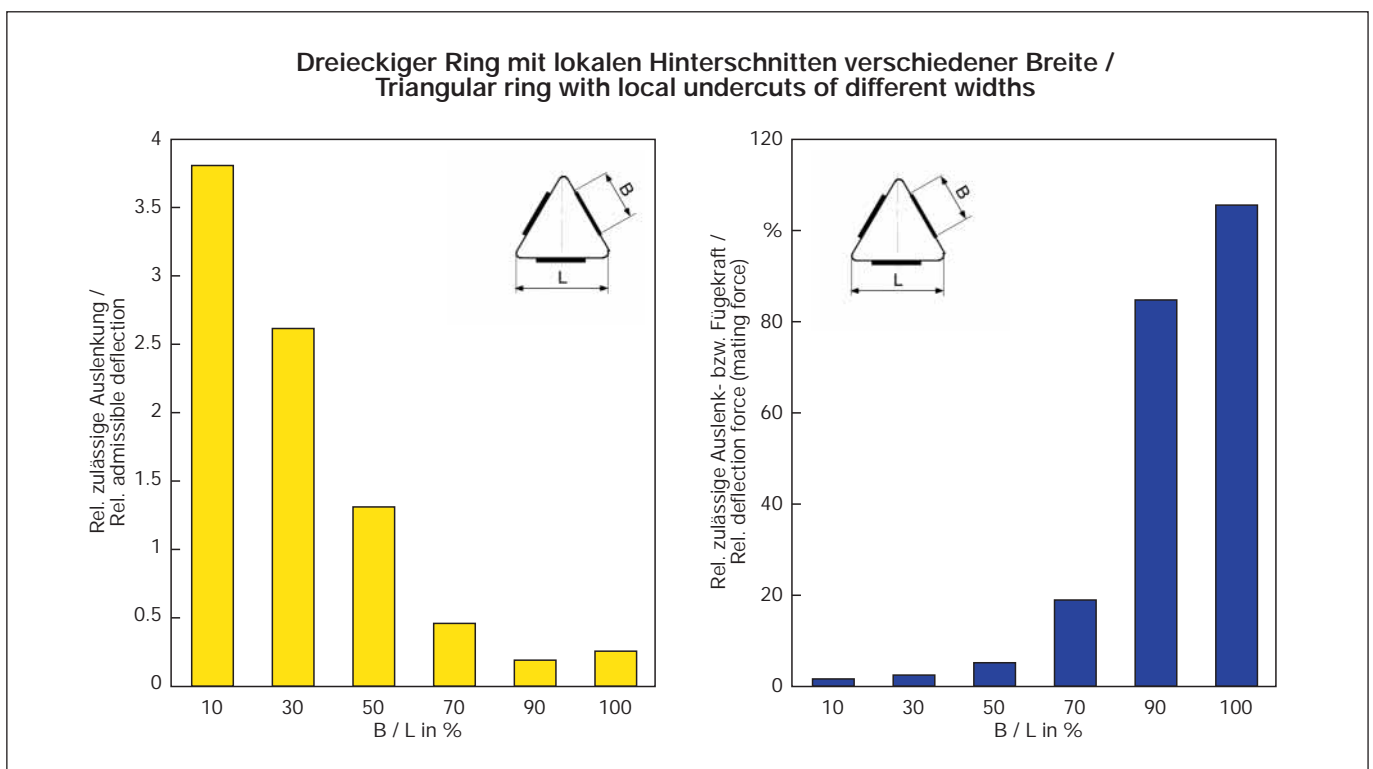


Abb. 40a: Relative zulässige Auslenkung in Abhängigkeit von der Hinterschnittbreite

Fig. 40a: Relative admissible deflection versus the width of the undercut

Abb. 40b: Relative Auslenkkraft bzw. Fügekraft in Abhängigkeit von der Hinterschnittbreite

Fig. 40b: Relative deflection force (mating force) versus the width of the undercut

## 5.2 Berechnungsbeispiel einer ringartigen Schnappverbindung

## 5.2 Calculation example for a ring-shaped snap joint

Schema:

Diagram:

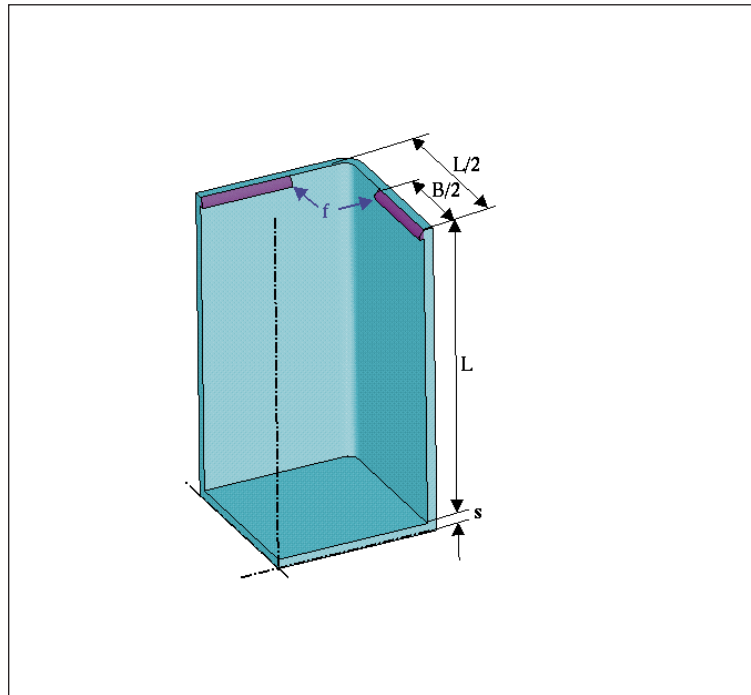


Abb. 41: Objektdarstellung

Fig. 41: Diagram of the object

Anwendung: Behälter

Application: Containers

Werkstoffdaten:

Material data:

Type: Durethan BKV 30 (kond.)  
 Sekanten-Modul:  $E_s = 4700 \text{ MPa}$  (bei  $\varepsilon = 1,5 \%$ )  
 zul. Dehnung:  $\varepsilon_z = 1,5 \%$  (siehe 1.5, Tab. 1)

Type: Durethan BKV 30 (cond.)  
 Secant modulus:  $E_s = 4700 \text{ MPa}$  (at  $\varepsilon = 1.5 \%$ )  
 Permitted strain:  $\varepsilon_z = 1.5 \%$  (see 1.5, Tab. 1)

Gegeben:

Given:

Ringform: Quadrat mit vier symmetrischen Hinterschnitten  
 Kantenlänge:  $L = 80 \text{ mm}$   
 Wanddicke:  $s = 2,5 \text{ mm}$  (bei beiden Fügepartnern)  
 Fügewinkel:  $\alpha = 30^\circ$   
 Reibungskoeffizient:  $\mu = 0,55$

Ring shape: Square with four symmetrical undercuts  
 Edge length:  $L = 80 \text{ mm}$   
 Wall thickness:  $s = 2.5 \text{ mm}$  (for both mating parts)  
 Angle of inclination:  $\alpha = 30^\circ$   
 Coefficient of friction:  $\mu = 0.55$

Gesucht:

Unknown:

- zulässiger Hinterschnitt
- Auslenkkraft  $Q$
- Fügekraft  $F$

- Permissible undercut
- Deflection force  $Q$
- Mating force  $F$

Lösung:

Solution:

Berechnung der gesuchten Größen einer adäquaten Ringsnappverbindung

Calculation of the unknown quantities of an adequate annular snap joint

- Ermittlung des Durchmessers  
 Aus Abb. 32 geht hervor, daß  $D = l = 80 \text{ mm}$  ist
- Ermittlung der zulässigen Auslenkung  $f_z$

- Determination of the diameter  
 It can be inferred from Fig. 32 that  $D = l = 80 \text{ mm}$
- Determination of the permitted deflection  $f_z$

Da der Deckel (Welle) im Vergleich zum Behälter (Nabe) sehr steif ist, wird davon ausgegangen, dass die Auslenkung zu 100 % von dem Behälter (Nabe) aufgenommen werden muss.

Since the lid (shaft) is very rigid compared with the container (= hub), it is assumed that 100 % of the deflection has to be borne by the container (= hub).

$$f_z = \varepsilon \cdot d = 0.015 \cdot 80 \text{ mm}$$

$$f_z = 1.2 \text{ mm} \quad (\text{Gesamthinterschnitt} / \text{total undercut} = 2 \cdot 0.6 \text{ mm})$$

– Ermittlung der Auslenkkraft Q  
(siehe 4.1)

– Determination of the deflection force Q  
(see 4.1)

$$Q = f \cdot d \cdot E_s \cdot X$$

$$X_N = \begin{array}{l} \text{aus Abb. 28 /} \\ \text{from Fig. 28} \end{array} \quad \begin{array}{l} \text{mit /} \\ \text{where} \end{array} \quad \frac{d_a}{d_i} = \frac{80 + (2 \cdot 2.5)}{80} = 1.0625$$

$$X_N \approx 0.0067$$

$$Q = 1.2 \text{ mm} \cdot 80 \text{ mm} \cdot 4700 \text{ MPa} \cdot 0.0067$$

$$Q \approx 3023 \text{ N}$$

– Ermittlung der Fügekraft F  
(siehe 1.7, Abb. 10)

– Determination of the mating force  
(see 1.7, Fig. 10)

$$F \approx Q \cdot \frac{\mu + \tan \alpha}{1 - \mu \cdot \tan \alpha} \approx 3023 \text{ N} \cdot \frac{0.55 + \tan 30^\circ}{1 - 0.55 \cdot \tan 30^\circ}$$

$$F \approx 4994 \text{ N}$$

Analogiebetrachtung:

Aus Abb. 37a geht hervor, dass bei einer relativen zulässigen Auslenkung von 1 (entspricht  $f_z$ ) die Hinterschnittbreite B im Bereich von ca. 60 % der Kantenlänge L liegt.

Bei einem Verhältnis  $B/L < 60\%$  kann die zulässige Auslenkung erhöht werden.

Aus Abb. 37b geht hervor, dass bei  $B/L = 60\%$  bei dem quadratischen Ringprofil mit ca. 12 % der Auslenk- bzw. Fügekraft der adäquaten Ringschnappverbindung zu rechnen ist, was ca. 363 N bzw. 599 N ergibt.

Analogy observation:

It can be deduced from Fig. 37a that, with a relative permitted deflection of 1 (corresponding to  $f_z$ ), the width B of the undercut amounts to approx. 60 % of the edge length.

With a ratio  $B/L < 60\%$ , it is possible to increase the permitted deflection.

It can be deduced from Fig. 37b that for the quadratic ring profile, where  $B/L = 60\%$ , approx. 12 % of the deflection/mating force of the adequate annular snap joint is to be expected which is approximately 363 N respectively 599 N.

#### FEM-Ergebnisse:

Die FE-Berechnung weist bei einer Auslenkung von 0,6 mm (pro Seite) und bei einem Verhältnis der Hinterschnittbreite B zur Kantenlänge L von 60 % eine maximale Dehnung von ca. 1,3 % (s. Abb. 42) und eine Auslenkkraft von ca. 424 N auf.

#### FEM results:

With a deflection of 0.6 mm (on each side), and with the ratio of undercut width B to edge length L of 60 %, the FE analysis shows a maximum strain of approx. 1.3 % (see Fig. 42), and a deflection force of approx. 424 N.

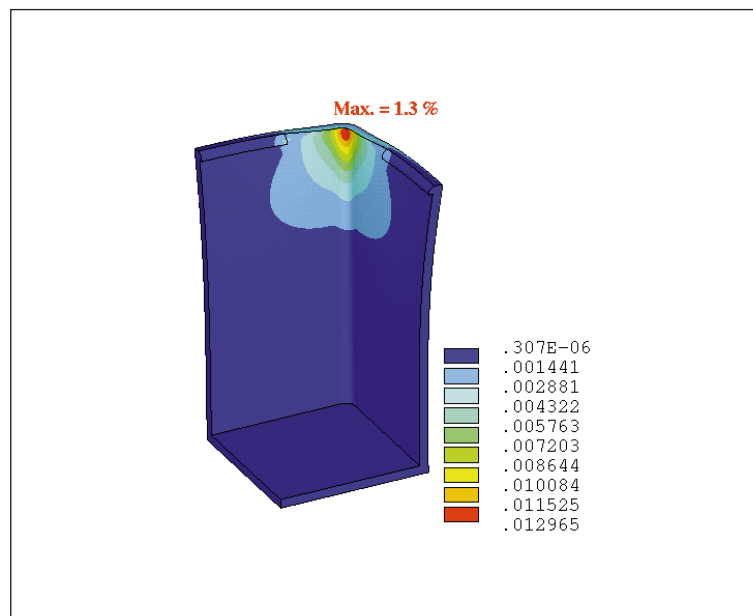


Abb. 42: Dehnungsverteilung

Fig. 42: Strain distribution

## Literaturhinweise / Literature

[1] U. Delpy: Zylindrische Schnappverbindungen aus Kunststoff, Berechnungsgrundlagen und Versuchsergebnisse, Konstruktion 30 (1978) 5, S. 179 – 184; Zylindrische, vom Rohrende abliegende Schnappverbindungen aus Kunststoff, Konstruktion 30 (1978) 8, S. 307 – 310

[2] G. Erhard: Berechnen von Schraub- und Schnappverbindungen; Lehrgangshandbuch „Konstruieren mit thermoplastischen Kunststoffen“, VDI-Bildungswerk 1970

[3] K. Oberbach, D. Schauf: Schnappverbindungen aus Kunststoff, Verbindungstechnik (1977), Heft 6, S.41 – 46, Heft 7/8, S. 29 – 33

[4] H. Käufer, M. Jitschin: Katalog schnappbarer Formschlussverbindungen an Kunststoffteilen... Konstruktion 29 (1977) 10, S. 387 – 397

[5] E. Siegemund: Untersuchung werkstoffspezifischer Beanspruchungsgrenzen, konstruktionsspezifischer Versagensformen und Berechnungsmöglichkeiten dünnwandiger zylindrischer Verbindungselemente aus Thermoplasten

Fortschr.-Ber. VDI Reihe 1 Nr. 139. Düsseldorf: VDI-Verlag 1986.

Praxisinformation  
Schnappverbindungen aus Kunststoff  
(Technische Kunststoffe von Bayer)  
Ausgabe 7/94

Bayer-Kunststoffe im Internet / Bayer plastics on the Internet: <http://www.plastics.bayer.com>

---

Die vorstehenden Informationen und unsere anwendungstechnische Beratung in Wort, Schrift und durch Versuche erfolgen nach bestem Wissen, gelten jedoch nur als unverbindliche Hinweise, auch in Bezug auf etwaige Schutzrechte Dritter. Die Beratung befreit Sie nicht von einer eigenen Prüfung unserer aktuellen Beratungshinweise – insbesondere unserer Sicherheitsdatenblätter und technischen Informationen – und unserer Produkte im Hinblick auf ihre Eignung für die beabsichtigten Verfahren und Zwecke. Anwendung, Verwendung und Verarbeitung unserer Produkte und der aufgrund unserer anwendungstechnischen Beratung von Ihnen hergestellten Produkte erfolgen außerhalb unserer Kontrollmöglichkeiten und liegen daher ausschließlich in Ihrem Verantwortungsbereich. Der Verkauf unserer Produkte erfolgt nach Maßgabe unserer jeweils aktuellen Allgemeinen Verkaufs- und Lieferbedingungen.

Die angegebenen Werte wurden, wenn nicht ausdrücklich anders angegeben, an genormten Prüfkörpern bei Raumtemperatur ermittelt. Die Angaben sind als Richtwerte anzusehen, nicht aber als verbindliche Mindestwerte. Bitte beachten Sie, daß die Eigenschaften durch die Werkzeuggestaltung, die Verarbeitungsbedingungen und durch die Einfärbung unter Umständen erheblich beeinflusst werden können.

This information and our technical advice – whether verbal, in writing or by way of trials – are given in good faith but without warranty, and this also applies where proprietary rights of third parties are involved. Our advice does not release you from the obligation to verify the information currently provided – especially that contained in our safety data and technical information sheets – and to test our products as to their suitability for the intended processes and uses. The application, use and processing of our products and the products manufactured by you on the basis of our technical advice are beyond our control and, therefore, entirely your own responsibility. Our products are sold in accordance with the current version of our General Conditions of Sale and Delivery.

Unless specified to the contrary, the values given have been established on standardised test specimens at room temperature. The figures should be regarded as guide values only and not as binding minimum values. Kindly note that, under certain conditions, the properties can be affected to a considerable extent by the design of the mould/die, the processing conditions and the colouring.

2000-09-01  
KU 21119-0009 d,e

Bayer AG  
Geschäftsbereich Kunststoffe  
KU-Europa, Informationssysteme  
D-51368 Leverkusen  
Fax +49 (0)214/30-6 12 77

