Europäische Union. Europäischer Fonds für regionale Entwicklung.
Evropská unie. Evropský fond pro regionální rozvoj.

SN CZ
Ahoj sousede. Hallo Nachbar.
Interreg V A / 2014 – 2020

Martin Seidl

KONSTRUKTION VON KUNSTSTOFFBAUTEILEN

Konstruktion von Kunststoffbauteilen

Martin Seidl

GreK

Autor: Ing. Martin Seidl, Ph.D.

Dieses Buch wurde im Rahmen des Projekts: *Nr. 100252772 „Grenzübergreifender Lehrverbund Kunststofftechnik Zittau – Liberec (GreK)"* erstellt. Das Projekt wurde aus Mitteln der Europäischen Union (des Europäischen Fonds für regionale Entwicklung), im Rahmen des Kooperationsprograms Freistaat Sachsen - Tschechische Republik 2014-2020, gefördert.

Europäische Union. Europäischer Fonds für regionale Entwicklung.
Evropská unie. Evropský fond pro regionální rozvoj.

SN CZ
Ahoj sousede. Hallo Nachbar.
Interreg V A / 2014 – 2020

Projektpartner: Hochschule Zittau / Görlitz
Technická univerzita v Liberci
Technische Universität Dresden

Gutachter: *Ing. Jindřich Doležal, Ph.D. – A.Raymond Jablonec s.r.o.*
Editor: *Ing. Martin Borůvka; Ing. Luboš Běhálek, Ph.D.*
Satz, Umschlaggestaltung: *Ing. Petr Weinlich, Ph.D.*
Übersetzung: *Mag. Nikol Richter*
Korrektur: *Dipl.-Ing. (FH) Paul Falkenhain*
Dipl.-Ing. (FH) Jens Stein

© Martin Seidl (Technische Universität in Liberec) – 2019

ISBN 978-80-7494-462-8

Vorwort

In den letzten Jahrzehnten wachsen stetig die Bedeutung und das Ausmaß der Nutzung von Kunststoffen, durch die Metalle weithin ersetzt werden können, was vor allem auf ihre äußerst geringe Dichte und die guten Festigkeitseigenschaften zurückzuführen ist. Es handelt sich um Werkstoffe, deren Eigenschaften sich durch diverse Additive und Füllstoffe hervorragend modifizieren lassen, wodurch Nachteile wie etwa die Temperatur- und Zeitabhängigkeit der mechanischen Eigenschaften, die geringe Temperaturbeständigkeit oder Brennbarkeit unterdrückt werden können. Diese Variabilität der Eigenschaften von Kunststoffen und ihrer Verbundwerkstoffe machen sie zu einer wahrhaft einmaligen Werkstoffgruppe, die einen besonderen Konstruktionsansatz in Bezug auf die Verarbeitungstechnologie, die geforderte Genauigkeit des Bauteils, seine Wiederverwertbarkeit, die Prozessautomatisierung u. ä. erfordern. Kunststoffkonstrukteure können sich nicht nur auf die Erfahrungen verlassen, die sie beim Entwurf von Metallprodukten gesammelt haben, sondern müssen eine ganze Reihe von weiteren Aspekte einbeziehen, die erheblichen Einfluss auf die Endeigenschaften und das Endverhalten der Kunststoffteile (Viskoelastizität, Eigenspannung u. ä.) ausüben. In Anbetracht der Fülle an Technologien, die für die Kunststoffverarbeitung Verwendung finden – und jede davon stellt ihre ganz eigenen Ansprüche an die Endkonstruktion des Bauteils – ist es beim Umfang dieser Skripten nicht möglich, sämtliche Aspekte und Konstruktionsvarianten anzuführen. Aus diesem Grund widmet sich der Inhalt der Lehrskripten vor allen Dingen den Konstruktionsansätzen, die man sich beim Entwurf von mit Spritzgusstechnik hergestellten Bauteilen zunutze machen kann, die zu den meistangewendeten Technologien der Kunststoffverarbeitung gehören.

Die Skripten richten sich primär an Studenten des Masterstudiengangs an der Fakultät Maschinenwesen der Technischen Universität in Liberec und der Hochschule Zittau/Görlitz. Ihr Kernziel ist es, Studenten in die Thematik der Konstruktion von Kunststoffteilen einzuführen und ihnen grundlegende Konstruktionsabläufe und den Einfluss ausgewählter Faktoren auf eine maximale Zuverlässigkeit und Funktionalität des endgültigen Kunststoffteils verständlich darzulegen.

Martin Seidl

Danksagung

Unser besonderer Dank gilt Thomas Menzel von der Firma A.Raymond Jablonec s.r.o. **für seine fachliche Hilfe bei der Übersetzung der Lehrskripten** und ferner Martin Borůvka, Pavel Brdlík, Jiří Habr, Jiří Bobek sowie Luboš Běhálek von der Technischen Universität in Liberec für die grafische Aufbereitung und Redaktion der Skripten.

Inhalt

1 Einführung in die Konstruktion von Kunststoffbauteilen 1

2 Werkstoffwahl 4

3 Konstruktionskonzepte 9

3.1 Werkstoffgerechte Konstruktion 9
3.2 Steifigkeitsgerechte Konstruktion 12
3.3 Festigkeitsgerechte Konstruktion 14
3.4 Beanspruchungsgerechte Konstruktion 15
3.4.1 Kurzzeitige Beanspruchung 17
3.4.2 Langzeitbeanspruchung 28
3.5 Konstruktion, die dem Aussehen des Produkts gerecht wird 31
3.6 Konstruktion, die der Produktgenauigkeit gerecht wird 33
3.7 Fertigungsgerechte Konstruktion im Spritzgussverfahren 35
3.8 Recyclinggerechte Konstruktion 36
3.9 Automatisierungsgerechte Konstruktion 38
3.10 Weitere Konstruktionsstrategien 39

4 Allgemeine Grundsätze für das Entwerfen von Kunststoffteilen 42

4.1 Trennebene 43
4.2 Wanddicke 44
4.3 Radien und Rundungen 52
4.4 Ebene Flächen 54
4.5 Schrägen 55
4.6 Hinterschneidungen 57
4.7 Öffnungen 59
4.8 Verstärkende Elemente 62
4.9 Gewinde 70

5 Dimensionierung von Kunststoffteilen 78

5.1 Viskoelastisches Verhalten von Kunststoffen 78
5.2 Elastizitätsmodule 84
5.3 Querschnittskennwerte 89
5.4 Spannungsgrenzwerte 94
5.5 Sicherheitsfaktor 99
5.6 Begleiterscheinungen 101
5.7 Spannungskonzentratoren 107
5.8 Wärmebeanspruchung von Kunststoffteilen 108

5.9 Maßtoleranzen 111

6 Das Prinzip von mechanischen Kunststoffverbindungen 118

6.1 Lösbare Verbindungen 118

6.1.1 Schnappverbindungen 119

6.1.2 Ringschnappverbindungen 132

6.1.3 Kugelgelenkverbindungen 136

6.1.4 Torsionsschnappverbindungen 138

6.2 Schraubverbindungen 140

6.3 Einsätze 151

6.4 Gelenkverbindungen 157

6.5 Pressverbindungen 163

Literaturverzeichnis 169

EINFÜHRUNG IN DIE KONSTRUKTION VON KUNSTSTOFFBAUTEILEN

1

Im Rahmen der Konstruktionstätigkeit wird entweder *ein völlig neues Produkt entworfen* oder *die Konstruktion eines bestehenden Erzeugnisses überarbeitet*. In jedem Fall ist von den Materialeigenschaften, Bearbeitungsmöglichkeiten und -einschränkungen auszugehen, damit das Produkt sämtliche benötigte Funktionen über die gesamte Lebensdauer im erforderlichen Umfang erfüllen kann; zugleich soll das effizienteste Produktionsverfahren bei möglichst niedrigen Kosten gewählt werden. Inzwischen gibt es so viele Polymere und Polymer-Verbundwerkstoffe, dass im Grunde sämtlichen Anforderungen an Endprodukte und Anwendungen Genüge geleistet werden kann. Der Endpreis des Werkstoffs stellt in der Regel die größte Einschränkung dar. Der Konstrukteur muss ferner vor allem Anforderungen an die Funktion und das Aussehen in Erwägung ziehen. Das Verhalten eines Bauteils unter konkreten Bedingungen wird neben dem verwendeten Material und der gewählten Technologie (der Produktionsparameter) vor allem durch die entworfene Bauteilgeometrie beeinflusst. Die optimale Bauteilkonstruktion basiert auf einer effizienten Materialkonzentration in beanspruchten Bereichen, um die Endverformung regulieren zu können. Der Konstrukteur kann mithilfe einer FEM-Analyse ergänzende Informationen für eine Optimierung des Konstruktionsentwurfs einholen. Die verfügbaren Prototyptechnologien bieten darüber hinaus die Möglichkeit, das Produktdesign noch vor der Herstellung einer aufwendigen Serienbaugruppe zu testen und somit ein wertvolles Feedback zu erhalten. Nichtsdestotrotz kommt es bei der Beschleunigung und Effizienzsteigerung des Konstruktionsprozesses vor allem auf die Erfahrungen des Konstrukteurs an, siehe Abb. 1.1.

Im ersten Schritt wird bei der Konstruktion ein *grundlegendes Konzept* erstellt, in dem sämtliche Anforderungen zusammengefasst sind, die das Produkt erfüllen soll (Einsatzbedingungen, Dauer, Größe und Typ der Beanspruchung, Haltbarkeit des Produkts usw.). Auf Grundlage dieser Eingangsinformationen können anschließend das Bauteilkonzept und der Werkstoff gewählt werden. Die daraus resultierenden Produkteigenschaften müssen jedoch nicht unbedingt den ausgewiesenen Materialeigenschaften entsprechen. Neben der Bauteilgeometrie können diese auch von vielen weiteren Faktoren beeinträchtigt werden (z. B. Begleiterscheinungen, die

zu anisotropen Eigenschaften und zur Entstehung einer Eigenspannung im Bauteil führen können).

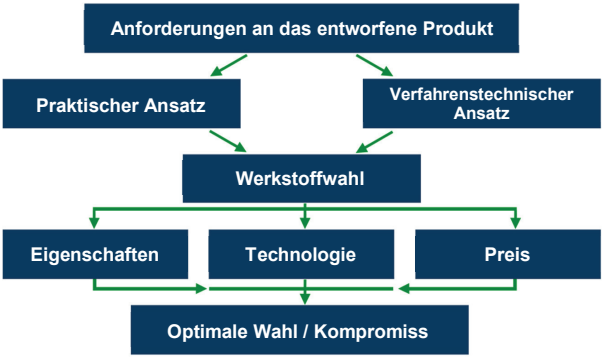


Abb. 1.1 *Schema des Konstruktionsverfahrens*

Die wichtigsten Produktanforderungen können in mehrere Gruppen gegliedert werden:

a) Anforderungen mit Einfluss auf die ***Haltbarkeit des Produkts***
   - Feuchtigkeit, UV-Strahlung, Brennbarkeit des Kunststoffes, seine Widerstandsfähigkeit gegen chemische und biologische Agenzien usw.,

b) Anforderungen mit Einfluss auf die ***Funktion des Produkts***
   - Temperatur, Größe, Typ und Dauer der Beanspruchung, anisotrope Eigenschaften, Kriechen, Spannungsrelaxation, elektrische und optische Eigenschaften, Isolierfähigkeit, Gleiteigenschaften, gesetzliche Auflagen, Oberflächenqualität usw.,

c) Anforderungen mit Einfluss auf die ***Herstellbarkeit des Produkts***
   - Schrumpfung, rheologische Eigenschaften (z. B. Viskosität), Länge und Form der Makromoleküle, Wanddicke, Beseitigung von Innen- und Oberflächenmängeln usw.,

d) Anforderungen an die ***Minimierung der Produktionskosten***
   - Recycling von Produktionsabfällen, wirtschaftlicher Produktentwurf, Automatisierung der Produktion, Folgeschritte (Montage, Oberflächenbehandlung usw.).

Nachdem eine Wahl des geeigneten Materials getroffen wurde, können die ersten Konstruktionsberechnungen unter Anwendung der Werkstoffparameter (die sich aus der Spannung-Verformung-Beziehung, aus isochronen Kurven, Fließverhältnissen usw. ergeben) erfolgen. Die erforderlichen Parameter sind in einschlägigen Datenbanken zu finden bzw. werden auf Anfrage vom Werkstoffhersteller mitgeteilt. Bei der Erwägung der wirtschaftlichen Aspekte können auch Werkstofflieferanten mit konkreten kritischen Anforderungen an die jeweilige Anwendung angesprochen werden. Auf Grundlage der voraussichtlichen Abnahmemenge kann der Lieferant einen geeigneten Polymertyp empfehlen und ein Preisangebot erstellen.

2 WERKSTOFFWAHL

Die Werkstoffwahl richtet sich nach den Anforderungen an die Anwendung, den Preis und die Bearbeitungsmöglichkeit mit der gewählten Produktionstechnologie. Kunststoffe besitzen eine sehr breite Palette von Eigenschaften. Doch es gibt keinen Universalkunststoff, der alle Vorteile in sich vereinen würde und kostengünstig wäre. Daher müssen jeweils die für die einschlägige Anwendung wesentlichen Parameter betrachtet werden und dann ein Kompromiss gefunden werden (Kunststoffarten z. B., deren mechanische Eigenschaften es mit den Metallen aufnehmen können, lassen sich kaum in einem Spritzgussverfahren bearbeiten).

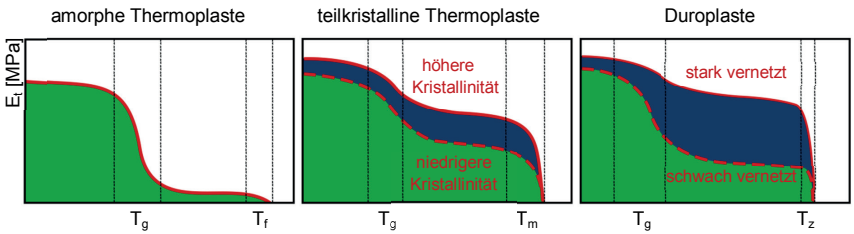


Abb. 2.1 *Abhängigkeit des Kunststoffelastizitätsmodul von der Temperatur*

(E_t – Zugmodul, T_g – Glasübergangstemperatur, T_f – Fließtemperaturbereich, T_m – Kristallitschmelztemperatur, T_z – Zersetzungstemperatur)

Polymere sind vor allem organische Stoffe, die aus makromolekularen Ketten bestehen. Die chemische Zusammensetzung und Geometrie dieser Ketten bilden die Grundlage der übermolekularen Struktur von Kunststoffen und der daraus resultierenden physikalischen und chemischen Eigenschaften. Anhand der übermolekularen Ordnung können Kunststoffe in *Thermoplaste* (mit einer amorphen oder teilkristallinen Struktur), *Duroplaste* und *Elastomere* (typischerweise mit einer vernetzten Struktur) gegliedert werden. Entscheidend für die Verarbeitbarkeit dieser Werkstoffe ist die Temperatur. Bei den Thermoplasten verbessert sich die Verarbeitbarkeit (das Fließverhalten) mit steigender Temperatur bis zu einer Temperaturgrenze, an der es zum Werkstoffabbau kommt (die makromolekularen Ketten zerfallen). Duroplaste und Elastomere lassen sich dagegen nur bei einer relativ niedrigen Temperatur bearbeiten. Bei einer weiteren Erwärmung kommt es zur

chemischen Vernetzung der Struktur, sodass keine weitere Formung mehr möglich ist, zugleich wird aber auch der Einfluss der steigenden Temperatur auf die mechanischen Eigenschaften des Teiles minimiert, siehe Abb. 2.1.

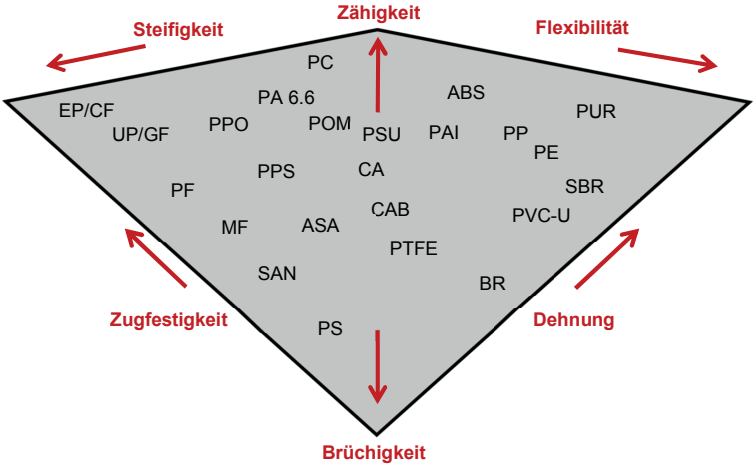


Abb. 2.2 *Darstellung der Anwendungsmöglichkeiten ausgewählter Kunststoffarten aus Sicht der Steifigkeit*

Bei der Erwärmung der teilkristallinen Thermoplaste mit einer teilweise geordneten Struktur kommt es beim Überschreiten eines relativ engen Temperaturbereichs, in dem sich die Schmelztemperatur der Kristallite (T_m) befindet, zum Übergang vom festen Zustand in den Schmelzzustand. Bei amorphen Thermoplasten gibt es keinen streng definierten Übergangsbereich; maßgeblich für die mechanischen Eigenschaften ist die Glasübergangstemperatur (T_g), die oberhalb der Standardumgebungstemperatur (23 °C) liegt. Bei einem Temperaturanstieg über den T_g-Wert erweichen amorphe Thermoplaste nach und nach und gehen in den Zustand einer hochviskosen Schmelze über, die immer flüssiger wird. Die maximalle Einsatztemperatur liegt (10 – 20) °C unterhalb der Glasübergangstemperatur bei amorphen Thermoplasten (glasartiger Zustand des Materials) bzw. (20 – 40) °C unterhalb der Schmelztemperatur der Kristallite bei teilkristallinen Thermoplasten (zäher Zustand des Materials), wobei auch die Art, Größe und Dauer der Beanspruchung eine Rolle spielen. Bei den gängigen Umgebungstemperaturen sind amorphe Thermoplaste daher meistens hart und brüchig, teilkristalline Thermoplaste

dagegen zäh, siehe Abb. 2.2. Die steigende Einsatztemperatur (insbesondere über dem T_g-Wert bzw. im Bereich des T_m-Werts) verursacht einen bedeutenden Rückgang der mechanischen Eigenschaften und hat somit einen wesentlichen Einfluss auf die Anwendungsmöglichkeiten der einzelnen Kunststoffe.

Um sich eine Vorstellung über die Eignung eines Polymers für die jeweilige Einsatztemperatur machen zu können, können Tabellenübersichten oder Diagramme hinzugezogen werden. Die Länge und Form der Makromoleküle stellen eine weitere bedeutende Eigenschaft der Polymere dar. Die Länge wird durch die Molekülmasse und die typische Verteilungskurve definiert, siehe Abb. 2.3. Je länger und glatter die makromolekularen Ketten im Kunststoff (und je häufiger sie vertreten sind) sind, desto bessere mechanische Eigenschaften sind zu erwarten. Allerdings verschlechtern sich auch die Bearbeitungseigenschaften des Materials (da die Viskosität im Schmelzzustand zunimmt). Ein ähnlicher Effekt der Abnahme der Schmelzfließfähigkeit mit zunehmender Länge der Makromolekülketten kann auch bei verzweigtkettigen Kunststoffen beobachtet werden. Je länger und komplexer die Seitenzweige sind, desto höher ist die Viskosität der Schmelze und daher ist es schwierig, während der Verfestigung eine kristallische Struktur zu bilden.

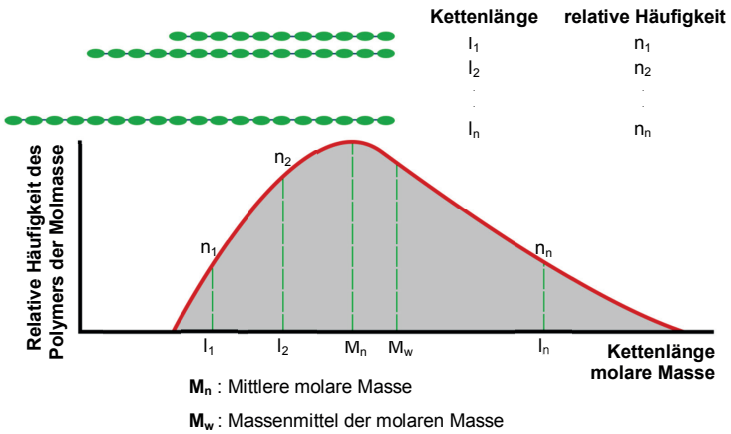


Abb. 2.3 *Beispiel einer Verteilungskurve der molaren Masse in Kunststoffen*

Die Länge der Makromoleküle ist daher auch ausschlaggebend für die Wahl des für den jeweiligen Kunststoff geeigneten Bearbeitungsverfahrens, siehe Tab. 2.1. Ein

Werkstoff, der bereits bearbeitet wurde und ggf. weiteren degradierenden Einflüssen ausgesetzt wurde (UV-Strahlung, chemische und biologische Agenzien usw.), kann verkürzte Ketten enthalten, die nicht mehr in der Lage sind, eine Struktur mit den erforderlichen Eigenschaften herzustellen; daher kann er nicht erneut für die einschlägige Anwendung verwendet werden (Gefahr der Verwendung von Recyclat bei der Herstellung).

Tab. 2.1 *Rheologische Anforderungen an Kunststoffe je nach Verfahrenstechnik*

Prozess	Schmelzflussindex (MFR) [g/10 min]
Spritzgussverfahren	5 - 100
Rotationsformen	5 - 20
Folienextrusion	0,5 - 6
Profilextrusion	0,1 - 1
Blasformen	0,1 - 1

Hier sind die gegenseitigen Verknüpfungen der einzelnen Faktoren sichtbar, die im Ergebnis die Auswahl eines geeigneten Materials für die jeweilige Anwendung beeinflussen; es besteht die Notwendigkeit, das Design nicht nur im Hinblick auf die Anforderungen an die Anwendung zu optimieren, sondern auch die Vor- und Nachteile der einzelnen Produktionsverfahren zu berücksichtigen. Zu den wesentlichen Werkstoffparametern zählen der Längenausdehnungskoeffizient, der Reibungskoeffizient und die Poissonzahl:

- ***Der Längenausdehnungskoeffizient*** spielt eine wesentliche Rolle, wenn das Kunststoffteil Bestandteil einer größeren Baugruppe ist, die auch aus anderen Werkstoffen besteht, und die Betriebstemperatur stärker schwankt, siehe Kapitel 5.8
- ***Der Reibungskoeffizient*** wird durch viele Aspekte beeinflusst, unter anderem durch die Oberflächenrauheit und -härte, Temperatur, Druck, Vorschubgeschwindigkeit, Typ und Menge der Zusatzstoffe usw. Die Reibungskräfte werden bei Kunststoffen durch die Vorschubgeschwindigkeit und die Größe der Beanspruchung beeinflusst. Allgemein gilt, dass der statische Reibungskoeffizient bei den meisten Thermoplasten niedriger ist, als der dynamische Reibungskoeffizient.
- ***Die Poissonzahl*** (μ) definiert das Kontraktionsverhältnis (ε_l) des Materials bei dessen Verlängerung in Beanspruchungsrichtung (ε), wobei die Verformung

senkrecht zur Spannungsrichtung einen negativen Charakter hat, siehe Gleichung (1), wie aus Abb. 2.4 ersichtlich.

$$\varepsilon_l = -\mu \cdot \varepsilon \tag{1}$$

Die Poissonzahl beträgt für die meisten Kunststoffarten 0,3 - 0,5 (0,5 ist ein typischer Wert für Gummi) und hängt von der Temperatur, der Feuchtigkeitsaufnahme, der Verstärkungsrichtung usw. ab.

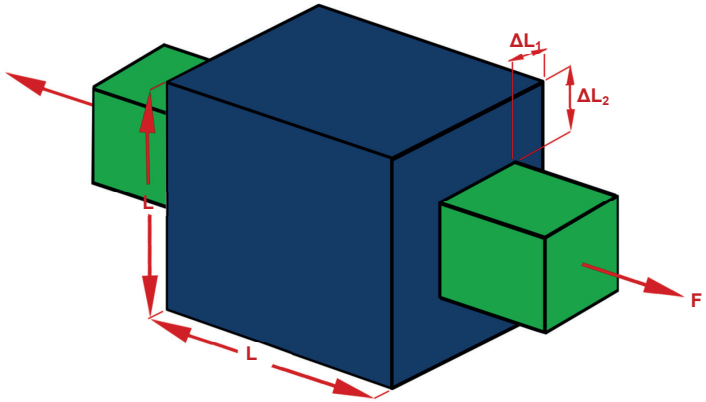


Abb. 2.4 *Kontraktion eines Körpers infolge der Spannungseinwirkung*

KONSTRUKTIONSKONZEPTE 3

Zu Beginn der Konstruktionstätigkeit ist es wichtig, sämtliche Anforderungen an das Produkt zusammenzufassen (Umgebung, Dauer, Größe und Typ der Beanspruchung, Haltbarkeit usw.). Ferner muss in Betracht gezogen werden, welche Funktionen in das Kunststoffteil integriert werden können, um die Anzahl der Elemente der Baugruppe zu optimieren und die Funktion des Bauteils zu maximieren. Der Konstrukteur muss dann eine optimale geometrische Lösung wählen, die zusammen mit dem verwendeten Material für ein Gleichgewicht zwischen der äußeren Beanspruchung und der Größe der Verformung sowie der Spannung im Bauteil bei einem minimalen Materialverbrauch sorgt. Es können verschiedene Ansätze zum Tragen kommen, um dann einem Konstruktionsfaktor (Steifigkeit, Festigkeit, Aussehen, Präzision usw.) den Vorzug zu geben.

3.1 Werkstoffgerechte Konstruktion

Im Hinblick auf die äußerst breite Skala von Polymeren und Verbundwerkstoffen ist die Wahl eines geeigneten Materials oft nicht einfach und kann sehr zeitaufwendig sein. Das liegt unter anderem auch daran, dass die in den verschiedenen Übersichten und Werkstofflisten angegebenen Werte an standardisierten Körpern mit einer spezifischen Form und einer erheblich größeren Wanddicke gemessen wurden, als bei Spritzgussteilen gängig. Die Tabellenwerte dienen daher nur dem gegenseitigen Vergleich zweier Werkstoffe, sind aber im Hinblick auf ihre reale Anwendbarkeit nicht ganz aussagekräftig. Die meisten präsentierten Werte wurden bei einer kurzzeitigen Beanspruchung gemessen und können deswegen nicht für Konstruktionsberechnungen und Analysen zur Dimensionierung langzeitig beanspruchter Teile herangezogen werden. Die Wahl des Werkstoffs wird zudem massiv von der thermischen Belastung des Bauteils beeinflusst, da sich die mechanischen und physikalischen Eigenschaften bei Temperaturschwankungen gravierend ändern.

Ein weiterer bedeutender Aspekt ist die Umweltbelastung, also alle festen, gasförmigen und flüssigen Stoffe, mit denen der Kunststoff während der Lebens-

dauer des Bauteils in Kontakt gerät. Diesen Einflüssen sind auch die UV-Strahlung, Feuchtigkeit, biologische Agenzien und weitere Faktoren zuzuordnen, denen das Produkt insbesondere bei Anwendungen im Außenbereich ausgesetzt ist. Ein wichtiges Kriterium für die Werkstoffwahl sind auch die Verfügbarkeit und eine etwaige Austauschbarkeit durch einen anderen Werkstoff. Der gewählte Werkstoff muss ferner den geforderten Montageansprüchen genügen (Eignung zum Ultraschallschweißen u. ä.) Bei einer Kombination des Kunststoffs mit einem anderen Werkstoff, vor allem mit einem Metall, ist der sehr unterschiedliche Wärmeausdehnungskoeffizient zu bedenken, der in diesem Fall bei Kunststoffen bis zu zehnmal höher ist. Deutlich geringer hingegen fällt im Vergleich zu Metallen der Wärmeleitkoeffizient von Kunststoffen aus. Bei der Wahl des Werkstoffs muss der Konstrukteur darüber hinaus auch das gewünschte Aussehen und die Oberflächenqualität des Bauteils für eine etwaige Veredelung beachten. Die Oberfläche eines Teils kann beispielsweise durch die Anwesenheit von Füllstoffen (vor allem Glasfasern) beeinflusst werden. Bei einer Kombination von Werkstoffen im Rahmen einer Baugruppe können zudem die Additive eines Werkstoffs in den anderen diffundieren (die Diffusion von Weichmachern aus der Oberfläche von PVC-Schläuchen in steifes Polymer, an das diese angeschlossen sind, was das steifere Polymer brüchig werden lässt). Ein weiterer Mangel, allerdings nur optischer Natur, sind die übrigen Monomere einiger Kunststoffe, die während der Konditionierung des Produkts bei höheren Temperaturen an die Oberfläche des Teils migrieren und dort helle bis weiße Schlieren bilden (z. B. Polyamidesbauteile).

- ***Faserverstärkte Polymere***

Faserverstärkte Polymere bieten eine äußerst interessante Möglichkeit der Kombination von Festigkeit und geringem Gewicht. Je nach Typ und Form der Verstärkung können diese Verbundwerkstoffe mechanische Eigenschaften erreichen, die mit jenen von Metallen vergleichbar sind, doch dabei eine deutlich geringere Dichte aufweisen, siehe Abb. 3.1. Bei verstärkten Kunststoffen spielt die Form des Füllstoffs eine große Rolle. Faserverstärkte Typen verursachen eine hohe Anisotropie der Endeigenschaften, während im Falle von Teilchenverstärkungen (Pulver, Plättchen u. ä.) oder bei der Verwendung von Organoblechen der Unterschied der Eigenschaften in den einzelnen Richtungen nicht so groß ist.

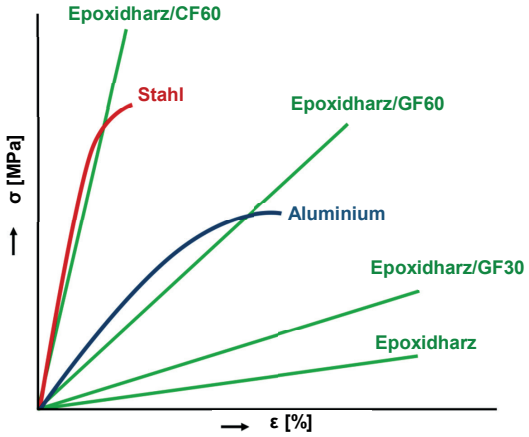


Abb. 3.1 *Vergleich der Zugeigenschaften ausgewählter Werkstoffe*

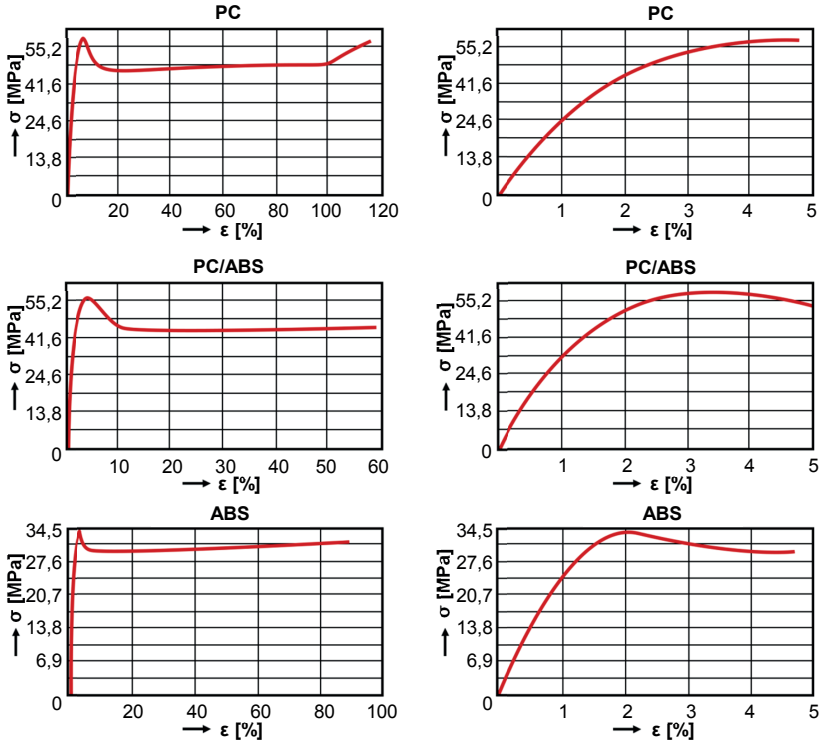


Abb. 3.2 *Beispiel für Zugkurven von Polymerblends (rechts: Detail bis der Dehnung 5 %)*

- ***Polymerblens***

Obwohl Kunststoffe im Prinzip nicht untereinander mischbar sind, gibt es Werkstoffgruppen, die bis zu einem gewissen Grad kompatibel sind und Mischungen (Blends) bilden können. Mischbare Polymere bilden eine Mischung mit einer einphasigen Struktur, während bei Mischungen aus teilweise mischbaren Polymeren die einzelnen Phasen zu erkennen sind, die jedoch untereinander eine gute Adhäsion aufweisen (PC/ABS), siehe Abb. 3.2. Die gegenseitige Interaktion der einzelnen Bestandteile der Mischung kann über verschiedene Kompatibilisatoren modifiziert werden, wodurch eine größere Anwendungsbandbreite des Endwerkstoffs erzielt werden kann; bei einer geeigneten Modifizierung der Phasengrenze können auch ansonsten nicht untereinander mischbare Polymere kombiniert werden. Durch eine Kombination verschiedener Kunststoffe kann ein Werkstoff mit besonderen Eigenschaften gewonnen werden oder einfach nur sein Endpreis gesenkt werden.

3.2 Steifigkeitsgerechte Konstruktion

Die am häufigsten angewendete Konstruktionsstrategie ist die *steifigkeitsgerechte Konstruktion*. Diese Vorgehensweise wird primär bei der Substitution von bestehenden Werkstoffen – vor allem von Metallen – gewählt, um das Gewicht eines Bauteils bei Bewahrung seiner Steifigkeit zu minimieren. Steifigkeit wird als Beziehung zwischen der angewendeten Spannung und der Verformung des Teils definiert und durch den Elastizitätsmodul ausgedrückt, siehe Abb. 3.2. Ein Grenzparameter ist der Verformungsgrad, der die kritische Grenze, die die Lebensdauer des Bauteils verringern oder dessen Funktionalität einschränken würde, nicht überschreiten darf. Aus diesem Blickwinkel kann – im Unterschied zur Strategie, die auf der Festigkeit eines Teils gründet – auch der Bereich der elastischen Verformung als kritische Grenze betrachtet werden. Primär wird die Steifigkeit durch den Werkstoff (die chemische Zusammensetzung, den Füllstoff u. ä.) gesteuert, eine nicht minder bedeutende Rolle kommt jedoch der Geometrie des Produkts zu. Die Steifigkeit eines Produkts lässt sich durch eine Steigerung der Wanddicke oder die Nutzung verstärkender Elemente wie etwa Verrippungen sowie erhabene oder abgesetzte Sicken gezielt erhöhen, siehe Abb. 3.3. Eine ineffektive Überdimensionierung der Wanddicke führt jedoch zu materieller und wirtschaftlicher

Verschwendung und ist oft mit einem häufigeren Auftreten von Produktmängeln verbunden. Nähere Informationen zum Thema Steifigkeit eines Teils siehe Kapitel 5.

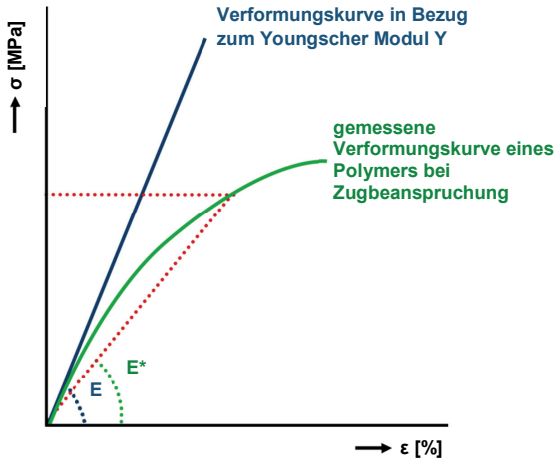


Abb. 3.2 *Darstellung des Elastizitätsmoduls an einem Graphen, der die Festigkeit des Werkstoffs veranschaulicht*

Bei der Anwendung gesteuerter Spannungsgrößen sind jene Bereiche eines Bauteils zu identifizieren, in denen sich die Belastung bündeln wird und sich eine Steigerung der Wanddicke oder die Verwendung verstärkender Elemente als wirksam erweist, indem die Spannung durch die größte Masse des Werkstoffs übertragen wird.

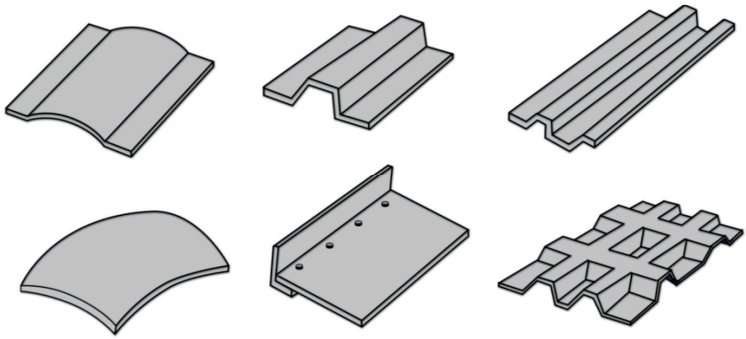


Abb. 3.3 *Beispiele für verstärkende Profile zur Steigerung der Bauteilfestigkeit*

Bei der Anwendung gesteuerter Deformationsgrößen ist die geforderte Abweichung (Durchbiegung) zu erreichen, ohne dass die angewandte Kraft erhöht werden muss, da sonst eine Überschreitung der Grenzspannung drohen würde. Ein Beispiel sind Filmscharniere oder Gelenkverbindungen, wo der Bereich, der der größten Verformung ausgesetzt ist, vielmehr gezielt dünner gestaltet wird, siehe Kapitel 6.4.

3.3 Festigkeitsgerechte Konstruktion

Die Festigkeit eines Teils geht zudem von den Materialeigenschaften, der Konstruktion des Bauteils und der Art seiner Beanspruchung aus, siehe Tab. 3.1. Im Gegensatz zur Steifigkeit versteht man unter Festigkeit jedoch die maximale Kraft, die auf ein Teil aufgebracht werden kann, bevor es zerstört wird. Das Grenzkriterium für die Anwendung ist jedoch nicht die Größe der Verformung, sondern das kritische Maß der Produktschädigung. Dabei kann es sich um erste Anzeichen von Rissen bis hin zum kompletten Versagen des Bauteils handeln.

Tab. 3.1 *Einfluss diverser Faktoren auf die mechanischen Eigenschaften von Kunststoffen*

Festigkeitseigenschaften	↑Temperatur	↑ Beanspruchungs-geschwindigkeit	↑ Masse % GF
Max. Spannung	↓	↑	↑
Streckspannung	↓	↑	↑
Nominelle Bruchdehnung	↑	↓	↓

Die Festigkeitseigenschaften wiederum werden von den standardmäßigen Spannung-Verformung-Kurven abgezogen; der wichtigste Wert ist dabei die Festigkeitsgrenze. Eine Konstruktion, die auf dem Konzept einer definierten Festigkeit des Bauteils basiert, sollte sich nach mehreren Regeln richten:

- Spannungskonzentratoren vermeiden (scharfe Kanten, Kerben, plötzliche Übergänge in der Wanddicke u. ä.),
- zu dünne Wandstärken vermeiden (vor allem bei Gewinden),
- die Konstruktion sollte optimalerweise in der Lage sein, Zugbeanspruchung in Druckbeanspruchung umzuwandeln (Kunststoffe haben in der Regel eine höhere Festigkeitsgrenze unter Druck als unter Zug),

- um eine maximale Festigkeit zu erreichen, den Werkstoff möglichst weit von der neutralen Achse konzentrieren (siehe Kapitel 5.3).

3.4 Beanspruchungsgerechte Konstruktion

Kunststoffe gehören zu den *viskoelastischen Werkstoffen* (siehe Kapitel 5.1), das heißt, dass sie auf jede Art von Beanspruchung in Abhängigkeit von zahlreichen Aspekten wie etwa der inneren Struktur (amorph, teilkristallin und vernetzt), der Außentemperatur etc. anders reagieren. Ihr allgemeiner Vorteil ist die Stoß- und Vibrationsdämpfung. ***Viskoelastische Werkstoffe*** *besitzen ein zeitabhängiges Verformungsverhalten bei Spannung und umgekehrt.* Als Beispiel sei ein Kunststoffträger genannt, der sogleich auf ein seiner Beanspruchung entsprechendes Niveau verformt wird, dessen Durchbiegung bei einer konstanten Krafteinwirkung jedoch nicht zum Stillstand kommt, sondern vielmehr zunimmt. Einen ähnlichen Verlauf nehmen auch Relaxationsprozesse, die im Träger nach Aufhebung der Außenspannung ablaufen. Metalle indessen zeichnen sich durch eine von der Beanspruchungseinwirkung unabhängige Verformung aus.

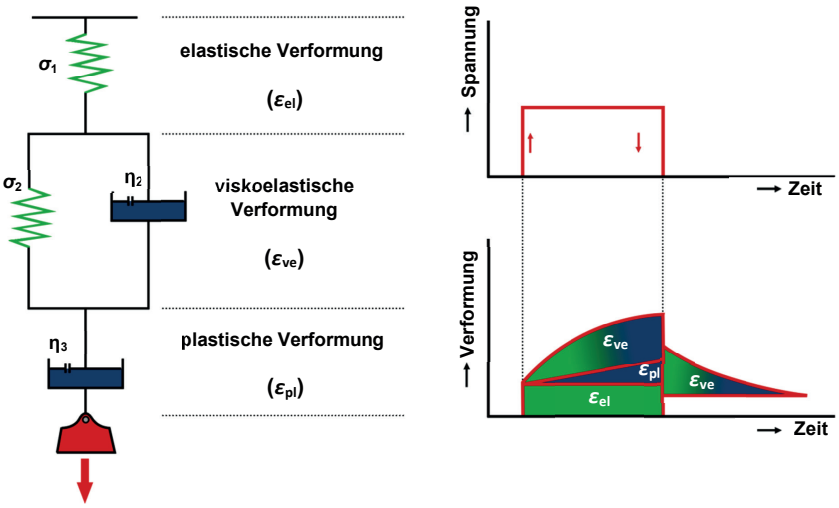


Abb. 3.4 *Zur Beschreibung des Verformungsverhaltens von Kunststoffen verwendetes Schema*

Die Verformung des viskoelastischen Werkstoffs selbst setzt sich aus drei Grundkomponenten zusammen: *plastische*, *elastische* und *verzögerte elastische Verformung*, siehe Abb. 3.4. Bei einer dynamischen Belastung werden im Werkstoff *Kriech-* und *Relaxationsprozesse* kombiniert. Wie bereits weiter oben erwähnt, hängt der Verlauf der Verformung von Kunststoffprodukten im Gegensatz zu Metallen stark von der Außentemperatur ab, wohingegen Metalle einen konstanten Elastizitätsmodul innerhalb eines breiten Bereichs der einwirkenden Bedingungen (Temperatur etc.) aufweisen. Bei Kunststoffen hingegen ist der Elastizitätsmodul nur im Falle von verstärkten Duroplasten und einigen technischen Kunststoffen innerhalb eines breiten Bereichs von äußeren Bedingungen konstant. Zur Festlegung verschiedener Berechnungsmodule, die für diverse Belastungsbedingungen angewendet werden können, wurden mehrere Methoden eingeführt, siehe Kapitel 5.2.

Die Belastungsarten lassen sich prinzipiell in zwei Gruppen aufteilen, und zwar im Hinblick auf die Beanspruchungszeit (kurz- und langzeitig) und den Charakter der Krafteinwirkung (statisch und dynamisch). Des Weiteren können je nach Beanspruchungsart und Richtung der Krafteinwirkung einzelne Belastungstypen unterschieden werden: Zug-, Druck- und Biegenbeanspruchung, siehe Abb. 3.5.

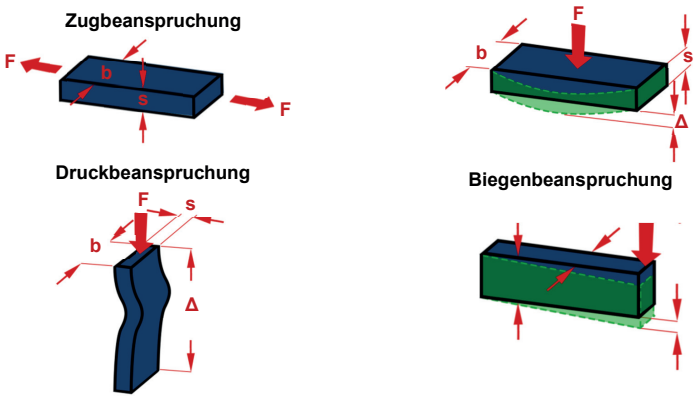


Abb. 3.5 *Die wichtigsten Beanspruchungstypen*

3.4.1 Kurzzeitige Beanspruchung

Zugbeanspruchung

Die Zugbeanspruchung ist eine typische Beanspruchungsart zur Definierung mechanischer Grundeigenschaften des Teiles. Während der Beanspruchung eines Körpers durch einen einachsigen Zug entsteht im Körper eine Normalspannung (σ), die direkt proportional zur angewandten Kraft (F) und indirekt proportional zur Ursprungsfläche (S_0) des senkrecht zur angewandten Kraft stehenden Körperquerschnitts ist, siehe Abb. 3.6.

$$\sigma = \frac{F}{S_0}\ [Pa] \tag{2}$$

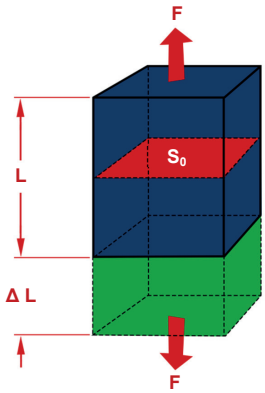


Abb. 3.6 *Standardisierte Zugprüfung – einachsige Beanspruchung*

Der Körper wird in Richtung der Krafteinwirkung verformt, die Endverformung entspricht dem Anteil der Größe der Längenänderung (ΔL) zur ursprünglichen Körperlänge (L_0), womit die relative Längenänderung (ε) definiert wird:

$$\varepsilon = \frac{\Delta L}{L_0} \cdot 100\ [\%] \tag{3}$$

Zwischen beiden Parametern liegt eine Abhängigkeit vor, die durch das *Hookesche Gesetz* (siehe Gleichung (4)) ausgedrückt wird; dieses ist jedoch nur im linearen Bereich des Spannung-Dehnungsdiagramms anwendbar.

$$\sigma = E_t \cdot \varepsilon\ [Pa] \tag{4}$$

Die Verformung verläuft je nach Spannung bei jedem Kunststoff anders und hängt aus Werkstoffsicht vor allem von der Morphologie und der Anwesenheit und Orientierung von Additiven ab. Mit zunehmender Spannung unterdrücken diese Faktoren allerdings die lineare Verformungsreaktion, womit der Geltungsbereich des standardmäßigen Elastizitätsmoduls, der für Metalle typisch ist, verschwindet. Eine Übersicht über Elastizitätsmodule (E_t) und Zugfestigkeit (σ_m) für ausgewählte Werkstoffe bietet Tab. 3.2 und Tab. 3.3.

Tab. 3.2 *Typische Zugeigenschaften ausgewählter Thermoplaste*

Thermoplaste	E_t [MPa]	σ_m [MPa]
PE-HD - Polyethylen hoher Dichte	700 – 1 400	18 - 35
PE-LD - Polyethylen niederer Dichte	200 - 500	8 - 23
PS - Polystyrol	3200	45 - 65
PA 6 (feucht) - Polyamid 6	1 100 – 1 500	45 - 50
PC - Polycarbonat	2 100 – 2 400	56 - 67
PMMA - Polymethylmethacrylat	2 700 – 3 200	50 - 77
PVC-U - Polyvinylchlorid - hart	1 000 – 3 500	50 - 75
PVC-P - Polyvinylchlorid - weich	1 – 1 000	10 - 25
PP - Polypropylen	1 100 – 1 300	21 - 37
ABS - Acrylnitril-Butadien-Styrol	1 900 – 2 700	32 - 45
POM - Polyoxymethylen | Polyacetal | Polyformaldehyd	2 800 – 3 200	62 - 70
PET - Polyethylenterephthalat	2 700 – 3 100	40 - 47
PEEK - Polyetheretherketon	3 350 – 4 700	72 - 113
SAN - Styrol-Acrylnitril	3 600	75
PP/GF30 - Polypropylen mit 30 Gew.-% Glasfasern	5 600 – 6 600	85 - 110
PA 6/GF30 (feucht) - Polyamid 6 mit 30 Gew.-% Glasfasern	5 100 – 6 500	90 - 110
PP/T - Polypropylen mit Talk	2 400 – 4 900	25 - 30
PP/M - Polypropylen mit Mineralfüllstoff (Kreide)	3 000	32
PVC/M - Polyvinylchlorid mit Mineralfüllstoff (Kreide)	3 200	32

Tab. 3.3 Typische Zugeigenschaften ausgewählter Duroplaste

Duroplaste	E_t [MPa]	σ_m [MPa]
PF - Phenol-Formaldehyd	5 600 – 12 000	25
UF - Harnstoff-Formaldehyd	7 000 – 10 500	30
MF - Melamin-Formaldehyd	4 900 – 9 100	30
UP - Ungesättigte Polyester-Harze	14 000 – 20 000	30
EP - Epoxid-Harze	21 500	30 - 40

Druckbeanspruchung

Die Druckbeanspruchung ähnelt der Zugbeanspruchung, daher besteht zwischen den Druck- und den Zugeigenschaften eine Analogie. Aus Sicht der Verformung handelt es sich um eine Umkehrung des Zugversuchs (die Kraftwirkung ist genau entgegengesetzt). Anhand des Druckverlaufs des Spannung-Dehnungs-Diagramms können auch der Elastizitätsmodul und die Druckfestigkeit abgelesen werden. Der Grenzwert, bei dem der Körper beschädigt wird, wird als Zusammendrückbarkeit bezeichnet. Wenn keine Ergebnisse von Druckversuchen zur Verfügung stehen, werden die Zuggrenzwerte herangezogen, die in der Regel niedriger sind, siehe Abb. 3.7. Tabelle 3.4 enthält eine Übersicht der Druckfestigkeit (σ_M) von ausgewählten Werkstoffen.

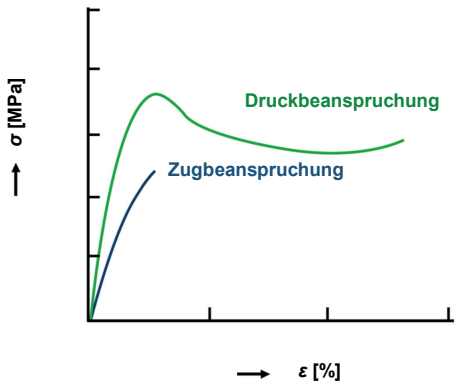


***Abb. 3.7** Vergleich der Zug- und Druckeigenschaften des Polymers*

Tab. 3.4 Typische Druckfestigkeit von ausgewählten Polymeren

Thermoplaste	σ_M [MPa]
PMMA - Polymethylmethacrylat	110
PTFE - Polytetrafluorethylen	12
PP/GF30 - Polypropylen mit 30 Gew.-% Glasfasern	60
PA 6/GF30 - Polyamid 6 mit 30 Gew.-% Glasfasern	160
PA 6.6/GF30 - Polyamid 6.6 mit 30 Gew.-% Glasfasern	170
Duroplaste	**σ_M [MPa]**
PF - Phenol-Formaldehyd	170
UF - Harnstoff-Formaldehyd	200
MF - Melamin-Formaldehyd	200
PUR - Polyurethan	100

Biegenbeanspruchung

Die Biegebeanspruchung zählt zu den häufigsten mechanischen Beanspruchungsarten, denen Kunststoffteile ausgesetzt werden. Bei Beanspruchung durch Biegemoment baut sich in einem Teil des Körpers eine Zugspannung, im anderen Teil des Körpers eine Druckspannung auf; entscheidend ist dabei die Lage der Neutralachse, siehe Abb. 3.8. Die Spannung im Träger wird durch das Verhältnis (5) definiert, (M) ist dabei das Biegemoment, (c) der Abstand der Außenfasern zur neutralen Achse und (I) das Trägheitsmoment. Das Verhältnis zwischen dem Trägheitsmoment und dem Abstand der Außenfasern zur neutralen Achse kann durch das Widerstandsmoment (W) ersetzt werden:

$$\sigma = \frac{M \cdot c}{I} = \frac{M}{W} \; [Pa] \tag{5}$$

Die Durchbiegung eines eingespannten Trägers wird mit dem Verhältnis (6) beschrieben, (F) ist dabei die angewandte Kraft, (L) die Länge des eingespannten Trägers, (E) der Elastizitätsmodul und (I) das Trägheitsmoment. Wird der Zug-Elastizitätsmodul (E_t) herangezogen, ist die daraus resultierende Durchbiegung (y) um ca. 13 % niedriger als beim Biegemodul (E_f). Tabelle 3.5 enthält eine Übersicht der Biegekennzahlen von ausgewählten Kunststoffen. Weitere Beziehungen für die

Spannung und Durchbiegung in Abhängigkeit von der einwirkenden Kraft, der Abstützung und Befestigung des Trägers sind auf der Abb. 3.9.

$$y = \frac{F \cdot L^3}{3 \cdot E \cdot I} \; [mm] \tag{6}$$

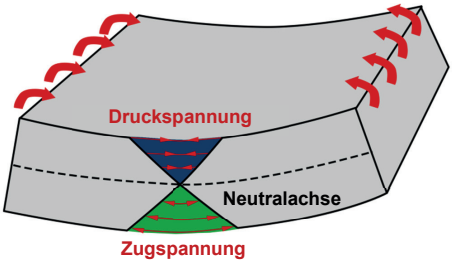
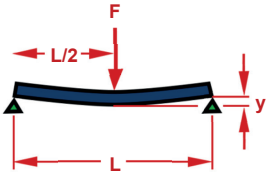


Abb. 3.8 *Verteilung der Spannung im Schnitt des Körpers durch Biegebeanspruchung*

Tab. 3.5 *Typische Biegeeigenschaften von ausgewählten Kunststoffen*

Thermoplaste		E_f [MPa]	σ_{fm} [MPa]
ABS - Acrylnitril-Butadien-Styrol		2 300	74
POM - Polyoxymethylen	Copolymer	2 590	90
	Homopolymer	2830	97
PA6 - Polyamid 6	2,5 % Feuchtigkeit (feucht)	2 827	-
	≤ 0,2 % Feuchtigkeit (trocken)	1 207	-
PC - Polycarbonat		2 340	93
PE - Polyethylen		861	-
PP - Polypropylen		1 295	48

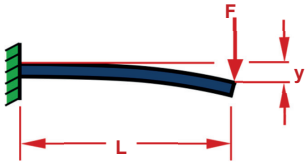
Statisch bestimmter Träger mit zwei Stützen, beansprucht durch eine Einzelkraft



$$\sigma = \frac{F \cdot L}{4 \cdot W} \; [MPa]$$

$$y = \frac{F \cdot L^3}{48 \cdot E \cdot I} \; [mm]$$

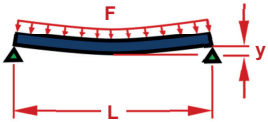
Statisch bestimmter eingespannter Träger, beansprucht durch eine Einzelkraft



$$\sigma = \frac{F \cdot L}{W} \; [MPa]$$

$$y = \frac{F \cdot L^3}{3 \cdot E \cdot I} \; [mm]$$

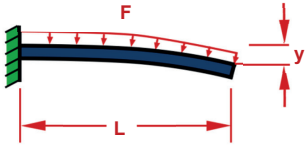
Statisch bestimmter Träger mit zwei Stützen, beansprucht durch eine ununterbrochene Kraft



$$\sigma = \frac{F \cdot L}{8 \cdot W} \; [MPa]$$

$$y = \frac{5 \cdot F \cdot L^3}{384 \cdot E \cdot I} \; [mm]$$

Statisch bestimmter eingespannter Träger, beansprucht durch eine ununterbrochene Kraft



$$\sigma = \frac{F \cdot L}{2 \cdot W} \; [MPa]$$

$$y = \frac{F \cdot L^3}{8 \cdot E \cdot I} \; [mm]$$

Abb. 3.9 *Ausgewählte Beziehungen für Spannung und Durchbiegung je nach einwirkender Kraft, Abstützung und Befestigung des Trägers*

Schubbeanspruchung

Zwei Werkstoffvolumen gleiten an der Grenzlinie infolge der wirkenden (Schub-) Kräfte aufeinander. Bei einer derartigen Beanspruchung lässt sich die Verformung sehr schwer messen. Die Schubspannung (τ) entsteht tangential in den zu den einwirkenden Kräften parallel liegenden Ebenen, siehe Abb. 3.10. Auch bei dieser Art der Verformung gilt das Hookesche Gesetz, wo die Schubspannung zur Festigkeit des Materials, die vom Schubmodul (G) und der Schiebung (γ) charakterisiert wird, proportional ist; siehe Gleichung (7).

$$\tau = G \cdot \gamma = \frac{F}{S_0} \; [Pa] \tag{7}$$

$$S_0 = b \cdot c \; [mm^2] \tag{8}$$

Die Schiebung wird als Verhältnis der Schubverformung (Δs) am Arm (a) definiert:

$$tg(\gamma) = \frac{\Delta s}{a} \tag{9}$$

Die Schubverformung kann durch die Gleichung (10) ausgedrückt werden:

$$\Delta s = \frac{F \cdot a}{G \cdot S_0} \, [mm] \tag{10}$$

Einer massiven Beanspruchung durch Schubkräfte werden am häufigsten Kunststoffe ausgesetzt, die als Nietstifte, Schrauben, Dichtungs- und Ausgleichsgummielemente eingesetzt werden. Bei solchen Anwendungen wirken die Schubkräfte in der Regel in Verbindung mit Biegekräften, die jedoch vernachlässigbar sind. Die höchste Schubspannung liegt wiederum an den Außenfasern an.

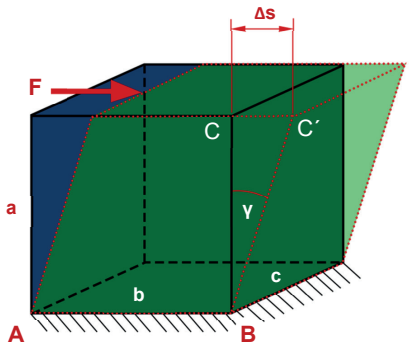


Abb. 3.10 *Schubverformung eines Körpers*

Abbildung 3.11 zeigt die Verteilung der Schubspannung in verschiedenen Profilen des Körpers. Die Grenzschubspannung kann vereinfacht anhand der Zugkennwerte des Werkstoffes als 0,5 der Streckspannung bzw. 0,58 der max. Spannung geschätzt werden.

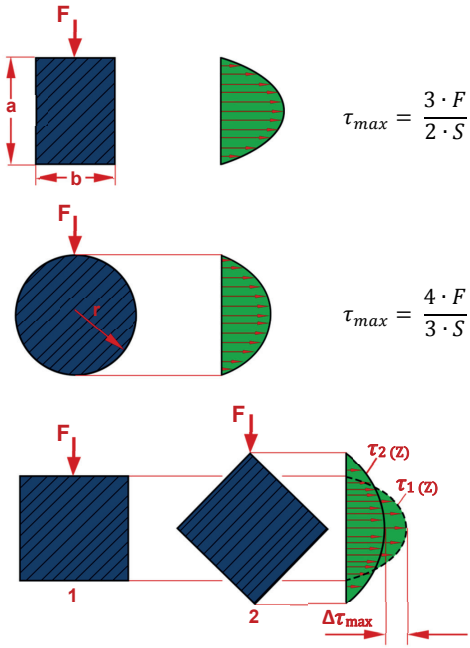


Abb. 3.11 *Verlauf der Spannung im Querschnitt eines Körpers bei Schubbeanspruchung*

Das Verhältnis zwischen dem Elastizitätsmodul bei Schub (G) und Zug (E_t) wird in der Gleichung (11) ausgedrückt, die die Bedeutung der Poissonzahl (υ) verdeutlicht, obwohl diese primär zur Beschreibung der Verformung bei Metallen entstanden ist.

$$G = \frac{E_t}{2\,(1+\upsilon)}\ [Pa] \tag{11}$$

Stoßbeanspruchung

Bei der Stoßbeanspruchung werden die Körper pulsartig beansprucht, wobei die Materialstruktur und das Profil des Bauteils in der Lage sein sollten, diese Stöße (kinetische Energie) abzufangen, siehe Abb. 3.12. Die Fähigkeit, der Stoßbeanspruchung standzuhalten, hängt auch von der einwirkenden Temperatur und der Geschwindigkeit der Beanspruchung ab. Allgemein gilt, dass Werkstoffe mit einer hohen Zähigkeit beständiger gegen diese Art von Beanspruchung sind. Die wichtigste Konstruktionsanforderung für Profile, die eine Stoßbeanspruchung

aushalten sollen, besteht in der Minimierung der Spannungskonzentratoren, siehe Kapitel 5.7. Die Beanspruchung sollte über eine möglichst große Fläche verteilt werden. Eine der Methoden zur Ermittlung der durch die Stoßbeanspruchung entstandenen Spannung ist die Berechnung der Durchbiegung des Bauteils bei statischer Beanspruchung. Die statische Durchbiegung kann mit einem Verstärkungsfaktor multipliziert werden, um die Spannung und Verformung bei einer dynamischen Beanspruchung ungefähr feststellen zu können. Die Berechnungen dienen zur Orientierung und müssen mit einem experimentellen Versuch verifiziert werden. Der Verstärkungsfaktor (K_D) kann mithilfe der Formel (12) ermittelt werden, die das Verhältnis zwischen der statischen Durchbiegung (y_{stat}) und der Höhe, aus welcher der zur Stoßbeanspruchung führende Körper herabfällt (h), enthält.

$$K_D = 1 + \sqrt{1 + \frac{2\,h}{y_{stat}}} \tag{12}$$

Die dynamische Durchbiegung (y_{dyn}) und Spannung (σ_{dyn}) im Körper weist anschließend die in den Gleichungen (13) und (14) festgehaltene Form auf.

$$y_{dyn} = K_D \cdot y_{stat}\ [mm] \tag{13}$$

$$\sigma_{dyn} = K_D \cdot \sigma_{stat}\ [Pa] \tag{14}$$

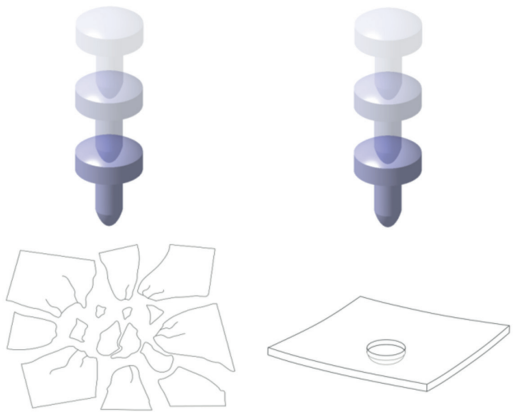


Abb. 3.12 *Verformung des Bauteiles bei der Stoßbeanspruchung: brüchig (links), zäh (rechts)*

Vorhandene Informationen über die Stoßzähigkeit von Polymeren (siehe Tab. 3.6) gehen von standardisierten Versuchen (vor allem nach Izod und Charpy) aus. Die Testkörper sind jedoch relativ dickwandig, die Tabellenwerte bieten daher keine Auskunft über das realistische Verhalten der jeweiligen Geometrie des Kunststoffteiles bei seiner Stoßbeanspruchung (sie sind nur zum gegenseitigen Vergleich verschiedener Werkstoffe geeignet). Im Hinblick auf die wechselseitige Wirkung vieler Faktoren ist es wichtig, ein für die Stoßbeanspruchung dimensioniertes Bauteil für die entsprechende Beanspruchung zu optimieren.

Tab. 3.6 *Übersicht der Stoßeigenschaften von ausgewählten Polymeren*

Polymer	Modifikation	Dichte	Kerbschlagzähigkeit Charpy		Schlagzähigkeit Charpy	
			23 °C	-30 °C	23 °C	-30 °C
		[g/cm^3]	[kJ/m^2]	[kJ/m^2]	[kJ/m^2]	[kJ/m^2]
ABS	-	1,04	22	8	180	100
POM	-	1,41	5,5	x	150	x
PA 6*	-	1,20	5	4	N	N
PA 6*	CF30	1,26	11	7,5	70	65
PA 6*	GF30	1,41	12	9	80	60
PA 6.6	-	1,14	4,5	x	N	X
PA 6.6	GF30	1,37	12	x	70	X
PC	-	1,19	10	10	N	N
PC/ABS	GF20	1,25	5	x	30	x
PBT	GF30	1,55	8	10	42	40
PBT	-	1,31	8	7	N	x
SAN	-	1,08	2	x	16	16
PP	GF30; homopolymer	1,13	9	8	48	45
PP	kopolymer	0,90	74	10	N	N
PET	GF30	1,60	8,8	8,8	28	28
PET	-	1,32	6	x	N	x

** trocken; x – nicht gemessen; N – kein Bruch; GF – Glasfasern; CF – Kohlenfasern*

Torsionsbeanspruchung

Die Schubspannung tritt auch bei einer Torsionsbeanspruchung auf, wobei das Bauteil beim Überschreiten der Schubfestigkeit des Werkstoffes beschädigt wird. Im Gegensatz zur Zug- und Biegebeanspruchung wirkt die Spannung nicht senkrecht zum Querschnitt, sondern direkt in der Querschnittsebene, siehe Abb. 3.13. Die Verformung führt zu keiner Längenveränderung des Körpers, sondern zur

Verdrehung seiner Elemente, siehe Abb. 3.14. Wenn für den jeweiligen Werkstoff keine konkreten Werte aus Torsionsversuchen bekannt sind, wird die halbe Zugfestigkeit als Obergrenze für die Schubbeanspruchung herangezogen. Die Schubspannung wird durch die Gleichung (15) ausgedrückt, (M_K) ist dabei das Drehmoment, (r) der Radius der Stange und J_P das polare quadratische Moment, das durch das Torsionswiderstandsmoment (W_K) ersetzt werden kann.

$$\tau = \frac{M_K \cdot r}{J_P} = \frac{M_K}{W_K} \, [Pa] \tag{15}$$

Der Torsionswinkel kann durch das Verhältnis (16) ausgedrückt werden, neben den bereits bekannten Größen ist (G) der Schub-Elastizitätsmodul und (L) die Länge der verdrehten Stange:

$$\varphi = \frac{180}{\pi} \cdot \frac{M_K \cdot L}{G \cdot J_P} \, [rad] \tag{16}$$

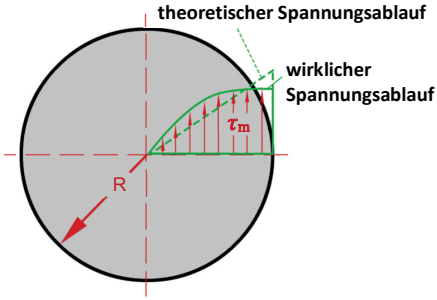


Abb. 3.13 *Verteilung der Spannung im Querschnitt eines Körpers bei Torsionsbeanspruchung*

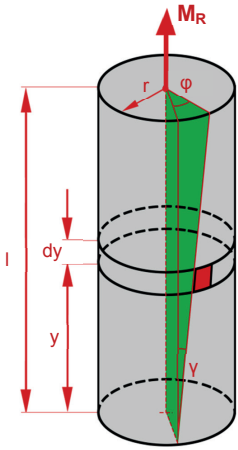


Abb. 3.14 *Verformung eines Körpers bei Torsionsbeanspruchung*

3.4.2 Langzeitbeanspruchung

Werkstoffkennwerte, die bei einer Langzeitbeanspruchung gemessen werden, sind aus Konstruktionssicht viel aussagekräftiger (Mindestdauer der Beanspruchung 1 000 Stunden, unter 100 Stunden sind die Testergebnisse nicht aussagekräftig, siehe Abb. 3.15).

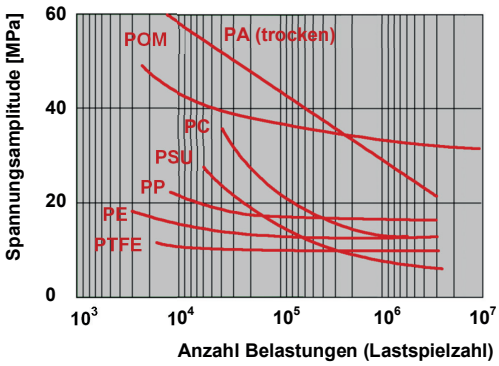


Abb. 3.15 *Schematische Wöhler-Kurve für verschiedene Kunststoffe*

Bei der Langzeitbeanspruchung werden zwei Arten der Beanspruchung betrachtet: die statische und die dynamische Beanspruchung (zyklisch-symmetrisch, nicht symmetrisch, schwellend usw.). Bei der statischen Langzeitbeanspruchung kommt es zum *Kriechen*, die dynamische (zyklische) Beanspruchung führt zu *Schwingbrüchen*. Der Verlauf beider Erscheinungsformen hängt von der Werkstoffart, der Größe der Beanspruchung, der Umgebung und Bauteilkonstruktion ab. Die gemessenen Kriechdaten werden an einer logarithmischen Skala dargestellt (Dehnung-Zeit, siehe Abb. 3.16). Der Grafik kann die Ermüdungsgrenze entnommen werden, die als maximale Spannung definiert ist, bei der die Haltbarkeit des Bauteils während der jeweiligen Beanspruchungsdauer gewährleistet ist. Allgemein gilt, dass die Grenzspannung bei nichtverstärkten Kunststoffen von 20 % bis 30 % der Festigkeitsgrenze bei Kurzzeitversuchen beträgt.

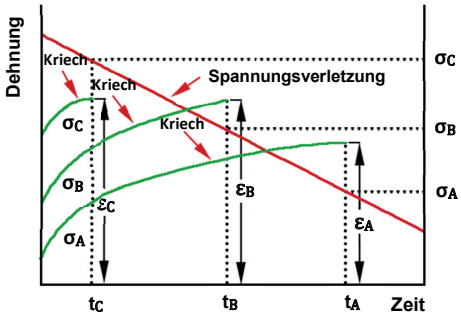


Abb. 3.16 *Ermittlung der Ermüdungsgrenze anhand der Kriechkurven*

Die dynamische bzw. zyklische Beanspruchung eines Bauteils ist vor allem mit der Materialermüdung verbunden. Bei einer derartigen Beanspruchung wird ein Bauteil bereits bei Spannungswerten beschädigt, die bei einer kurzzeitigen Einwirkung keinen Defekt verursachen würden. Die Hauptursache sind vor allem sich ausbreitende Mikrorisse im Werkstoff. In der ersten Phase, in der die Struktur durch Schwingbrüche eine Vorschädigung zugefügt bekommt, entsteht bei Langzeitbeanspruchung das sog. *Crazing* (Mikrorisse, siehe Abb. 3.17). Diese Erscheinung ist für amorphe Thermoplaste (PMMA, PC, PS, PVC) typisch. Bei teilkristallinen Werkstoffen kommt sie zwar auch vor, ist aber nicht so gut sichtbar. In der weiteren Folge tritt aufgrund der einwirkenden Spannung eine

Spannungsrissbildungen auf. Die Ermüdungseigenschaften des Werkstoffes werden standardmäßig in Form von S-N-Kurven (Spannung-Anzahl der Zyklen bis zum Bruch) dargestellt, aus welchen auch die Grenzspannung für die zyklische Beanspruchung ersichtlich ist, sog. *Dauerfestigkeit*.

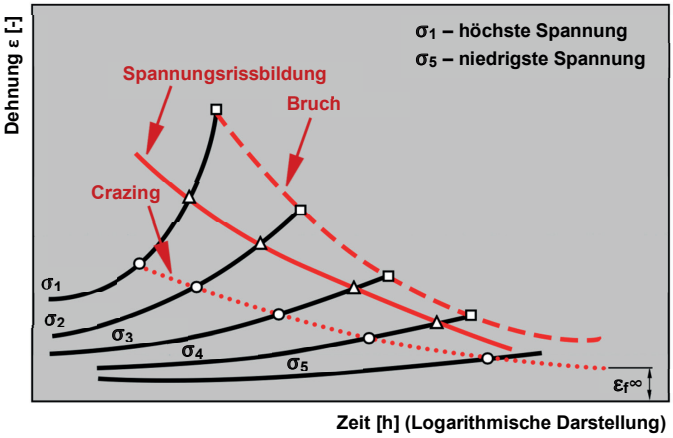


Abb. 3.17 *Verformung von Polymeren bei Langzeitbeanspruchung - Kriechkurve (plastisch, Entstehung von Mikrorissen, Bruch)*

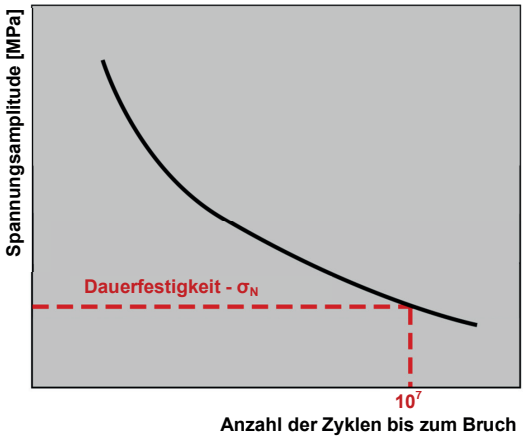


Abb. 3.18 *Spannungs-Lebenszyklus-Kurve (Wöhlerkurve)*

Die angewandte Spannung sollte im Optimalfall unterhalb der Linie, die als Dauerfestigkeit bzw. Dauerbelastungsgrenze bezeichnet wird, liegen, siehe Abb. 3.18. Wie sich aus dem dargestellten Ablauf ergibt, nimmt die Größe der anwendbaren Belastung mit der steigenden Anzahl der Zyklen wesentlich ab. Mit zunehmender Frequenz und Temperatur geht die Ermüdungsfestigkeit zurück, siehe Abb. 3.19. Aufgrund der viskoelastischen Eigenschaften der Kunststoffe kann es während der zyklischen Beanspruchung zu einer Reibung im Material und Hitzeentwicklung kommen. Im Vergleich zu amorphen Kunststoffen sind teilkristalline Kunststoffe anfälliger für eine Beschädigung infolge von Materialermüdung.

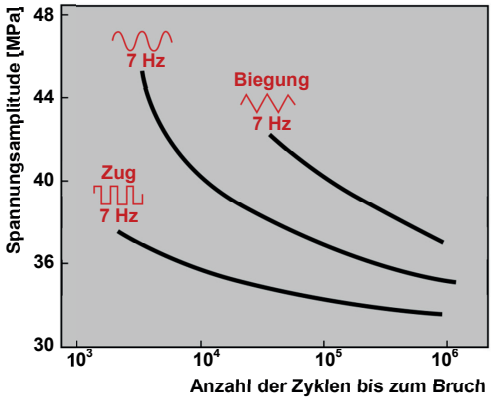


Abb. 3.19 *Spannungs-Lebenszyklus-Kurve (Wöhlerkurve) für PA 6.6/GF in drei zyklischen Modellen*

3.5 Konstruktion, die dem Aussehen des Produkts gerecht wird

Um die gewünschte Oberflächenqualität und optische Eigenschaften des Bauteiles zu erreichen, ist eine sorgfältige Werkstoffauswahl wichtig. Bei glasfaserverstärkten Kunststoffen beispielsweise kann die Oberflächenqualität des Produkts infolge von schwankenden technologischen Produktionsparametern beeinträchtigt werden, siehe Abb. 3.20.

Aus Konstruktionssicht lässt sich die Entstehung von Einfallstellen und Bindenähten wesentlich beeinflussen, Lufteinschlüsse können minimiert werden etc. Solche Mängel hängen vor allem mit der Konstruktion der Form zusammen

(Verteilung und Dimensionierung der Angusskanäle, Verwendung von Entlüftungskanälen usw.). Insbesondere scharfe Kanten und plötzliche Schwankungen bei der Wanddicke, die zur Materialdegradation führen können, sind problematisch; neben einer Verschlechterung der mechanischen Eigenschaften verändert sich im Bereich dieser kritischen Stellen die Farbe bzw. der Glanz im Vergleich zum restlichen Produkt. Eine weitere Gruppe von Fehlern, die das Aussehen des Produkts wesentlich beeinträchtigen, bilden *Einfallstellen* bzw. *Lunker*, siehe Abb. 3.21.

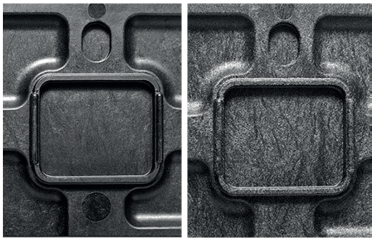


Abb. 3.20 *Einfluss der Formtemperatur auf die Oberflächenqualität eines Spritzussteiles aus glasfaserverstärktem Kunststoff (links: höhere Werkzeugtemperatur, rechts: niedrigere Werkzeugtemperatur)*

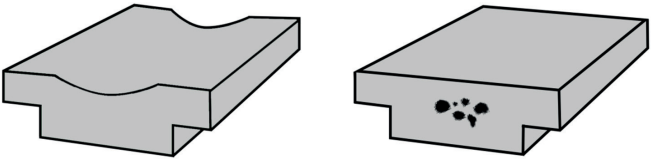


Abb. 3.21 *Einfluss einer ungleichmäßigen Wanddicke auf die Bildung von Einfallstellen (links) und Lunkern (rechts)*

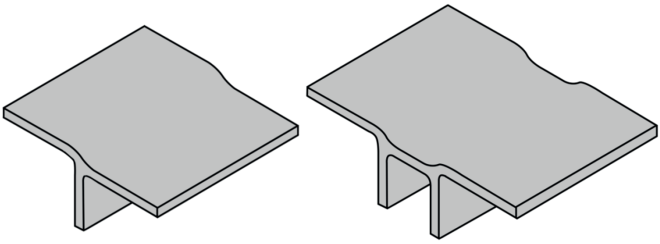


Abb. 3.22 *Mögliche Profilabstufung zur Minimierung von optischen Fehlern (Einfallstellen, Rippenabzeichnung usw.)*

Diese Defekte werden primär durch eine Materialanhäufung (eine unangemessene lokale Wandverstärkung, Anbindung von Rippen usw.) und eingeschränkte Möglichkeiten der Nachdruckwirkung verursacht. Im Hinblick auf das Design lassen sich kleinere Einfallstellen in Form von Oberflächentexturen oder Übergängen kaschieren; dadurch können ebene Flächen, an der die Einfallstellen entstehen, vermieden werden, siehe Abb. 3.22.

Das Aussehen des Produkts kann auch durch *Bindenähte* beeinträchtigt werden, diese sind im Kapitel 5.6 näher beschrieben. Generell entstehen Bindenähte beim Verbinden von zwei Schmelzfronten. Sie können nicht nur das Aussehen, sondern auch die Funktion des Produkts negativ beeinflussen. Ihre Position kann mithilfe von Füllanalysen für Kunststoffwerkzeuge vorhergesagt werden. Durch die Veränderung der Position der Angüsse und der Bauteilkonstruktion können Bindenähte verschoben werden, damit sie keine Gefahr für die Beschädigung des Kunststoffteils darstellen. Eine Verschiebung der Angüsse bei einer bestehenden Form ist jedoch – insbesondere bei einem Heißkanalsystem – in der Regel kostspielig.

3.6 Konstruktion, die der Produktgenauigkeit gerecht wird

Die Genauigkeit von Kunststoffprodukten hängt von der jeweiligen Produktionstechnologie ab. Die genauesten Abmessungen werden mit dem Spritzgussverfahren und der Extrusion erreicht. Beim Spritzgussverfahren spielen zum Beispiel auch die Genauigkeit des Produktionswerkzeugs und die Position der Angüsse eine bedeutende Rolle. Zu den Faktoren, die sich auf die Genauigkeit des Endprodukts auswirken, zählen der Werkstoff, die Maschine, das Werkzeug und die technologischen Bedingungen des Prozesses. Um sehr enge Toleranzbereiche einhalten zu können, sind eine genaue Prozesskontrolle sowie eine Kompensation der Materialschwindung (während der Kühlungsphase) erforderlich. Die *Schwindung* ist vor allem bei teilkristallinen Werkstoffen ein Problem, da es beim Abkühlen zu einem Phasenübergang kommt (ein Teil des Volumens kristallisiert). Weniger problematisch ist die Schwindung bei der Verarbeitung von amorphen Polymeren. Allgemein wird die Schwindungstendenz eines Polymers durch die Zugabe von anorganischen Füllstoffen reduziert. Faserfüllstoffe erhöhen jedoch die Anisotropie der Schwindung. Bei faserverstärkten Polymeren ist die Schwindung in Richtung der

Verstärkung wesentlich geringer als senkrecht zur Verstärkungsrichtung; nicht verstärkte Kunststoffe verhalten sich dagegen genau umgekehrt, siehe Abb. 3.23.

Ein weiterer wichtiger Faktor ist die Wasseraufnahmefähigkeit des Materials, welche sich massiv auf die Geometrie des Endprodukts auswirkt. Die endgültigen Maße des Bauteils und die anwendbaren Toleranzbereiche werden jedoch durch viele weitere Faktoren beeinflusst, siehe Kapitel 5.9. Allgemeine Konstruktionsempfehlungen gehen davon aus, dass beim Erzeugnis eine einheitliche Wanddicke eingehalten wird und schwer abkühlbare Profile vermieden werden (schmale lange Profile, Ecken usw.). Dünne Wände reagieren empfindlich auf die Orientierung der Makromoleküle, da dünnwandige Teile schnell gefüllt werden müssen, die Hitzeableitung jedoch den Prozess der Materialrelaxation und die Nachdruckwirkung zur Kompensation der Materialschwindung limitiert. Auch die Dimensionierung der Angüsse spielt daher eine grundlegende Rolle, wobei ein Kompromiss zwischen der Genauigkeit des Bauteils und der Produktivität erreicht werden muss. Bei der Konstruktion von Präzisionsbauteilen müssen auch die notwendigen Entformungsschrägen berücksichtigt werden.

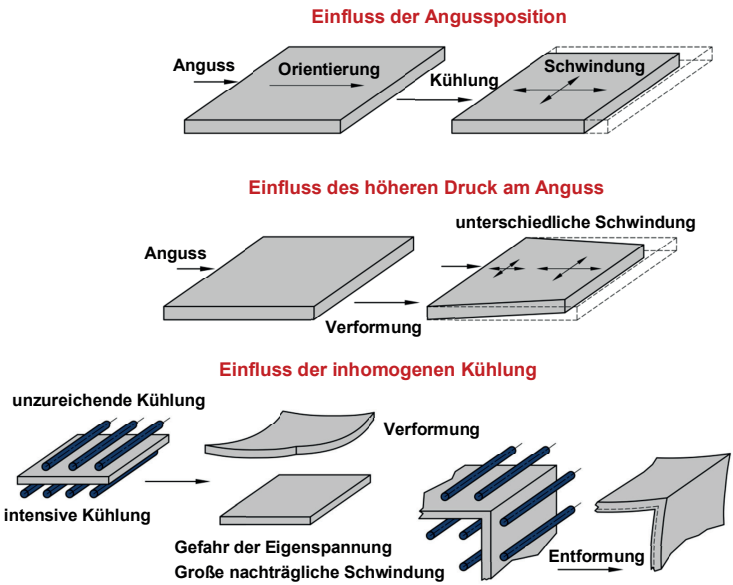


Abb. 3.23 *Unterschied in der Produktschwindung im Hinblick auf die Orientierung der Makromoleküle und des Füllerstoffes (in Richtung des Schmelzgusses und senkrecht dazu)*

Einer der letzten Konstruktionsschritte vor der Herstellung des Produktionswerkzeugs ist die Optimierung der Geometrie unter Berücksichtigung der Herstellbarkeit des Produkts mit der gewählten Technologie. Das Ziel besteht darin, ein fertiges Bauteil zu erhalten, ohne weitere Operationen vornehmen oder zu komplizierte Produktionswerkzeuge entwerfen zu müssen. Im Idealfall sollten Kunststoffteile so entworfen werden, dass die Produktion voll automatisch laufen kann. Bei dieser Konstruktionsstrategie werden die rheologischen Eigenschaften der Werkstoffe (Viskosität) und die daraus resultierende maximale Schmelzflusslänge je nach Wanddicke des Produkts berücksichtigt, siehe Abb. 3.24.

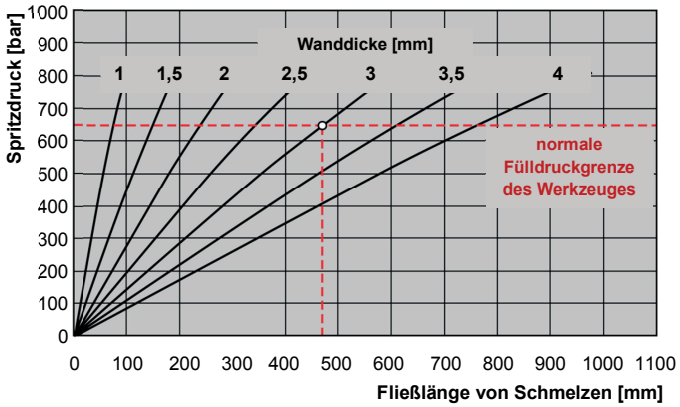


Abb. 3.24 *Maximale erreichbare Schmelzflusslänge im Verhältnis zur Wanddicke des Kunststoffteiles und weiteren technologischen Parametern*

Darüber hinaus sind Begleiterscheinungen (Schwindung, Orientierung der Makromoleküle und des Füllstoffes usw.), eine gleichmäßige und schnelle Füllung des Formhohlraums, die Notwendigkeit einer gleichmäßigen Hitzeableitung aus dem gesamten Produktvolumen und die Vermeidung von zu großen oder zu kleinen Wanddicken zu beachten, siehe Abb. 3.25.

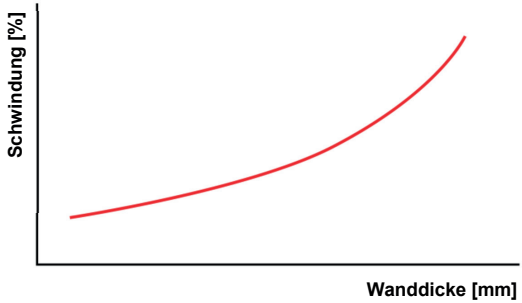


Abb. 3.25 *Verhältnis zwischen Wanddicke und Schwindung des Kunststoffteiles*

3.8 Recyclinggerechte Konstruktion

Im Trend liegen derzeit Konstruktionslösungen, bei denen auch einer möglichen Verwendung nach Ende des Produktlebens Rechnung getragen wird. Recyclingkunststoffe können dort einen Nutzen finden, wo keine hohen Qualitätsanforderungen an das Material gestellt werden. Größere Baugruppen, bei denen verschiedene Werkstoffe kombiniert werden, sollten sich wieder leicht demontieren lassen (Einsatz von integrierten Verbindungselementen und spezielle Geometrie zum einfachen Herausnehmen von Metallinserts, siehe Abb. 3.26), damit allgemein nicht mischbare Kunststoffe nicht vermengt werden (siehe Tab. 3.7).

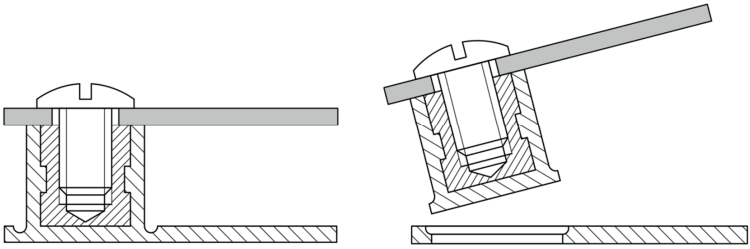


Abb. 3.26 *Lokale Wandverdünnung zum einfachen Ausbau des Einsatzes aus einem anderen Material*

Die ungünstigste Verbindungstechnik bei Kunststoffen aus Sicht der Recyclebarkeit, sind Verbindungen mithilfe von Adhäsionsmitteln, die eine

Kontaminierung der Oberfläche verursachen. Zur einfachen Identifizierung von Kunststoffteilen werden Recyclingsymbole verwendet, um die Verwertung von Kunststoffabfällen zu vereinfachen. Die ersten sechs Gruppen bezeichnen die am häufigsten eingesetzten Kunststoffe, siehe Tab. 3.8

Tab. 3.7 *Mischbarkeit von ausgewählten Kunststoffen*

Kunststoff	PE	PVC	PS	PC	PP	PA	POM	SAN	ABS	PBT	PET	PMMA
PE	■	□	□	□	■	□	□	□	□	□	□	□
PVC	□	■	□	□	□	□	□	■	●	□	□	■
PS	□	□	■	□	□	□	□	□	□	□	□	□
PC	□	○	□	■	□	□	□	■	■	■	■	■
PP	■	□	□	□	■	□	□	□	□	□	□	□
PA	□	□	○	□	□	■	□	□	□	○	○	□
POM	□	□	□	□	□	□	■	□	□	○	□	□
SAN	□	■	□	■	□	□	□	■	■	□	□	■
ABS	□	●	□	■	□	□	○	□	■	□	○	■
PBT	□	□	□	■	□	○	□	□	□	■	□	□
PET	□	□	○	■	□	○	□	□	□	□	■	□
PMMA	□	■	○	■	□	□	○	■	■	□	□	■

■ - kompatibel
● - kompatibel mit Einschränkungen
○ - kompatibel nur in kleinen Mengen
□ - nicht kompatibel

Tab. 3.8 *Kunststoff-Recycling Symbole*

Kennzeichnung	Symbol	Anwendungen
PET	1 PET	Einwegbehälter für Speisen und Getränke
PE-HD	2 HDPE	Flaschen von Waschmitteln und Shampoos, Joghurtverpackungen usw.
V / PVC	3 V	Kinderspielzeug, aufblasbare Liegestühle und verschiedene Reinigungsmittelflaschen
PE-LD	4 LDPE	Beutel
PP	5 PP	Strohhalme, Plastikbecher und Lebensmittel-behälter
PS	6 PS	Verpackungsindustrie, Gebäudeisolierung usw.
-	7 OTHER	

Es gibt drei verschiedene Recyclingmethoden:

- Beim ***mechanischen Recycling*** werden Kunststoffprodukte sortiert, gereinigt, zerkleinert und/oder regranuliert und im Produktionsprozess wiederverwendet,
- Beim ***Recycling der chemischen Komponenten*** wird das Polymer auf Basiskomponenten aufgeschlossen, die für neue Verbindungen verwendet werden können,
- Die ***Kunststoffverbrennung***, bei der eine große Menge Energie freigesetzt wird, die in den Kunststoffen gebunden ist und weiter genutzt werden kann, stellt heutzutage das häufigste Verfahren zur Verwertung von Kunststoffabfällen dar. Dabei kommen spezielle Hochtemperaturkessel mit Filteranlagen zum Einsatz. Bei der unvollständigen Verbrennung von Polymeren und Zwischenprodukten der Oxidation entstehen gesundheitsgefährdende Stoffe (z. B. Phosgen aus PVC).

3.9 Automatisierungsgerechte Konstruktion

Die Automatisierung soll vor allem bei Montageprozessen die Effizienz, Flexibilität, Wirtschaftlichkeit und Qualität der Produktion und des Endprodukts erhöhen. Das Produkt sollte so konstruiert werden, dass darin möglichst viele Funktionselemente enthalten sind, wodurch weitere Komponenten und Unterbaugruppen vermieden werden können. Die Automatisierung der Produktion umfasst auch die anschließende Handhabung des Produkts nach der Entformung aus dem Produktionswerkzeug und dem Zusammenbau der Baugruppen. Die Anzahl der integrierten Elemente soll die Anzahl der Schritte bei der Handhabung und Montage reduzieren und den gesamten Prozess rationalisieren. Im Optimalfall wird ein Chassis entworfen, an das weitere Elemente unter Einsatz von Schnappverbindungen angebracht werden. Schrauben und Bajonettverschlüsse zählen zu den aufwendigsten und teuersten Verbindungstechniken beim Zusammenbau von Baugruppen. Die Bauteile sollten auch Elemente enthalten, welche die gegenseitige Positionierung der Teile erleichtern und für eine eindeutige und unverwechselbare Orientierung der Fügeelemente sorgen. Automatisierungsgerechte Elemente werden in der Regel auch den Anforderungen an eine einfache Recyclebarkeit gerecht. Die wichtigsten Prinzipien sind eine einfache Geometrie und Zugänglichkeit der Montageflächen. Im Idealfall erfolgt die Montage in der Z-Achse (vertikal orientiert), ohne das Teil rotieren zu lassen oder

andere nichtlineare Bewegungen vornehmen zu müssen. Teile aus zähen Werkstoffen sind für die Handhabung nicht geeignet. Wenn Teile vor der Komplettierung aus Behältern entnommen werden, sollten sie sich leicht voneinander trennen lassen. Beim Konzipieren von Schnappverbindungen muss die Montagereihenfolge beachtet und deren Design und Maßtoleranz entsprechend angepasst werden.

3.10 Weitere Konstruktionsstrategien

Der Konstrukteur muss auch weitere Faktoren bedenken, die sich erheblich auf die Produktionsqualität und -effizienz auswirken.

Eine ***preisbewusste Konstruktion*** zählt in der Praxis zu den bedeutendsten Faktoren. Vielen Konstrukteuren ist aber nicht bekannt, wie dieser Aspekt von der gewählten Form des Teiles und vor allem von seiner gewünschten Genauigkeit beeinflusst wird, siehe Abb. 3.27. Die Verwendung von engen Toleranzbereichen führt zu einer wesentlichen Erhöhung der Anforderungen an das Produktionswerkzeug und an die Kontrolle der technologischen Parameter; zugleich steigt das Risiko, dass auch Teile unzureichender Qualität produziert werden. Die Teile sollten so dimensioniert werden, dass möglichst wenig Material verbraucht und ein möglichst kurzer Produktionszyklus erreicht wird, ohne die Produktionsqualität zu beeinträchtigen. Ideal ist eine einfache Geometrie des Teiles ohne Hinterschneidungen und Bereiche mit Materialanhäufung.

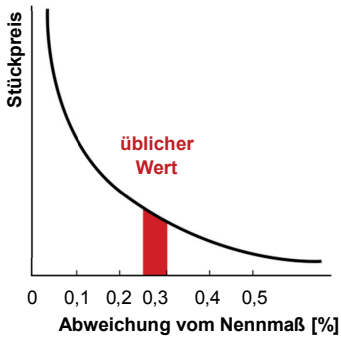


Abb. 3.27 *Einfluss der Maßgenauigkeit von Bauteilen auf ihren Endpreis*

Bei der Optimierung des Konstruktionsentwurfs sollte auch ein Prototyp hergestellt werden (mit Additiven Technologien), um seine Funktionsweise und das Design zu prüfen. Wenn das Serienwerkzeug erst einmal hergestellt wird, ist jede Anpassung des Produktdesigns sehr kostspielig, siehe Abb. 3.28.

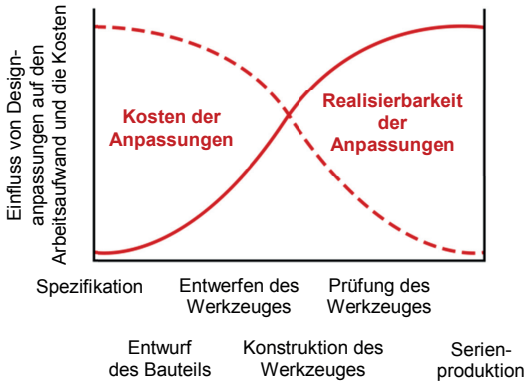


Abb. 3.28 *Darstellung der steigenden Kosten für Produktanpassungen*

Konstruktion, die den gesetzlichen Auflagen gerecht wird. Produkte müssen auch gesetzliche Auflagen erfüllen. Dies betrifft solche Faktoren wie die Nichttoxizität der Kunst- und Zusatzstoffe, die in Kontakt mit Lebensmitteln, mit der menschlichen Haut bzw. Schleimhaut kommen sollen. Dieser Anspruch spielt auch bei der Spielzeugherstellung eine große Rolle; in diesem Fall muss eine vorgeschriebene Mindestgröße der Einzelteile eingehalten werden (um eine Einatmung auszuschließen) und scharfe Kanten sind zu vermeiden.

Sicherheitsgerechte Konstruktion. Wie bereits erwähnt, basiert eine erfolgreiche Konstruktionsstrategie auf der genauen Definition aller einschlägigen Aspekte und der Wahl des Sicherheitsfaktors in Bezug auf eine mögliche Gesundheitsgefährdung bei Beschädigung des Bauteils, siehe Kapitel 5.5. Der Sicherheitsfaktor hängt von vielen Aspekten ab (Umgebungstemperatur, Vorkommen von Chemikalien, Typ, Größe und Dauer der Beanspruchung, Gefahr einer möglichen Überbeanspruchung usw.), siehe Tab. 3.9.

Tab. 3.9 *Entwurf der Bauteilfestigkeit in Bezug auf den Sicherheitsfaktor*

Empfohlene Festigkeit * des Teils bei der Planung zur Sicherheit		
	Unkritische Beschädigung	Kritische Beschädigung
Intermittierende (ohne Beschädigung) Belastung	(20 – 50) %	(10 – 25) %
Kontinuierliche Belastung	(10 – 25) %	(5 – 10) %

** empfohlener Prozentsatz der Kurzzeitfestigkeit (von Datasheet) aufgrund der Art der Beanspruchung und der maximalen Temperatur*

Lebensdauergerechte Konstruktion. Das Vorkommen von chemischen und biologischen Agenzien sowie die UV-Strahlung können zur Alterung der Polymere führen, die sich jedoch in den von den Konstrukteuren herangezogenen Formeln nur schwer quantifizieren lässt. In der Praxis wird die Lebensdauer eines Bauteils verlängert, indem dieses mit einer niedrigen Spannung und Verformung, ohne scharfe Ecken und Kanten usw. entworfen wird (siehe Kapitel 4).

4 ALLGEMEINE GRUNDSÄTZE FÜR DAS ENTWERFEN VON KUNSTSTOFFTEILEN

Kunststoffe sind im Vergleich zum Stahl „neue“ Werkstoffe. Um aus dem Erfahrungsschatz zu schöpfen, versucht man oft das Know-how vom Konstruieren von Metallteilen auf das Entwerfen von Kunststoffprodukten zu übertragen. Dies ist jedoch kein wirklich geeigneter Ansatz. Zwischen verschiedenen Kunststofftypen (verstärkte und nicht verstärkte, amorphe und teilkristalline Kunststoffe usw.) können unterschiedliche Verhaltensweisen und Eigenschaften beobachtet werden. Daher erfolgt die Dimensionierung der einzelnen Konstruktionselemente so, dass die Entstehung von Defekten weitgehend ausgeschlossen und die gewünschte Produktionsqualität sichergestellt werden kann.

Die Konstruktionsgrundsätze gehen in erster Linie von der Natur der Kunststoffe, vom gewünschten Produktdesign und der damit verbundenen Produktionstechnologie aus. Neben diesen Aspekten hat die gewählte Technologie direkte Auswirkungen auf die Genauigkeit der Produktform und die Maßgenauigkeit, die Möglichkeiten der Produktdimensionierung (Wanddicke, Möglichkeit der Nutzung von Verstärkungsprofilen usw.) und damit auf die gesamte Produktivität der Herstellung, die bei Einhaltung der gewünschten Qualität möglichst hoch sein soll. Das Spritzgussverfahren stellt in der Kunststoffherstellung die gängigste Methode dar, deshalb gehen die nachfolgend genannten Konstruktionsgrundsätze vorwiegend von dieser Produktionstechnologie aus.

Das optimale Produktdesign sollte möglichst einfach sein, wobei das Produkt in erster Linie die gewünschte Funktion erfüllen soll. Da jedoch heutzutage die Tendenz besteht, möglichst viele Funktionen in ein Teil zu integrieren, wird im Endeffekt auch das Design immer komplizierter. Je aufwendiger die Konstruktion des Bauteils ist, umso höher ist das Risiko von Komplikationen bei der Produktion. Im Hinblick auf den Ablauf des Produktionsprozesses und vor allem auf die erforderliche Entformung des Bauteils aus dem Werkzeug nach dem Einspritzen und Erstarren muss im ersten Schritt die Position der Trennebene in Betracht gezogen werden.

4.1 Trennebene

Die *Trennebene* bildet die Schnittstelle zwischen dem festen und dem beweglichen Teil der Spritzgussform. Sie sollte möglichst präzise ausgeführt werden, um die Genauigkeit und Qualität der Oberfläche des Bauteils nicht zu beeinträchtigen. Diese Ungenauigkeiten müssen jedoch nicht zwingend an der Produktion liegen, sondern können auch durch die laufende Abnutzung der Trennebene bedingt sein. Aus diesen Gründen sind enge Toleranzbereiche zu vermeiden, die von der Trennebene abhängig sind. Dem entspricht auch die Unterteilung der ***Toleranzen für formgebundene*** und ***-ungebundene Maße***, siehe Kapitel 5.9. Im Idealfall sollte die Trennebene senkrecht auf der Öffnungsrichtung der Form stehen, sie kann aber auch eine gewisse Neigung haben. Die Positionierung und das Profil der Trennebene haben Einfluss auf viele Aspekte, unter anderem auf Entlüftung, Positionierung der Angüsse usw., aber vor allem auf die geeignete Dimensionierung und den Entwurf der Entformungsschrägen. Hilfstrennebenen entstehen durch die Einbeziehung der Seitenkerne und weiterer Mechanismen der Formen (z.B. Backen usw.).

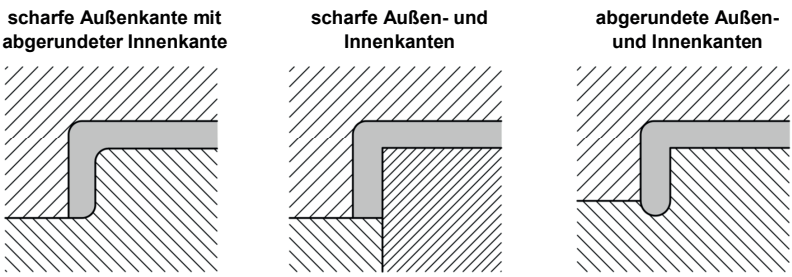


Abb. 4.1 *Möglichkeiten der Formung von Innen- und Außenradien*

Ein weiteres wesentliches Element, das die Form der Trennebene definiert, sind Radien, deren primäre Funktion im Kapitel 4.3 erläutert wird. Abb. 4.1 enthält eine vereinfachte Darstellung der Position von Innen- und Außenradien in der Trennebene. Scharfe Kanten sind bei Spritzgussteilen generell nicht empfehlenswert; sind sie jedoch aufgrund der Produktfunktion erforderlich, können sie nur in der Trennebene ohne größere Komplikationen und Investitionen in die Form hergestellt werden. Innenradien sind Bestandteil der Matrize, Patrize oder des Kerns und lassen

sich unkompliziert herstellen. Für die Formung von scharfen Kanten werden standardmäßig Inserts eingesetzt, da ihre Bearbeitung vor allem bei dünnwandigen Profilen zeitaufwendiger wäre. Außenradien müssen unterhalb der Trennebene in die Patrize oder Matrize eingesenkt werden, um Ungenauigkeiten bei der Anbindung der über die Trennebene führenden Konturen zu vermeiden.

4.2 Wanddicke

Die *Wanddicke* des Produkts ist ein kritischer Parameter, der sowohl die Steifigkeit des gesamten Bauteils als auch die Herstellbarkeit mithilfe der jeweiligen Technologie und die Wirtschaftlichkeit des gesamten Produktionsprozesses (ineffizienter Materialmehrverbrauch, Verlängerung des Produktionszyklus, zunehmende Schwindung usw.) maßgeblich beeinflusst. Bei der Kunststoffbearbeitung gilt die *allgemeine Regel, dass die Wanddicke im gesamten Produkt gleich und so dünn wie möglich sein soll*. Die eigentliche Wanddicke sollte einen Kompromiss zwischen dem Materialverbrauch, der Geschwindigkeit des Produktionszyklus und der gewünschten Steifigkeit des Bauteils darstellen. Anders gesagt sollte die Wanddicke des Bauteils ausreichend sein, damit das Produkt die einwirkende Beanspruchung mit akzeptablen Verformungen auffangen kann. Zugleich sollte aber die Produktivität durch die zunehmende Kühldauer nicht unnötig gesenkt werden, da dies auch zu Materialanhäufungen und Mehrverbrauch führen würde. Bei der Erhöhung der Wanddicke um das Doppelte nimmt die Kühldauer um mehr als das Doppelte zu (siehe Abb. 4.2), da das Produkt erst dann aus dem Werkzeug entformt werden kann, wenn es in allen Bereichen ausreichend steif ist.

Durch die Mindestwanddicke wird gleichzeitig den Umweltauflagen bei der Verwendung von synthetischen Polymeren Rechnung getragen, die nicht biologisch abbaubar und schwer recyclebar sind (Ersparnis von Energie und nicht erneuerbarer Ressourcen). Darüber hinaus hängen viele Produktionseinschränkungen – vor allem beim Spritzgussverfahren – mit der Wanddicke zusammen. Ein großes Problem ist die Zunahme der Kunststoffschwindung bei steigender Wanddicke (siehe Abb. 4.3 und Tab. 4.1).

Bei einer ungünstigen Gestaltung der Wanddicke des gesamten Produkts, kommt es zu einer Verformung infolge von unterschiedlichen Schwindungen, da bei der

Erstarrung des Materials in den verschiedenen Produktteilen unterschiedliche Bedingungen herrschen (siehe Abb. 4.4). Diese Schwindung kann so gravierend sein, dass Einfallstellen und Lunker entstehen können (siehe Abb. 3.21). Diese Gefahr besteht vor allem bei teilkristallinen Kunststoffen.

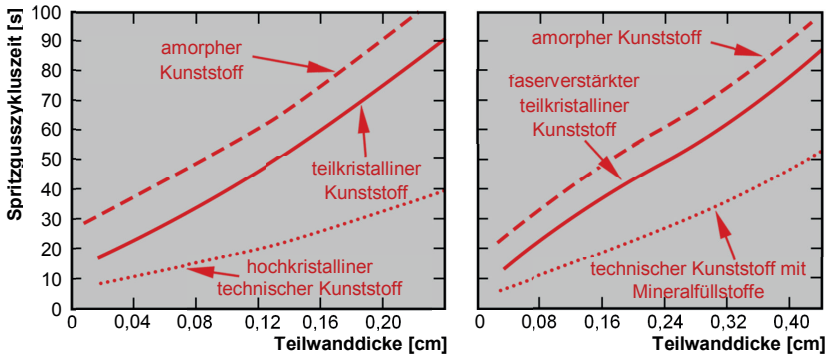


Abb. 4.2 *Einfluss der Teilwanddicke auf die Zykluszeit der Spritzgießen*

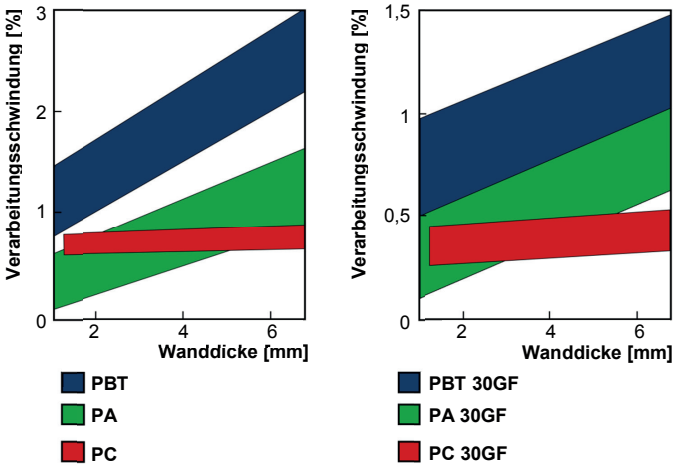


Abb. 4.3 *Verhältnis zwischen der Wanddicke des Produkts und seiner Verarbeitungsschwindung*

Tab. 4.1 Schwindung ausgewählter Polymere je nach Teilwanddicke

Polymer	Schwindung [%]	
	3 mm	6 mm
ABS	0,4	0,7
ABS/GF30	0,1	0,15
POM	1,7	2,1
POM/GF30	0,3	0,4
PA 6	1,3	1,6
PA 6/GF30	0,35	0,45
PA 6.6	1,6	2,2
PA 6.6/GF30	0,5	0,55
PC	0,5	0,7
PC/GF30	0,1	0,2
PES	0,6	0,7
PES/GF30	0,2	0,3
m-PPE	0,5	0,8
m-PPE/GF30	0,1	0,2
PP	1,5	2,5
PP/GF30	0,35	0,4
PE-HD	1,5	3
PEI	0,5	0,7
PEI/GF30	0,2	0,4
PS	0,4	0,6

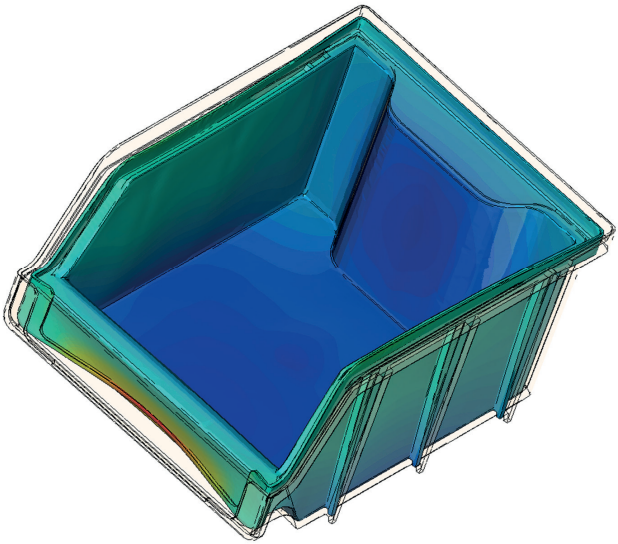


***Abb. 4.4** Verformung des Teils infolge unterschiedlicher Bedingungen beim Erstarren des Materials*

Kunststoffe haben allgemein eine relativ geringe Dichte, daher sollte auch das gesamte Design einen leichten Eindruck ohne dickwandige Profile (Rippen, offene Profile usw.) machen. Bauteile, die voluminös wirken sollen, können mithilfe von entsprechenden Technologien hergestellt werden (GIT, WIT, MuCell usw.). Die empfohlenen Wanddicken des Teiles für die einzelnen Werkstoffe sind in Tabelle 4.2 aufgeführt.

Tab. 4.2 *Typische Nennwanddicke für ausgewählte Polymere*

Polymer	Typische Teilwanddicke [mm]
ABS	1,1 - 3,6
POM	0,8 - 3,0
LCP	0,2 - 3,0
Langfaserverstärkte Kunststoffe	1,9 - 25,4
PPE (modifiziert)	1,1 - 3,6
PA 6	0,3 -2,9
PC	1,0 - 3,8
PET, PBT	0,6 - 3,2
TPC	0,6 - 3,3
PE	0,8 - 5,0
PPS	0,5 - 4,6
PP	0,6 - 3,8
PS	0,9 - 3,8
PSU	1,5 - 3,8
PUR	2,0 - 19,0
PVC	1,0 - 3,8
SAN	0,9 - 3,8

Als dünnwandig werden Produkte mit einer Wanddicke von bis zu 1,5 mm bezeichnet. Bei Spritzgussteilen kommen in der Regel Wanddicken von 1 mm bis 3 mm zum Einsatz, in Extremfällen können Wanddicken von bis zu 6 mm vorkommen. Im Hinblick auf die Grenzen des Spritzgussverfahrens werden Wanddicken von weniger als 0,5 mm bzw. über 8 mm nicht empfohlen. Amorphe Kunststoffe sind weniger für Defekte infolge einer ungeeigneten Wanddicke anfällig, da sie ein insgesamt geringeres Schwindungsniveau aufweisen als Kunststoffe mit einer teilkristallinen Struktur. Noch geringer ist die Schwindung bei verstärkten Kunststoffen. Ein einschränkender Faktor bei ihrer Verarbeitung ist allerdings die geringe Fließfähigkeit dieser mehrphasigen Systeme (vor allem schmale Profile in größerer Entfernung vom Anguss lassen sich schwer befüllen). Aus den oben genannten Gründen sollte der Konstrukteur eine möglichst einheitliche Produktdicke

anstreben. Um die Steifigkeit eines Bauteils zu erhöhen, kann die Wanddicke bis zu einem gewissen Grad lokal angepasst werden. Jeder Wanddickenübergang ist mit der Gefahr einer Eigenspannung verbunden (potenzielle Schwachstelle des Produkts), daher müssen diese Übergänge sehr sorgfältig geplant werden.

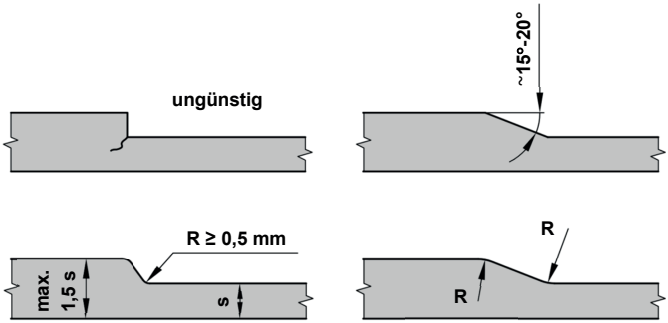


Abb. 4.5 *Mögliche Lösungen von unterschiedlichen Wanddicken*

Der Übergang von einem dünnen zu einem stärkeren Profil darf nicht scharf und plötzlich sein. Die Polymerschmelze hat eine sehr hohe Viskosität und braucht ausreichend Platz, um den gesamten Querschnitt nach und nach auszufüllen, ohne dass Wirbelungen und Kerben (isolierter Teil der Schmelze, der den tragenden/funktionellen Querschnitt verdünnt) entstehen. Eine mögliche Lösung ist die Verwendung von Radien, wobei im Idealfall entweder ein großer Radius oder zwei kleinere, durch eine Schräge miteinander verbundene Radien eingesetzt werden (siehe Abb. 4.5).

Die Wanddicke kann lokal um bis zu 50 % der Nennwanddicke bei verstärkten Kunststoffen, um bis zu 25 % bei amorphen Kunststoffen und um bis zu 15 % bei teilkristallinen Kunststoffen erhöht werden. Der Übergang zwischen den Wanddicken sollte auf einem Abschnitt ausgeglichen werden, der dem dreifachen Unterschied in der Wanddicke entspricht. Unter Beachtung dieser Grenzwerte wirkt sich das uneinheitliche Profil nicht negativ auf die Produktionstechnologie (vor allem auf die Bildung von Einfallstellen) und den Aufbau einer Eigenspannung aus. Bei großen Schwankungen in der Wanddicke der Anschlussprofile verzieht sich der dünnere Bereich, da es im dickeren Bereich zu einer wesentlich größeren Schwindung kommt

und im bereits erstarrten Bereich eine große Eigenspannung entsteht, die bis zu einer Deformation des Profils gehen kann, siehe Abb. 4.6.

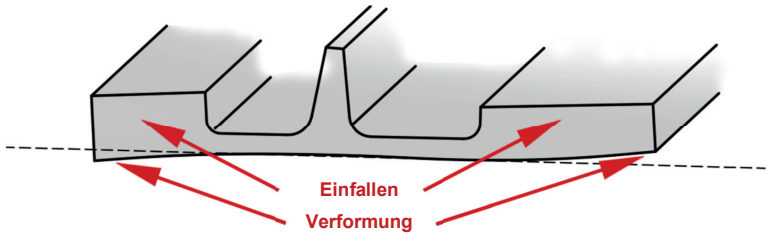


Abb. 4.6 *Verformung eines Teils infolge großer Unterschiede in der Wanddicke*

Einschränkungen der Wanddicke ergeben sich auch aus der Verwendung von Kaltkanalsystemen, bei denen die Fließweglänge durch die Abnahme von Temperatur und Druck an der Schmelzfront kritisch werden kann. Je größer die Entfernung ist, die die Schmelze ab der letzten Zone zurücklegen muss, in der sie mit Wärme von der Spritzgießmaschine (in der Regel ist es die Düse der Spritzeinheit) versorgt wird, desto größer muss die Wanddicke des Produkts sein, damit die Kunststoffschmelze auch in die entferntesten Bereiche des Produkts dringen kann (siehe Abb. 4.7). Bei einer zu dünnen Wand kann der Fluss infolge der Abkühlung der Schmelze sogar frühzeitig zum Stillstand kommen. Für jedes Polymermaterial ist also die erreichbare Wanddicke eine Funktion der Viskosität der Polymerschmelze, die sich vor allem in Abhängigkeit von der Temperatur verändert. Um den Formhohlraum schnell auszufüllen, müssen während des Produktionsprozesses die Temperatur der Schmelze, die Einspritzgeschwindigkeit und der Druck optimiert werden. Zu hohe technologische Parameter können zu einer Überbeanspruchung des Polymers führen. Auch die Angussposition hängt mit der Wanddicke des Produkts zusammen. Sie sollte sich (mit Ausnahme vom Strukturschaum) im Bereich der größten Wandstärke des Produkts befinden. Um die Eigenspannung und die Materialbeanspruchung zu minimieren, sollten die Angüsse so dimensioniert werden, dass sie mindestens zwei Drittel der Teilwanddicke betragen.

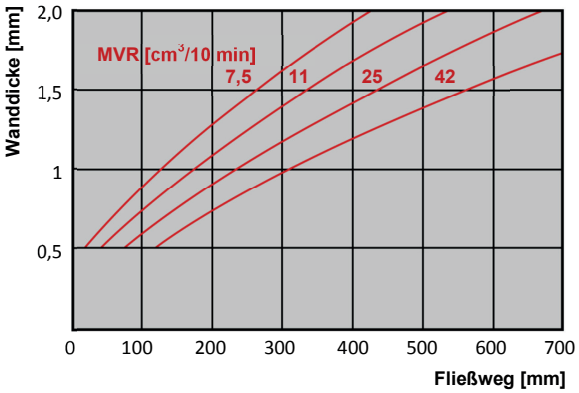


Abb. 4.7 *Fließweg vs. Wanddicke für verschiedenen POM-Schmelzflussindex (Schmelze-Volumenfließrate: MVR)*

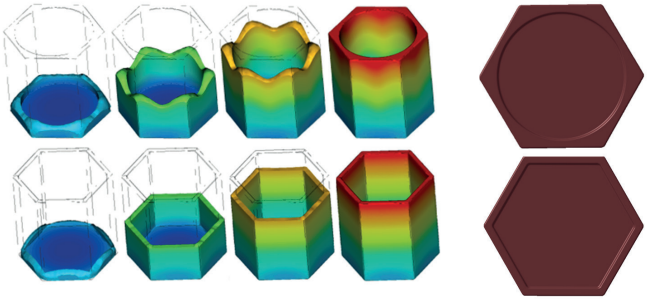


Abb. 4.8 *Einfluss der Wanddicke des Produkts auf die Befüllung des Teils (oben - ungleichmäßige Wandstärke: Gefahr der Bindenähte; unten – gleichmäßige Wandstärke und die gleichmäßige Füllung der Werkzeugkavität)*

Der Anguss sollte sich außerhalb des Bereichs befinden, der am stärksten von außen beansprucht wird. Die Schmelze fließt primär durch die Bereiche mit dem geringsten hydraulischen Widerstand. Während des Spritzgussverfahrens werden daher zunächst die stärksten Bereiche gefüllt; erst dann erreicht die Schmelze auch dünnwandige Profile, siehe Abb. 4.8. Dieses Phänomen wird auch zur Optimierung der Füllung des Hohlraums der Spritzgussform genutzt. Es kommen sogenannte Fließpromotoren und -hemmer zum Einsatz. Die Promotoren (oder auch Hilfskanäle) lenken den Schmelzfluss in den gewünschten Bereich (siehe Abb. 4.9), während die

Hemmer (z. B. eine lokale Wandverdünnung) die Ausbreitung der Schmelze in ihre Richtung limitieren.

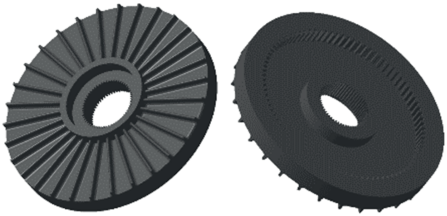


Abb. 4.9 *Einsatz von Hilfskanälen für optimale Füllbedingungen*

Beim Befüllen des Teils mit der Kunststoffschmelze orientieren sich die Makromoleküle des Polymers infolge der Druckeinwirkung in Fließrichtung. Wenn die Teile (wegen der dünnen Produktwand und einer niedrigen Formtemperatur) schnell abkühlen, werden die Makromoleküle in ihrer Orientierung fixiert und verursachen eine Eigenspannung im Teil. Dies führt zu einer großen Forminstabilität des Produkts. Die Eigenspannung löst sich im Produkt vor allem bei hohen Temperaturen, bei denen sich das Kunststoffteil spontan verzieht. Wie bereits erwähnt, nimmt mit wachsender Wanddicke auch die erforderliche Kühlzeit zu. Außerdem erhöht sich die Zeit, die dem Material zur Relaxation zur Verfügung steht, wodurch die Eigenspannung wesentlich abgebaut wird. Die Orientierung der Makromoleküle verursacht auch eine Anisotropie der Eigenschaften des Kunststoffteils. Ein Beispiel ist die Festigkeit des Teils: In Richtung der Orientierung der Makromoleküle nimmt sie zu, während sie senkrecht zur Orientierung der Makromoleküle (zum Schmelzfluss) abnimmt, siehe Kapitel 5.6. Die Orientierung des Verstärkungsfüllstoffes (insbesondere bei Faserfüllstoffen) verhält sich ähnlich wie die Orientierung der Makromoleküle und hat noch viel größere Auswirkungen auf die Endeigenschaften des Kunststoffteils. Daher benötigt der Konstrukteur Informationen über die Art der Verstärkung im kritischen Produktbereich, der primär beansprucht wird. Anwendbare Füllanalysen können heutzutage mithilfe einer Simulationssoftware erstellt werden, die das Verhalten der Polymerschmelze im Produktionswerkzeug im Laufe aller Produktionsphasen vorhersagen kann.

4.3 Radien und Rundungen

Das Spritzgussverfahren basiert auf einem sehr schnellen und kontinuierlichen Füllen des formgebenden Hohlraums mit der Kunststoffschmelze. Die Kunststoffschmelze ist sehr viskos und nicht in der Lage, sich Formänderungen der umflossenen Profile so rasch anzupassen wie niedermolekulare Flüssigkeiten, daher müssen alle Bereiche, in denen die Schmelzen beim Fließen die Fließrichtung ändern, gerundet sein, damit der Druckabbau an der Schmelzfront möglichst gering ist. Mit anderen Worten müssen alle Kanten mit einem Mindestradius gerundet sein, der die hydraulischen Verluste der fließenden Schmelze mindert, siehe Abb. 4.10. Ein weiteres Risiko, das scharfe Kanten mit sich bringt, ist der Kerbeffekt, siehe Kapitel 5.7, da es hinter scharfen Kanten und Ecken zu lokalen Wirbeln kommt, in deren Folge eine Eigenspannung aufgebaut wird. Wie bereits erwähnt, sind scharfe Kanten nur in der Trennebene möglich, da diese geometrischen Elemente auch Lufteinschlüsse im formgebenden Hohlraum verursachen können. Die Platzierung einer scharfen Kante an einer anderen Stelle im formgebenden Hohlraum würde eine effektive Entlüftung dieses Bereichs erfordern. Aus Sicherheitsgründen (um Schnittverletzungen der Arbeiter in der Produktion oder auch des Endverbrauchers zu vermeiden) sollte der Mindestradius überall mindestens 0,25 mm betragen. Der Nachteil von Ecken und Kanten mit kleinen Radien ist jedoch, dass diese bei einer gleichzeitigen großen Wärmekonzentration kaum gekühlt werden können, was zu Verformungen des Produkts führt. Eine allgemeine Empfehlung für die Radiusgröße geht von der Wanddicke (s) aus, an der der Radius anschließt. Diese beträgt 0,25 bis 0,75 (s).

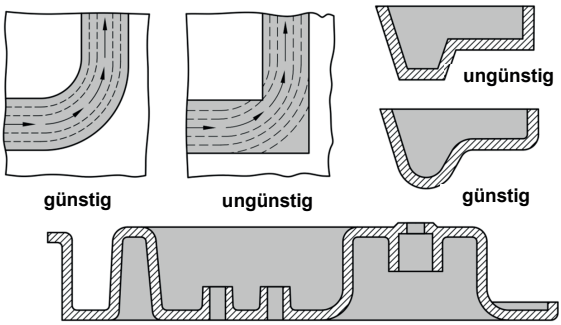


Abb. 4.10 *Einfluss von Radien auf den Verlauf der Füllung des Bauteils*

Was die Festigkeit des Bauteils anbelangt, verringert der Radius in erheblichem Maße die Größe der Eigenspannung, die im Bereich der Ecke des Produkts aufgebaut wird. Das optimale Verhältnis zwischen Wanddicke und dem gewählten Radius wird durch den *Faktor der Spannungskonzentration* definiert. Aus Abb. 4.11 geht hervor, dass ein effektiver Spannungsabbau eintritt, sobald der Radius 0,25 (s) beträgt. Wenn der Radius kleiner ist, ist die tatsächliche Spannung im Produkt bei dessen Verformung durch die Kraft (F) bis zu dreimal höher als der theoretisch errechnete Wert. Im Fall einer Stoßbeanspruchung gilt: je größer der Radius, desto höher die Fähigkeit des Bauteils, Stöße abzufangen. Zu diesem Zweck kann die Radiusgröße erheblich über das empfohlene Maß hinausgehen.

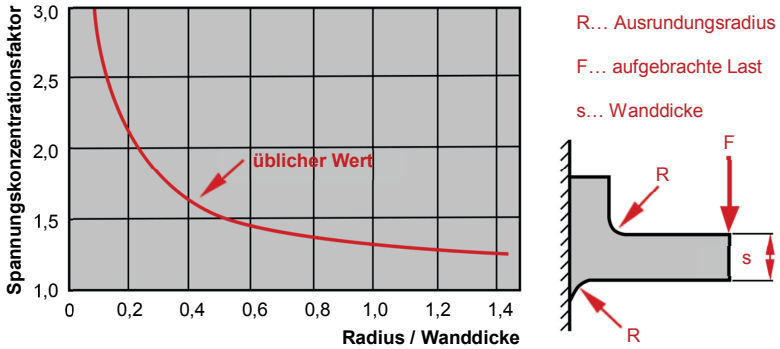


Abb. 4.11 *Zusammenhang Rundungsradius auf den Spannfaktor im Kerbgrund*

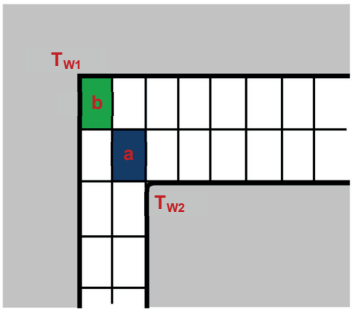


Abb. 4.12 *Materialanhäufung, die zu Verformungen des Bauteils beim Erstarren führt*
T_W – Werkzeugtemperatur; a, b – kritische Kühlungsstellen des Spritzgussteils

Wenn der Radius jedoch nur für einen ungehinderten Schmelzfluss sorgen soll, führt eine Steigerung seines Werts über das 0,75-Fache der Wanddicke lediglich zu einem höheren Materialverbrauch, nicht jedoch zu einer deutlichen Verringerung des Spannungskonzentrationsfaktors. Die Differenz zwischen dem Innen- und dem Außenradius sollte lediglich den Wert der Wanddicke betragen. Wenn man nur an der Innenwand einen Radius verwendet, kommt es – ohne dass dabei zur Festigkeit des Bauteils beigetragen wird – zu einer Materialanhäufung, die zu einer Verformung des Teils durch die unterschiedlich große Schwindung der dünnwandigen und dickwandigen Bereiche führt, siehe Abb. 4.12. Im Rahmen des Radius sollte zudem nicht die Wanddicke geändert werden. Bei Problemen mit lokalem Verzug kann jedoch durch eine Verjüngung der Wand im Radiusbereich ein Scharnier ausgebildet werden, welches die Elastizität des Profils erhöht und durch das Verformungen ausgeglichen werden können (siehe Kapitel 6.4).

4.4 Ebene Flächen

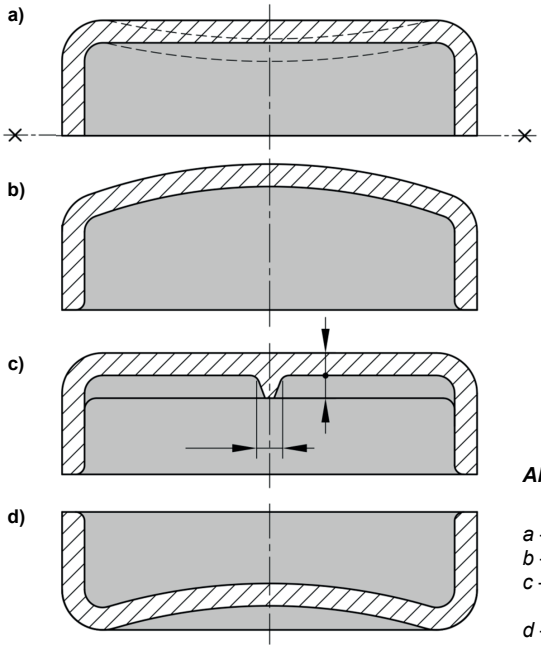


Abb. 4.13 *Geeignete Konstruktionslösung ebener Flächen*

a – Verformung der ebenen Fläche;
b – absichtliche Wölbung der Fläche;
c – Erzielung einer ebenen Fläche durch Verwendung von Rippen;
d – mögliche Lösung für Gefäßböden

Eines der anspruchsvollsten Konstruktionsprofile bei Kunststoffteilen ist eine exakte ebene Fläche, besonders bei Werkstoffen mit einer großen Schwindung. Eine sehr wichtige Rolle spielen hier u. a. die technologischen Parameter, die absolut präzise gesteuert werden müssen. In der gesamten Fläche muss die Wärme mit ein und derselben Intensität abgeleitet werden, was vor allem dann problematisch wird, wenn sich die Wanddicke des Produkts innerhalb dieser Fläche ändert. Bei höheren Ansprüchen an die Ebenheit des Kunststoffteiles kann die Fläche mit Rippen verstärkt werden. Wenn die ebene Fläche nur ein optisches Element darstellt, ist es besser, sie zu umgehen und bewusst eine leicht konkave oder konvexe Wölbung zu konstruieren, siehe Abb. 4.13.

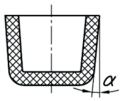
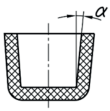
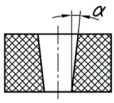
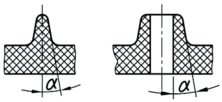
4.5 Schrägen

Während des Schmelzerstarrens am Ende des Fertigungszyklus kommt es zu einer erheblichen Schwindung des Kunststoffs, deren Größe vom Werkstofftyp und den angewendeten technologischen Parametern abhängt. Diese Schwindung generiert Kräfte, die das Produkt auch beim Öffnen in der Form halten. Um das Produkt aus dem Werkzeug zu entformen, werden – ähnlich wie beim Gießen – *Schrägen* verwendet, siehe Tab. 4.3. Die Teile schwinden primär zu jenen Abschnitten der Form, die die Innenkonturen (Kerne und Matrize) bilden. Daher ist es empfehlenswert für diese Bereiche des Bauteils eine bis zu zweimal größere Schräge als für die Außenkonturen des Produkts zu verwenden. Die empfohlenen Mindestschrägen für die am häufigsten eingesetzten Werkstoffe sind der Tabelle 4.4 zu entnehmen. Diese Schrägen sind jedoch nur für kurze Entformungsbahnen anwendbar, wobei gilt: Je weiter die Entfernung, die während der Entformung zurückgelegt werden muss, umso größer sollten die Schrägen sein.

Im Hinblick auf die mechanischen Eigenschaften können Kunststoffe allgemein bei einer normalen Umgebungstemperatur in spröde (unterhalb der Glasübergangstemperatur amorph) und zähe (oberhalb der Glasübergangstemperatur teilkristallin) unterteilt werden, siehe Kapitel 2. Liegt die Entformungstemperatur des Kunststoffs unterhalb der Glasübergangstemperatur, wird das Produkt sehr empfindlich auf die einwirkenden Auswurfkräfte reagieren und das Risiko seiner Beschädigung steigt. Unter diesen Bedingungen müssen größere Entformungsschrägen verwendet

werden. Doch auch die Rauheit der Oberfläche wirkt sich massiv darauf aus, in welchem Maße das Produkt an der Matrize haften bleibt. Mit einer zunehmenden Oberflächenrauheit sollten auch hier größere Entformungswinkel verwendet werden. Sandgestrahlte Strukturen oder verschiedene Texturen (Dessins) wirken wie Miniaturhinterschneidungen, daher wird gemeinhin eine Schräge von 1° pro 0,015 mm Texturtiefe verwendet. Die Mindestschrägen von nichtverstärkten Kunststoffen betragen 0,5 °, bei spröden verstärkten Werkstoffen hingegen werden Schrägen von mindestens 1,5 ° verwendet.

Tab. 4.3 *Empfehlungswerte für Schrägen bei verschiedenen Konstruktionselementen*

Schrägenrichtung	Positionen	Neigungswinkel
	Außenflächen	(15 '), 30 ', (45 '), **1 °**, 2 °
	Innenflächen	(15 '), 30 ', 1 °, **2 °** 3 °
	Löcher bis zu einer Tiefe von 2d	(15 '), 30 ', **1 °**
	Rippen, Aufgüsse usw.	2 °, 3 °, 5 °, 10 °

*Note.: bevorzugter Winkel in Fettdruck

Tab. 4.4 *Richtwerte für Entformungsschrägen für ausgewählte Kunststofftypen*

Kunststoff	Schräge [°]
PA, POM PE-HD, ABS, PP	0,5
PBT, SB	1
PS, SAN, PC	1,5

4.6 Hinterschneidungen

Aus funktionellen oder technologischen Gründen können sich auf dem Produkt *Hinterschneidungen* (negative Schrägen) befinden, die die Entformung des Bauteils aus der Form erschweren. Ganz gleich, ob diese innen oder außen angebracht sind: *Durch ihre Form verhindern sie die Entnahme des Produkts aus der Form*, sodass zum Herauslösen Sonderelemente (Backen, Einfallkerne usw.) eingesetzt werden müssen, die den Preis des Spritzgießwerkzeugs und somit auch des Endprodukts deutlich in die Höhe treiben. Darüber hinaus können Bereiche der Hohlform mit diesen Mechanismen oft nicht effektiv gekühlt werden; die dadurch entstandenen Temperaturunterschiede an der Formoberfläche führen so zu einer weiteren Eigenspannung im Produkt und gegebenenfalls zu Verformungen. Des Weiteren werden dadurch die Kühlzeit und der gesamte Produktionszyklus verlängert (Anstieg der Produktionskosten). Bestimmte Geometrien lassen sich auch ohne Verwendung dieser Sonderformteile verwenden, allerdings wird das Bauteil dann während des Herauslösens aus der Form elastisch verformt. Ein Abziehen der Hinterschneidung über die kritische Geometrie ist daher nur bei zähen Werkstoffen möglich, siehe Kapitel 5.2. Jener Bereich der Form, über den das Profil abgezogen wird, muss Radien aufweisen, damit das Bauteil allmählich gelöst werden kann. Der Werkstoff darf während dieses Vorgangs nicht die Streckgrenze überschreiten, was durch eine Entformung des Bauteils bei höheren Temperaturen gewährleistet werden kann. Die Empfehlungen zur Verformungsgrenze liegen im Allgemeinen bei einer 70%igen Verformung an der Streckgrenze oder einer 50%ige Verformung an der Festigkeitsgrenze für Werkstoffe ohne erkennbare Streckgrenze. Viele Lieferanten erteilen zudem für die am häufigsten angewendeten Werkstoffe Informationen zur maximalen Größe von Entformungsschrägen, die durch Abziehen bei den empfohlenen Entformungstemperaturen entformbar sind, siehe Tab. 4.5. Ein Abstreifen der Hinterschneidung ist bei größeren Maßen einfacher, bei denen eine Grenzverformung potenziell eine größere Möglichkeit der Maßzunahme darstellt. Die zur Entformung einer inneren Hinterschneidung erforderliche Spannung ist in Abb. 4.14 zu sehen. Hinterschneidungen lassen sich bis zu einem gewissen Grad durch eine Optimierung der Geometrie des Bauteils umgehen, siehe Abb. 4.15.

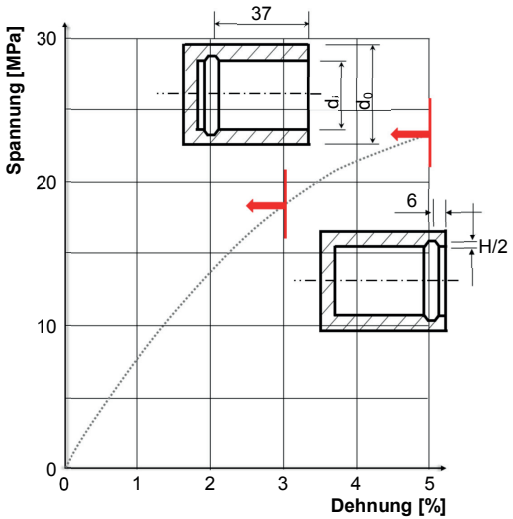
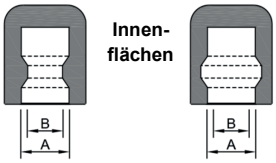
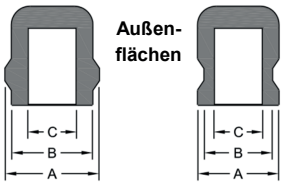


Abb. 4.14 *Anstieg der erforderlichen Entformungskräfte je nach Geometrie der Hinterschneidung*

Tab. 4.5 *Maximale empfohlene Größe von Hinterschneidungen für ausgewählte Kunststoffe*

Thermoplaste	Durchschnittlich maximal abnehmbare Hinterschneidung [mm]	Beispiele
ABS - Acrylnitril-Butadien-Styrol	1,8	% Hinter-schneidung = $\frac{(A-B)\cdot 100}{B}$ **Innen-flächen** 
PA 6 - Polyamid 6	1,5	
PC - Polycarbonat	1,0	
PE - Polyethylen	2,0	
PP - Polypropylen	1,5	% Hinter-schneidung = $\frac{(A-B)\cdot 100}{B}$ **Außen-flächen** 
PS - Polystyrol	1,0	
PSU - Polysulphone	1,5	
PVC-P - Polyvinylchlorid - weich	2,5	

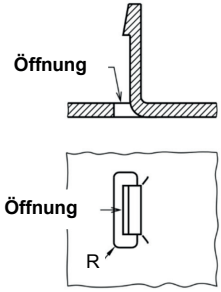


Abb. 4.15 *Beispiel für die Konstruktion von Hinterschneidungen, die eine Entformung ohne Verwendung von Backen möglich macht*

4.7 Öffnungen

Bei der Konstruktion von Kunststoffteilen unterscheiden wir *zwei Typen von Öffnungen*: *durchgehende* und *nicht durchgehende*. Öffnungen werden durch Kerne gebildet, die jedoch eine Teilung des Schmelzflusses verursachen, wodurch folglich Bindenähte entstehen. Am einfachsten zu fertigen sind Öffnungen, die in Öffnungsrichtung der Form ausgerichtet sind (senkrecht zur Trennebene, siehe Abb. 4.16). Eine Einschränkung der durch Kerne gebildeten Öffnungen ist deren maximale Länge. Der Durchmesser des Kerns ist wandelbar, der richtungsweisende Wert ist dabei der Kerndurchmesser an der Stelle seines Eindringens in die Form (D). Bei nicht durchgehenden Öffnungen beträgt die maximale Kernlänge (3 D - 4 D), bei Durchgangslöchern ist dieses Limit etwa zweimal so hoch (6 - 8 D). Der Grund für diese Einschränkung sind die großen Drücke, die während des Einspritzzyklus auf die Kerne wirken, sodass die Gefahr einer Achsabweichung (Durchbiegung) besteht. Ein an nur einem Ende eingebrachter Kern verformt sich 48-mal stärker, als wenn er an beiden Enden verankert ist.

Öffnungen sollten nur zur Gewährleistung der gewünschten Funktion dimensioniert werden, siehe Abb. 4.17. Wenn der Arbeitsbereich einer Öffnung einen zu kleinen Durchmesser hat, kann die Öffnung so abgestuft werden, dass der Kern bei Einhaltung der oben genannten Regeln länger sein kann, siehe Abb. 4.18. Wenn die Öffnungen keine kreisrunde Form aufweisen, müssen alle Kanten am Kern durch

einen Radius abgerundet werden, um eine Verwirbelung der Schmelze zu verhindern.

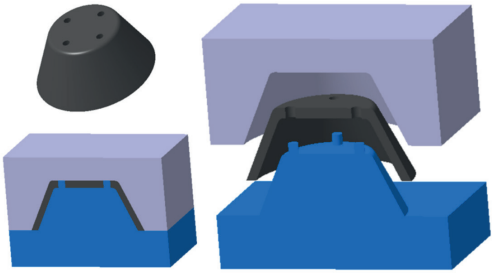


Abb. 4.16 *Senkrecht zur Öffnung stehende Trennebene*

Abb. 4.17 *Optimale Dimensionierung von Öffnungen*

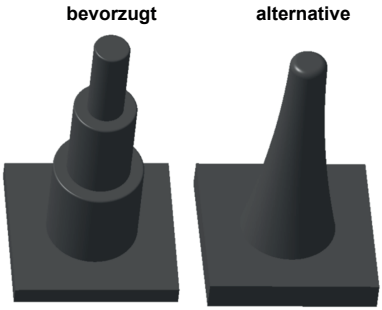


Abb. 4.18 *Abstufung der Öffnungslänge zur Vergrößerung ihrer Länge über das empfohlene Limit hinaus*

Eine bedeutende Begleiterscheinung, die die endgültige Form der Öffnung beeinflusst, ist die Schwindung des Werkstoffes (unterschiedlich in Fließrichtung und senkrecht zur Fließrichtung, siehe Abb. 4.19). Komplizierter wird die Fertigung, wenn die Öffnungen senkrecht zur Öffnungsrichtung der Form oder unter einem anderen Winkel stehen. Auch diese Öffnungen lassen sich aber konstruktionsmäßig so entwerfen, dass keine Seitenkerne nötig sind und diese lediglich durch ein Schließen von Matrize und Patrize geformt werden, siehe Abb. 4.20. Diese Art von Bauteilgeometrie stellt keine höheren Anforderungen an das Produktionswerkzeug. Der zwischen Matrize und Patrize anliegende Winkel wird zwischen 3°– 5° gewählt, damit sich beide Teile der Form gegenseitig richtig zentrieren und das Risiko des gegenseitigen Festfressens minimiert wird.

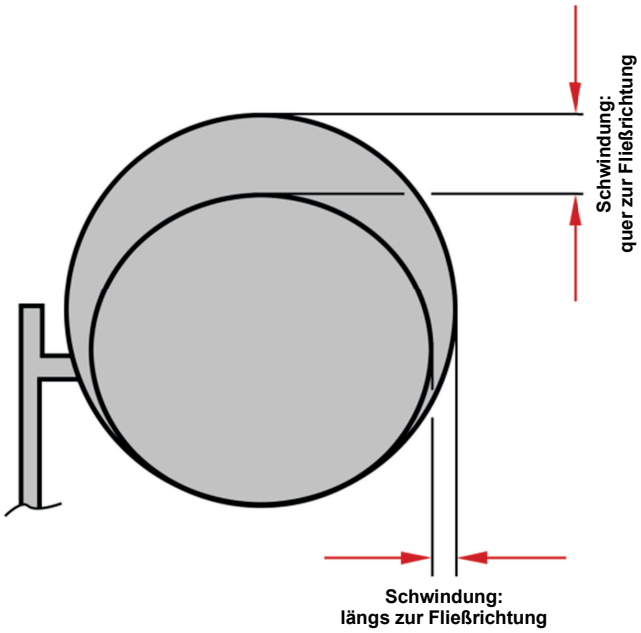


Abb. 4.19 *Einfluss einer ungleichmäßigen Schwindung auf die Kreisförmigkeit der Öffnung*

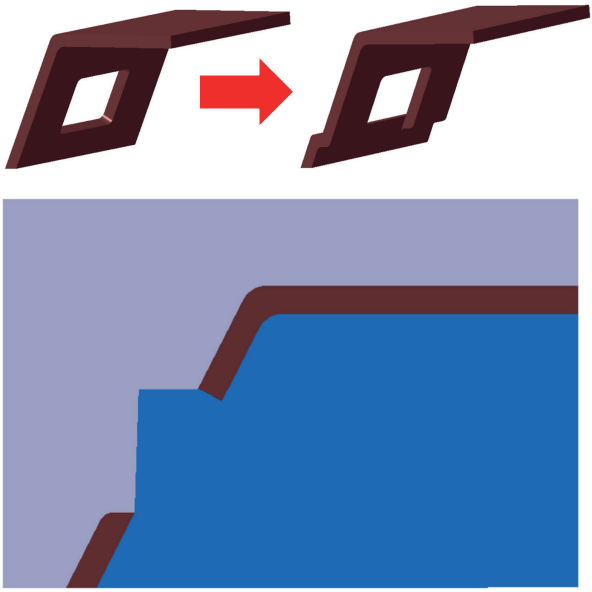


Abb. 4.20 *Öffnungsformung durch Interaktion zwischen Matrize und Patrize*

4.8 Verstärkende Elemente

Zur Steigerung der strukturellen Steifigkeit eines Kunststoffteils finden zwei Grundmethoden Anwendung. Die erste geht vom Werkstoff, die andere von der Konstruktion aus. Was den Werkstoff betrifft, handelt es sich um die Nutzung eines verstärkten Materials mit einem höheren Elastizitätsmodul. Die Konstruktionsmethoden wiederum sind eine Erhöhung der Wanddicke des Produkts. Die eleganteste Lösung ist dabei die Einbringung der verstärkenden Elemente (Rippen) oder Sicken in die Konstruktion des Bauteils. Grundsätzlich ist bei der Anwendung von verstärkenden Elementen darauf zu achten, dass man einen Großteil des Werkstoffs möglichst weit weg von der neutralen Achse wegbekommt, was durch die Querschnittskennwerte definiert ist, siehe Kapitel 5.3.

- ***Rippen***

Eine Erhöhung der Wanddicke führt nicht zu einer wirtschaftlichen Steigerung der Steifigkeit des Bauteils. Neben einem höheren Materialverbrauch tendieren dickwandige Teile dazu, Einfallstellen zu bilden. Darüber hinaus verlängert sich die Kühlungs- und Produktionszeit. Meist werden daher Rippen als verstärkende Elemente eingesetzt. Im Interesse der Steifigkeit sollten die Rippen senkrecht zum einwirkenden Biegemoment stehen. Um einer Drehbeanspruchung entgegenzuwirken, kommen diagonale Rippen zum Einsatz. Von den herkömmlichen Designs ist eine Konfiguration mit Kreuzrippen am effektivsten. Des Weiteren können einseitige, orthogonale oder radiale Rippen verwendet werden, siehe Abb. 4.21. Ein Rippenkreuz kann ebenfalls auf mehrere Arten gelöst werden, siehe Abb. 4.22. Standardmäßig verwendet man ein einfaches Kreuz, welches für eine sehr gute Spannungsverteilung sorgt. An den Auflagepunkten bilden sich jedoch Materialanhäufungen. Dieses Defizit kann durch eine Versetzung der Rippen behoben werden, womit jedoch keine so hohe Versteifung erreicht wird.

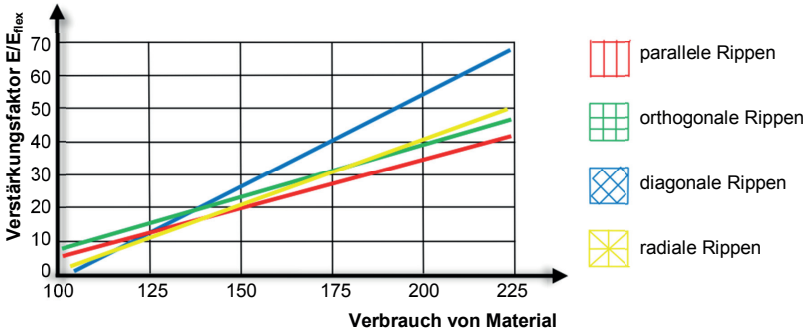


Abb. 4.21 *Einfluss der Rippenorientierung auf die Endsteifigkeit des Profils*

Im Hinblick auf die Ausrichtung der Rippen gegenüber dem Schmelzfluss sollte es das Ziel des Konstrukteurs sein, die Makromoleküle und besonders den Füllstoff im gesamten Rippenquerschnitt richtig zu orientieren, indem die Rippen möglichst parallel zum Schmelzfluss geführt werden. Das beste Design sind daher miteinander verbundene hexagonale Profile, die Waben bilden (siehe Abb. 4.23). Dieses Profil ermöglicht ein absolut ungehindertes Füllen ohne scharfe Richtungsänderungen des

Schmelzflusses; Materialanhäufungen werden minimiert und zugleich ist für eine sehr gleichmäßige Verteilung der Spannung gesorgt. Dieses Profil ist vor allem bei Konstruktionen beliebt, bei denen die Endorientierung der einwirkenden Beanspruchung nicht offensichtlich ist. Die Funktion von Rippen ist stets dieselbe (verstärkender Faktor), in Designfragen hingegen gelten für den Entwurf von Rippen aus amorphen oder teilkristallinen Polymeren andere Regeln. Einen ganz anderen Ansatz gibt es bei der Rippenkonstruktion für die Kunststoffteile, die mit den Technologien Umformen, Blasformen oder speziellen Spritzgussprozessen (GIT/WIT, Mucell, Duroplast-Spritzgießen u. ä.) hergestellt werden, siehe Abb. 4.24.

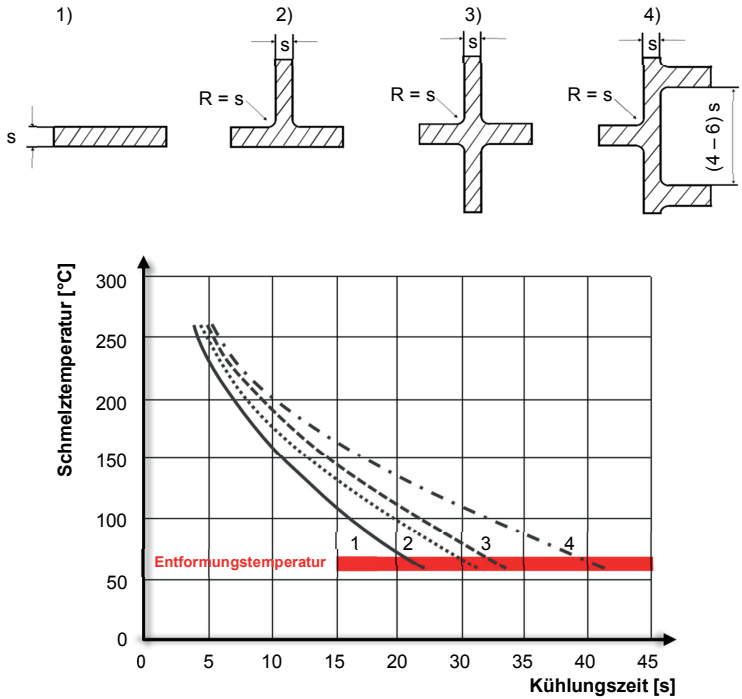


Abb. 4.22 *Einfluss der Rippenanordnung auf die Kühlung des Profils*

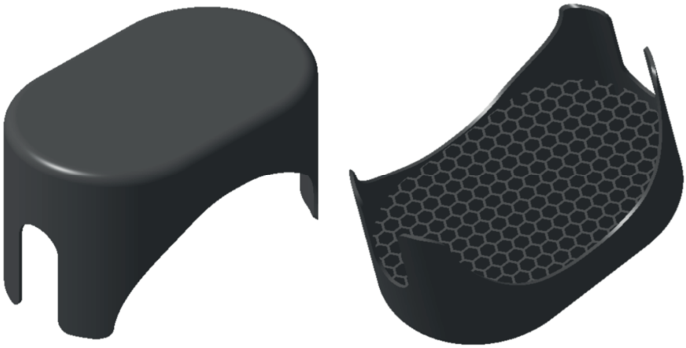


Abb. 4.23 *Wabenförmige Rippenanordnung*

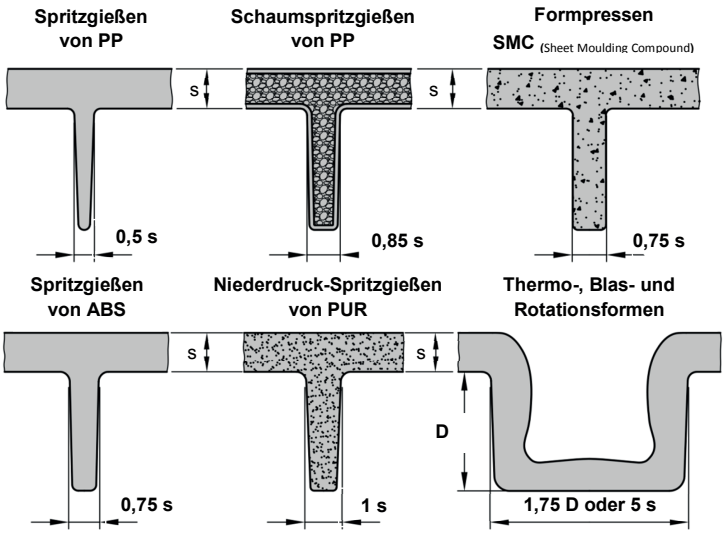


Abb. 4.24 *Konstruktionslösung von Rippen für verschiedene Produktionstechnologien (Beispiel)*

Im Rahmen des Spritzgussverfahrens geht man bei den Grenzwerten von den individuellen Eigenschaften der einzelnen Polymergruppen aus, die sich stets auf die Wanddicke des Produkts (s) beziehen, in der die Rippe verläuft. Der entscheidende Faktor ist der Schwindungsgrad des Polymers. Allgemein gilt für teilkristalline Werk-

stoffe, dass die maximale empfohlene Wanddicke einer Rippe das 0,6-Fache der Nennwanddicke des Produkts (s) beträgt, an die die Rippe anschließt. Bei amorphen Werkstoffen kann die Stärke bis zu 0,8 (s) betragen und bei verstärkten Werkstoffen mit der geringsten Schwindung kann die Rippenstärke mit der Wanddicke übereinstimmen. Sowohl bei teilkristallinen als auch bei amorphen Werkstoffen wird bis zu einer Wanddicke von 1 mm (dünnwandige Teile) für Rippen dieselbe Stärke verwendet wie für die Wanddicke. Bei einer Überschreitung dieser Begrenzungen droht die Bildung von Einfallstellen an der gegenüberliegenden Wand durch Materialanhäufung (meist auf der Sichtseite). Wenn man sich bei der Konstruktion des Teiles an diese Grenzwerte halten muss, empfiehlt es sich, eine kleinere Rippe (niedriger und dünner) zu entwerfen und diese nach der Durchführung von Funktionstests erst im Werkzeug zu vergrößern. Es ist immer einfacher und billiger, Werkstoff aus der Form zu entnehmen (die Hohlform zu vergrößern), als ihn umständlich wieder anzuschweißen. Doch auch bei Rippen ist es unerlässlich, mittels Radien einen Übergang zwischen der Wand des Produkts und der Rippe zu schaffen. Um die Materialmenge an der Verrippung in der Produktwand zu minimieren, wird ein Mindestradius von 0,25 (s), siehe Abb. 4.25, verwendet. Der effektivste Parameter, der zur Steifigkeit des verstärkten Profils beiträgt, ist die Rippenhöhe, die nur durch die Größe der angewandten Schräge begrenzt wird, die die Rippe aufweisen muss. Die Schräge darf keine zu große Verdünnung am Rippenkopf verursachen (es darf keine scharfe Kante entstehen, die sich kaum mit Kunststoffschmelze füllen ließe; darüber hinaus würde es zu Lufteinschlüssen kommen bzw. ein zu dünnes Profil würde beim Entformen des Produkts abreißen). Eine allgemeine Empfehlung für die Rippenhöhe ist das 3- bis 5-Fache der Wanddicke (s). In den meisten Fällen wird ein Mindestradius von 0,5 ° verwendet, sofern das Rippenprofil nicht zu dünn ausfällt; besser ist es, Radien von 1 ° bis 2 ° zu nehmen. Bis zu einer Rippenhöhe von 2 (s) muss man sich nicht unbedingt mit der Entlüftung der Rippe befassen. Die effektive Mindesthöhe beträgt jedoch das 2,5- bis 3-Fache der Wandstärke (s).

Die Bildung von Einfallstellen kann auch anderweitig verhindert werden, z. B. durch eine Versetzung der Gegenseite an der Stelle, an der die Rippe verläuft. Es handelt sich dabei eher um eine Lösung der Folgen unter Nutzung der Texturen auf der Sichtseite des Bauteils oder anderer dekorativer Elemente, die die ebene (glänzende) Fläche stören, auf der Einfallstellen besonders auffallen, siehe

Abb. 4.26. Eine weitere Möglichkeit ist die Verwendung von Blähmitteln. Auch die Entfernung zwischen zwei Rippen ist zu bedenken. Um für eine ausreichend intensive Kühlung des rippenverstärkten Bereichs zu sorgen, sollte der Mindestabstand zwischen benachbarten Rippen 5 (s) betragen, optimalerweise sollten aber zwischen den Rippen Abstände von mindestens dem 10-Fachen der Wanddicke des Produkts (s) eingehalten werden. Bei einer höheren Rippendichte muss das Werkzeug mit Einsätzen aus einem Werkstoff mit höherem Wärmeleitkoeffizienten bestückt sein, was wiederum höhere Investitionen in das Werkzeug erfordert.

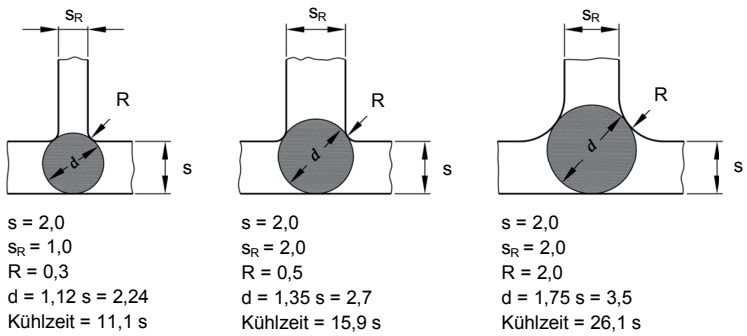


Abb. 4.25 *Einfluss von Rippendicke und Rundungsradius auf die Abkühlzeit eines verrippten Spritzgussteils. Der Durchmesser des Kontrollkreises gibt die größte abzukühlende Wanddicke an.*

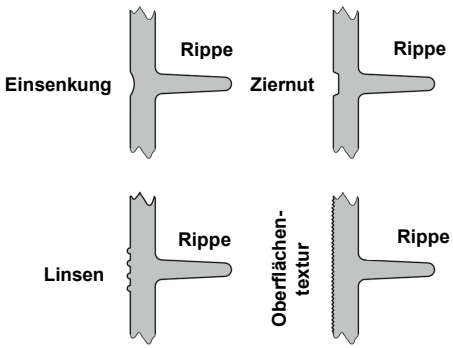


Abb. 4.26 *Mögliche Designlösungen für die Sichtseite eines Produkts, damit sich keine Rippen darauf abzeichnen*

Extrem dünne Rippen oder zu starke Rippen auf einer ebenen Platte, können zu einer Verformung des Bauteils führen, da sie im Vergleich zu den stärkeren Produkteilen relativ rasch erstarren (im Vergleich zum dünneren Produktteil wiederum erstarren sie relativ langsam), siehe Abb. 4.27. Dieses Phänomen kann gelegentlich zum Ausgleich eines anderweitig verzogenen Produkts genutzt werden. Dieser Prozess stellt jedoch höhere Ansprüche an die Erfahrenheit des Konstrukteurs. Optimal ist es, mehr kleinere Rippen zu verwenden, die nach den oben genannten Grenzwerten dimensioniert sind. Des Weiteren ist es erforderlich, die Kühlung des Werkzeugs richtig zu dimensionieren, sodass die Wärmeabführung aus dem gesamten Produkt gleichmäßig erfolgt. Wenn die Rippen zwei gegenüberliegende Wände miteinander verbinden, verursachen zu dickwandige Rippen neben Einfallstellen auch ein Einziehen der Wände (die Wände rücken näher zusammen). Zu dünne Rippen wiederum sind nicht stark genug, um beide Wände in der gewünschten Position zu halten und ein Wölben der Wände zu verhindern, siehe Abb. 4.28. Sämtliche Verformungen dieser Art lassen sich jedoch bereits auf der Grundlage von Berechnungen und Simulationen des Füllens sowie dem Erstarren des Produkts vorhersagen.

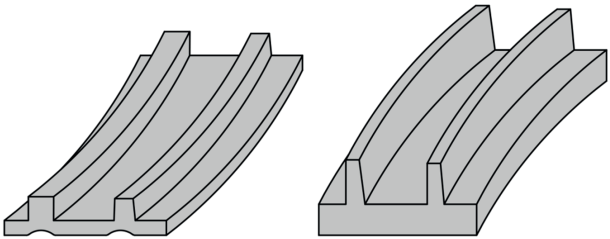


Abb. 4.27 *Einfluss der Rippendicke auf die Produktverformung (links zu dick und rechts zu dünn)*

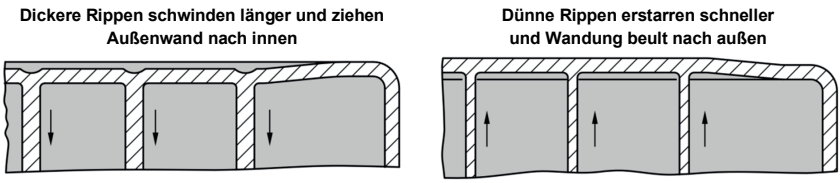


Abb. 4.28 *Einfluss von Schwindung und Verzug auf die Maßhaltigkeit verrippter Konstruktionen*

Um einen maximalen Effekt beim Erstarren zu erreichen, sollten die Rippen mit dem Bauteilrand oder an weitere Elemente wie z. B. Schraubdome u. ä. verbunden werden. Des Weiteren sollten die Rippen über ihre gesamte Länge eine konstante Höhe und Breite aufweisen.

Schräg-/Seitenrippen sind Elemente, die zwei aufeinander senkrecht stehende Elemente verstärken. Im Allgemeinen gelten für sie dieselben Regeln wie für herkömmliche Rippen. Im Hinblick auf Lufteinschlüsse müssen auch hier scharfe Ecken und Übergänge vermieden werden, siehe Abb. 4.29. Eine Übersicht über die empfohlenen Maße bietet Abb. 4.30. Auch bei Seitenrippen müssen dort, wo diese an die Wände des Produkts anschließen, Schrägen und Radien eingesetzt werden.

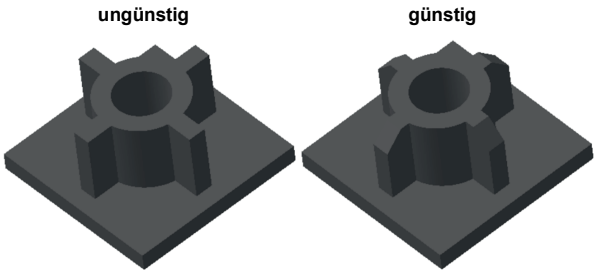


Abb. 4.29 *Gestaltung der Rippengeometrie zur Verstärkung von Schraubdomen (links falsch, rechts richtig)*

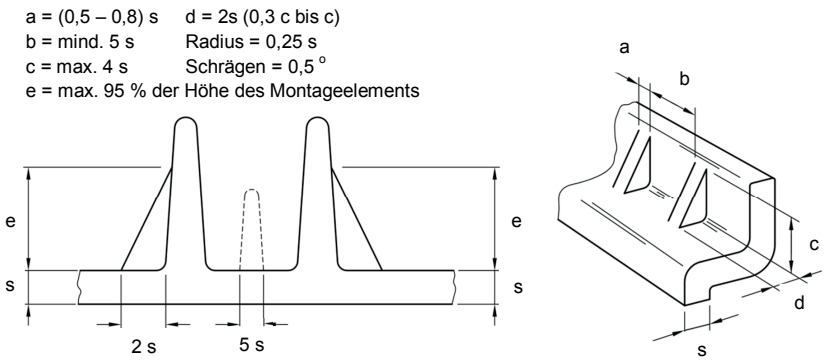


Abb. 4.30 *Empfohlene Rippendimensionierung in Bezug auf die anliegende Wand*

- ***Sicken***

Sicken (oder auch leicht nach außen gewölbte Wände, siehe Abb. 4.31) eignen sich zur Steigerung der Steifigkeit des Teiles, da diese keine zu große Materialanhäufung erfordern und somit nicht zu einer längeren Kühlzeit führen. Sicken sind nur dann wirksam, wenn eine Erhöhung der Beständigkeit gegen Durchbiegungen bei Biegebeanspruchung erforderlich ist, wobei die Sicke auch hier senkrecht zum Biegemoment orientiert sein muss. Im Hinblick auf die Nutzung des Werkstoffs in Bezug auf die Steifigkeit des Bauteils sind Sicken viel wirksamer als die Verwendung von Rippen, siehe Kapitel 5.3, wo der Einfluss des Trägheitsmoments und die effektivsten abgesetzten Sicken festgehalten sind. Ein Nachteil ist eventuell die weniger ansprechende Optik gesickter Wände. Vor allen Dingen jedoch muss dieses Design bereits in den ersten Konstruktionsentwurf einbezogen werden. Nachträgliche Änderungen abgesetzter Sicken in der Form zur Erhöhung der Steifigkeit des Bauteils sind viel aufwendiger als bei Rippen. Ein weiterer Nachteil gesickter Wände ist auch, dass sich darauf Verunreinigungen absetzen oder Wasser sammelt, was vor allem bei Sichtteilen problematisch ist.

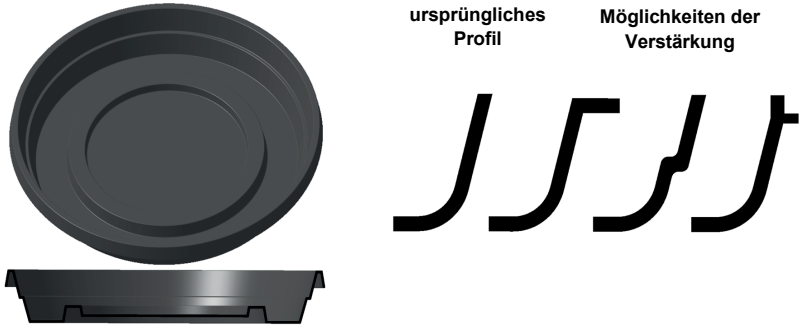


Abb. 4.31 *Profilierung der Produktwand zwecks Erhöhung der Steifigkeit*

4.9 Gewinde

Zu den geometrischen Grundprofilen, die bei Kunststoffteilen verwendet werden, gehören auch *Gewinde*. Im Hinblick auf die äußerst wandelbaren Eigenschaften von Polymeren reagieren Kunststoffteile mit einem Innen- oder Außengewinde sehr empfindlich auf die einwirkende Temperatur, die äußere Umgebung, die

Beanspruchungsgröße u. ä., siehe Abb. 4.32. Daher können diese bei Anwendungen mit höheren Ansprüchen an Stabilität und Zuverlässigkeit nur sehr begrenzt genutzt werden und finden primär bei Nutzanwendungen Gebrauch.

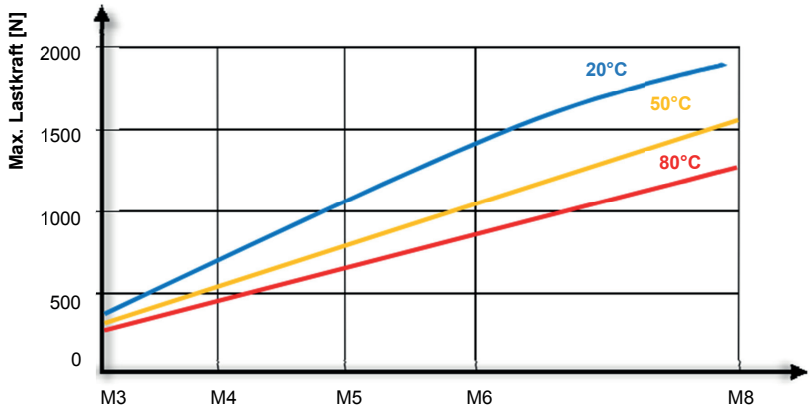


Abb. 4.32 *Einfluss der Temperatureinwirkung auf die Festigkeit einer Kunststoffschraube*

Um die maximale Lebensdauer einer Schraube zu erreichen, werden im Zuge der einzelnen Anwendungen für gewöhnlich 25 % bis 30 % der maximal anwendbaren Kraft (Grenzfestigkeit) für die jeweilige Größe der Kunststoffschraube eingesetzt. Einer der größten Nachteile bei der Verwendung von Kunststoffen ist die Spannungsrelaxation und somit auch der Verlust der gewünschten Vorspannung der Verbindung, die bereits in sehr kurzer Zeit bis auf die Hälfte zurückgeht, siehe Abb. 4.33. Der größte Vorteil von Kunststoffen bei Schraubverbindungen ist deren Funktion eines Strom- und Wärmeisolators, ihre Korrosionsbeständigkeit oder auch das Abfangen von Stößen und Vibrationen.

Kunststoffschrauben können auch für Sonderanwendungen eingesetzt werden. Bei Interaktion mit einem weiteren Kunststoffteil tritt ein hoher Reibungskoeffizient auf, was für die sensible Parametereinstellung mithilfe der Umdrehungen der Kunststoffschraube gelegen kommt, die von selbst in der jeweiligen Position hält (ohne sich von allein zu verdrehen).

Außengewinde stellen aus Produktionssicht kein Problem dar, wenn eine Hälfte des Profils mit dem Außengewinde durch die Matrize und die andere Hälfte durch die

Patrize geformt wird, siehe Abb. 4.34. Die bedeutendste Anforderung ist die Sicherstellung von Radien an allen Gewindekanten, was jedoch nicht den Geometriekriterien für ein metrisches Gewinde Genüge leistet. Optimal für das Spritzgussverfahren sind dank ihrer Geometrie *Whitworth-Gewinde*, *British Standard* u. ä., siehe Abb. 4.35.

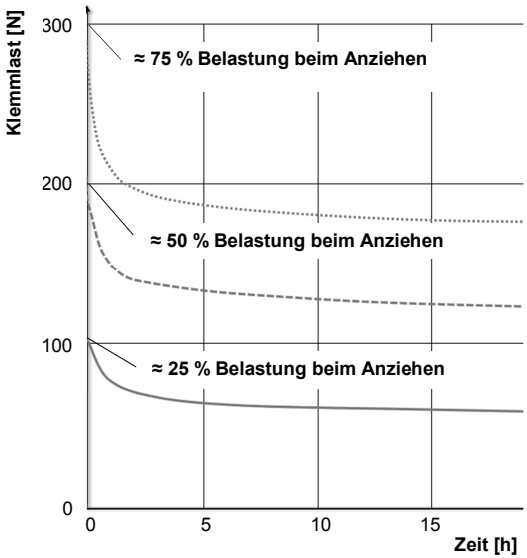


Abb. 4.33 *Rückgang der Vorspannung in einer Schraubverbindung durch Kriechen (PA 6.6)*

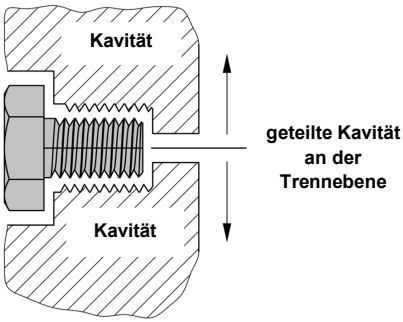


Abb. 4.34 *Entformung des Außengewindes*

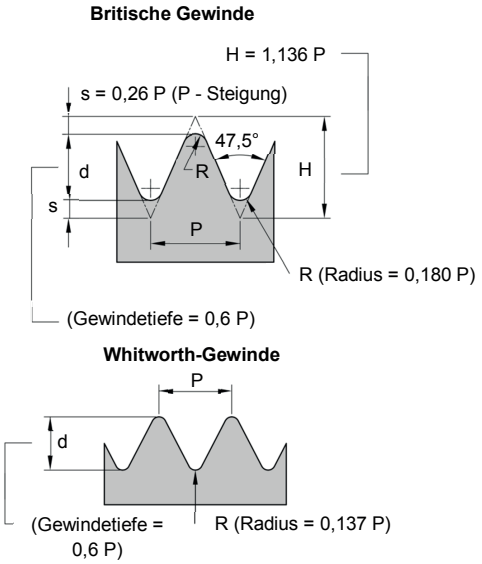


Abb. 4.35 *Geeignete Gewindegeometrie für Spritzgussteile*

Innengewinde wiederum bilden Hinterschneidungen und sind daher für die Produktion viel aufwendiger. Um Innengewinde zu formen, gibt es mehrere Möglichkeiten. Eine sehr elegante Lösung sind Einfallkerne. Kostenaufwendiger ist die Verwendung eines Ausschraubmechanismus (siehe Abb. 4.36) oder austauschbarer Einsätze, die jedoch im Zuge von Nacharbeiten wieder aus dem Produkt entfernt werden müssen.

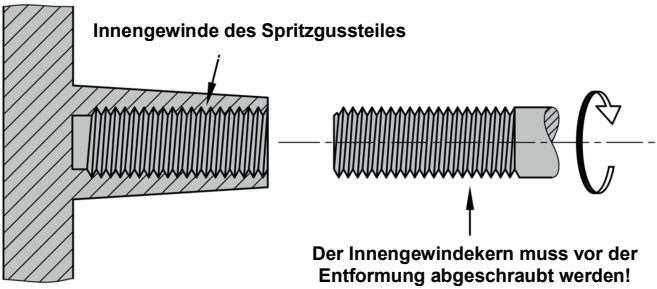


Abb. 4.36 *Schema eines Ausschraubmechanismus zur Formung von Innengewinden*

Wenn der Werkstoff elastisch genug ist und das Gewinde Radien umfasst, können diese bei der Entformung über den Kern abgestreift werden, ohne dass komplizierte Mechanismen zum Einsatz kommen müssen, siehe Kapitel 4.6. Wenn scharfe Kanten gewählt werden, steigt das Risiko erheblich, sodass die Bauteile bei der Entformung durch den Kerbeffekt reißen.

Gewinde mit einer leichten Steigung (unter 1,25 mm) sind produktionstechnisch problematisch und reißen leicht ab. Die Länge des Aktionsgewindes sollte größer als das 1,5-Fache des Schraubendurchmessers sein. Das Gewinde sollte mindestens 1 mm ab dem Schraubenende beginnen und in etwa in der gleichen Entfernung zum Schraubenkopf enden, wobei es übergangslos in die Wandfläche der Schraube/Öffnung übergehen sollte. Die Regel für die Begrenzung des Gewindeauslaufs im Kunststoffteil bis zum Anfang oder Ende der Öffnung gilt auch für Innengewinde, siehe Abb. 4.37.

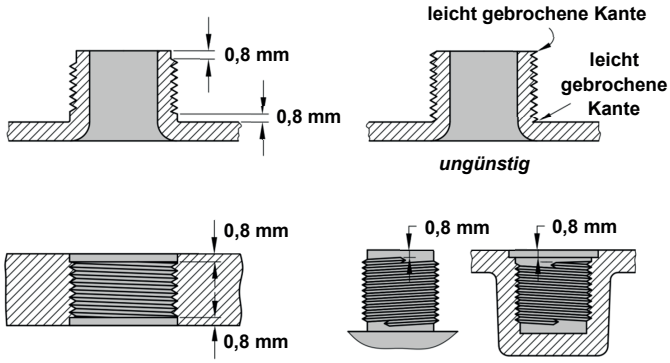


Abb. 4.37 *Begrenzung der Gewindelänge in Bezug zum Spritzgussteilrand*

Der Grund für den rechtzeitigen Gewindeabschluss ist ein eventueller Grat mit einer geringen Lebensdauer, der bei einem herkömmlichen auslaufenden Gewinde einen Teil des Kerns bilden würde. Die Dicke der Wand um das Innengewinde sollte mehr als das 0,6-Fache des Gewindedurchmessers betragen. Bei einer Kombination mit einem Gegenstück aus Stahl ist es besser, wenn das Kunststoffteil zusammengedrückt wird. Das Gewinde sollte also am Außenumfang des Kunststoffteils konstruiert werden. Der Abstand zwischen dem Loch für die Schraube und dem Rand des Bauteils sollte im Allgemeinen mindestens gleich groß sein wie

der Schraubendurchmesser oder zumindest das Doppelte der Wanddicke des Bauteils – je nachdem, was größer ist.

Das Drehmoment (M_h) lässt sich durch folgende Gleichung ermitteln (17):

$$M_h = F \cdot \left(\mu_h \cdot R + \frac{\mu_t \cdot r}{cos\alpha} + \frac{P}{2 \cdot \pi}\right) [Nm] \tag{17}$$

(F) ist dabei die auf die Schraube wirkende Axialkraft, (R) der durchschnittliche Halbmesser des Schraubenkopfs, der mit dem gegenüberliegenden Teil in Kontakt steht, (P) die Gewindesteigung, (r) der Durchmesser des Schraubengewindes, (α) der Flankenwinkel des Gewindes, (μ_h) der Reibungskoeffizient zwischen Schraubenkopf und dem gegenüberliegenden Teil und (μt) der Reibungskoeffizient zwischen den Gewinden. Das erste Glied in Klammern drückt jenen Momentteil aus, der zur Interaktion zwischen dem Schraubenkopf und der Fläche des darunter liegenden Gegenstücks erforderlich ist. Die weiteren beiden Glieder drücken das zur Überwindung der Reibung zwischen den Gewinden erforderliche Moment (M_t) aus, siehe Gleichung (18):

$$M_t = F \cdot \left(\frac{\mu_t \cdot r}{cos\alpha} + \frac{P}{2 \cdot \pi}\right) [Nm] \tag{18}$$

Die unterschiedlichen Angaben zum Reibungskoeffizienten beziehen sich auf die mögliche Verwendung von Schmiermitteln, einer anderen Oberflächenrauheit u. ä. Die normale Zugspannung, die sich in einer Kunststoffschraube bildet, wird durch folgende Gleichung ausgedrückt (19):

$$\sigma_{ax} = \frac{F}{S} \; [Pa] \tag{19}$$

Bei einer Vollschraube beträgt die Fläche im Schnitt (S):

$$S = \pi \cdot r_0^2 \; [mm^2] \tag{20}$$

und bei Verwendung einer Hohlschraube beträgt die Größe dieser Fläche:

$$S = \pi \cdot (r_0^2 - r_i^2) \; [mm^2] \tag{21}$$

(r_i) steht dabei für den Halbmesser des inneren Hohlraums der Schraube und (r_o) für den Radius des Schraubenkerns, siehe Abb. 4.38.

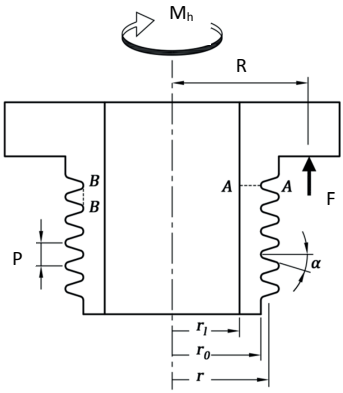


Abb. 4.38 *Schnitt durch eine Kunststoffschraube mit Kennzeichnung typischer Maße*

Die Schubspannung in der Schraube lässt sich durch folgende Beziehung ermitteln (22):

$$\tau = r_0 \cdot \frac{M_t}{I_p} \ [Pa] \tag{22}$$

(I_p) steht dabei für das Trägheitsmoment des jeweiligen Querschnitts. Bei einer Hohlschraube beträgt dieses:

$$I_p = \pi \cdot \frac{r_o^4 - r_i^4}{2} \ [mm^4] \tag{23}$$

Die reduzierte Spannung (siehe Kapitel 5.4), die mit den Grenzwerten der Festigkeitseigenschaften (σ_{max}) vergleichbar ist, hat einen Wert von:

$$\sigma_{red} = \sqrt{(\sigma_{ax}^2 + 3 \cdot \tau^2)} \leq \sigma_{max} \ [Pa] \tag{24}$$

Die Spannung an den einzelnen Gewindegängen ist nicht symmetrisch verteilt. Die größte Spannung liegt dabei, von der Mutter aus gesehen, an den ersten Gewindegängen an. Diese ersten Gewindegänge übertragen ca. 50 % der Gesamtbeanspruchung, wodurch auch die Anforderung an die Mindestlänge des Gewindes gegeben ist. Aus diesen Gründen wird auch die Spannung am Gewindeabsatz kontrolliert (Schnitt B-B, siehe Abb. 4.38). Die Schubbeanspruchung entspricht der Größe:

$$\tau = \frac{F}{4 \cdot \pi \cdot p \cdot r_o} \ [Pa] \tag{25}$$

Die reduzierte Spannung hat in diesem Querschnitt die Größe:

$$\sigma_{red} = \sqrt{3 \cdot \tau^2} \leq \sigma_{max} \ [Pa] \tag{26}$$

5 DIMENSIONIERUNG VON KUNSTSTOFFTEILEN

Zur *Dimensionierung von Spritzgussteilen*, sowohl hinsichtlich ihrer Funktionalität als auch ihrer Lebensdauer sind mehrere Faktoren zu beachten: viskoelastisches Verhalten, beschränkte Verwendbarkeit der bei kurzzeitiger Beanspruchung gemessenen mechanischen Eigenschaften, besondere Maßtoleranzregeln u. Ä.. Für eine Abschätzung der Lebensdauer von Bauteilen aus Thermoplasten wurden auch die Grundbeziehungen, die auf geometrischen Faktoren und einem für diese Werkstoffe typischen Verhalten aufbauen, eingeführt. Während die Festigkeit von Kunststoffen nur etwa um eine Größenordnung geringer als von Metallen ist, zeichnet sich die Steifigkeit von Thermoplasten aufgrund des unterschiedlichen Deformationsverhaltens durch einen um zwei Größenordnungen geringeren Festigkeitsmodul aus, als bei Metallen. Ein größeres Risiko bei Kunststoffteilen ist daher eher das übermäßige Deformationsniveau als die Gefahr, dass die Teile brechen. Mit dem Spritzgussverfahren sind jedoch auch zahlreiche Begleiterscheinungen verbunden, die man kaum in diese Erstberechnungen einfließen lassen kann. Damit man einen stabilen Strukturzustand erhält, müssen darüber hinaus einige hydrophile Polymerwerkstoffe (z. B. Polyamide) einer Konditionierung ausgesetzt werden, um einen ausgewogenen Feuchtigkeitsgehalt im gesamten Produktvolumen zu erreichen.

5.1 Viskoelastisches Verhalten von Kunststoffen

Das Kapitel 2 ist der Definition von Übergangstemperaturen und der Beschreibung des Grundverhaltens von Kunststoffen im Grenzbereich dieser Temperaturen gewidmet (unterhalb der Glasübergangstemperatur sind Kunststoffe steif und spröde, oberhalb der Glasübergangstemperatur zäh und oberhalb der Schmelztemperatur von Kristallinen oder der viskosen Fließtemperatur schmelzen sie). Neben den einwirkenden Temperaturen spielt auch die Geschwindigkeit der ausgeübten Beanspruchung eine wesentliche Rolle. Bei einer Stoßbeanspruchung können keine Relaxationsprozesse mehr ablaufen und der Werkstoff wirkt durch sein Verhalten spröde, während sich dasselbe Material bei einer langsam wirkenden

Beanspruchung zu ansonsten gleichen Bedingungen möglicherweise viel zäher verhält. Kunststoffe sind somit den *viskoelastischen Werkstoffen* zuzuordnen und ihr Verhalten wird durch zwei Zustände definiert, die durch einen idealen elastischen Körper und eine viskose Flüssigkeit repräsentiert werden. Ein idealer elastischer Körper zeichnet sich durch eine lineare Abhängigkeit zwischen Spannung und Verformung aus, die durch das *Hookesche Gesetz* beschrieben wird. In mechanischen Schemata wird diese Beziehung in Form einer Feder dargestellt, die sich sofort proportional zur ausgeübten Spannung verformt. Die komplette Energie, die durch die Verformung hervorgerufen wird, wird im Körper gespeichert. Nach einer Freisetzung der Spannung kehrt die Feder sofort wieder in ihren ursprünglichen Zustand zurück. Das Verhalten von Flüssigkeiten bei der Ausübung einer äußeren Spannung wird im *Newtonschen Gesetz* beschrieben und wird in Modellen an einem undichten Kolben veranschaulicht. Die komplette Energie wird sofort in eine dauerhafte Verformung umgewandelt. Der gesamte Prozess wird jedoch auch durch den Faktor Zeit beeinflusst. Anders gesagt, der Werkstoff ist über die gesamte Ausübung der äußeren Kraft hinweg im Fluss, sodass die Gesamtverformung mit der Dauer der Beanspruchung zunimmt. Viskoelastische Werkstoffe bewegen sich mit ihrem Verhalten zwischen diesen Grenzzuständen. Die Reaktion auf die äußere Beanspruchung setzt sich daher aus mehreren Komponenten zusammen. Die elastische Verformung geht nach Beseitigung der äußeren Beanspruchung entweder sofort oder im Laufe eines bestimmten Zeitintervalls (verzögert elastische Komponente) zurück. Zurück bleiben nur plastische Verformungen (siehe Abb. 5.1), die umso größer sind, je größer die ausgeübte Beanspruchung ist, je länger das Bauteil dieser ausgesetzt wird und je höher die auf das Bauteil wirkende Temperatur ist. Bei einer Bewertung des gesamten Spannungsverlaufs in Abhängigkeit von der Verformung bei Kurzzeitversuchen macht die rein elastische Komponente bei den meisten Kunststoffen weniger als ein Tausendstel des gemessenen Werts aus. Der Geltungsbereich des Hookeschen Gesetzes, das der Elastizitätsmodul definiert, ist also deutlich kleiner als die real akzeptable Verformbarkeit des Bauteils.

Zu den typischen Erscheinungen des viskoelastischen Verhaltens bei einer langzeitigen Beanspruchung gehören das ***Kriechen*** (engl. creep oder auch cold flow) und die ***Spannungsrelaxation***. Für das Kriechen sind zwei Zustände typisch. Der erste ist das Überschreiten der Bauteildimension über die Anwendungsgrenzen hinaus, der zweite ist der Bauteilbruch. Das Kriechverhalten wird durch die Größe der

Beanspruchung, die Temperatur und die Belastungszeit beeinflusst, siehe Tab. 5.1. Der Grund für die konstant zunehmende Verformung ist das allmähliche Entknäulen und Orientieren der makromolekularen Ketten in Richtung der wirkenden Kraft und ihr anschließendes gemeinsames Fließen (Gleiten der Makromoleküle).

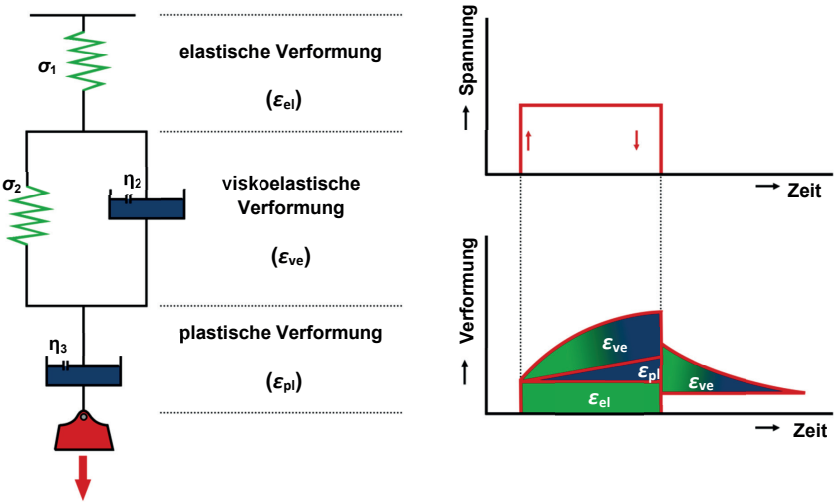


Abb. 5.1 *Typisches Verformungsschema von Kunststoffen*

Tab. 5.1 *Biege-Kriechmodul für ausgewählte Kunststofftypen (23 °C)*

Polymer	E_{c1} [MPa]	E_{c1000} [MPa]
ASA	1 850 – 2 200	1 100 – 1 650
PBT	1 200 – 3 200	700 – 2 500
PBT/GF20	5 100 – 7 500	2 300 – 7 000
PBT/GF30	7 800 – 11 000	5 200 – 10 000
PBT/GF50	8 900 – 15 000	3 900 – 11 600
PC	2 100 – 2 200	1 700 – 1 900
PC/GF10	3 600	2 900
PC/GF20	3 700 – 5 900	3 500 – 5 400
PC/GF30	4 700 – 5 700	3 900 – 5 000
PC/ABS	-	1 600
PE-HD	670 – 1 200	340 – 680
POM	1 300 – 3 000	650 – 1 700
PP	800 – 1 400	400 – 1 260
PP/GF20	2 300 – 3 400	1 300 – 2 400
PP/GF30	4 800 – 5 800	3 200 – 3 800
SAN	3 500	2 800

E_{c1}, E_{c1000} - Zugkriechmodul (1 h,1 000 h)

Um das Verhalten der jeweiligen Konstruktion bei einer langzeitigen Beanspruchung möglichst genau einschätzen zu können, wurden *Kriechkurven* eingeführt, die auf Grundlage der Zug-, Druck- oder Biegebeanspruchung aufgebaut sein können. Grafisch werden sie in der Regel in logarithmischen Koordinaten in Abhängigkeit von der Zeit dargestellt, siehe Abb. 5.2. Werkstoffparameter, die bei einer langzeitigen Beanspruchung gemessen werden, werden primär im Form von Kriechkurven ermittelt, die anschließend in Relaxations- oder Isochronenkurven konvertiert werden, siehe Abb. 5.3. Trotz der Verfügbarkeit von Daten aus Kriechversuchen kann es für den Konstrukteur schwierig werden, sich diese für die jeweilige Anwendung richtig zunutze zu machen. In Anbetracht des großen Zeitaufwands von Langzeitversuchen ist es unumgänglich, auch interpolierte und extrapolierte Daten heranzuziehen. Bezüglich der Extrapolation, wird es bei der Hochrechnung nicht empfohlen, mehr als eine Einheit der logarithmischen Koordinaten (gemessen mindestens 1 000 Stunden, extrapoliert auf 10 000 Stunden) zu überschreiten. So können Daten bei einer Kraftbeanspruchung bis 25 % der maximal ausgeübten Spannung bei Kurzzeitversuchen extrapoliert werden, bei denen die Belastungstemperatur 2/3 der Differenz zwischen der Umgebungstemperatur und der Wärmeformbeständigkeitstemperatur HDT (für 1,8 MPa) nicht übersteigt. Bei einer Überschreitung dieser Grenzwerte besteht nach 1 000 Stunden die Gefahr eines rapiden Rückgangs des Kriechmoduls. Noch komplizierter wird die Anwendung dieser Hochrechnungen für teilkristalline Werkstoffe, die sowohl unterhalb der Glasübergangstemperatur als primär auch oberhalb davon verwendbar sind, wobei sich das mechanische Verhalten um diese Durchgangstemperatur herum stark ändert.

Eine weitere Erscheinung, die mit dem viskoelastischen Verhalten von Polymeren einhergeht, ist die Spannungsrelaxation. Gemeint ist das allmähliche Freisetzen von Spannung aus dem belasteten Bauteil bei konstanter Verformung, was vor allem für die Montageoperationen und -verfahren (Schraubverbindungen, Einsätze, Schnappverbindungen, Pressverbindungen u. ä.) eine bedeutende Rolle spielt. Bei einer Entformung des Bauteils auf den Wert (ε_0) wird im Werkstoff eine Spannung mit dem Wert (σ_0) hervorgerufen, siehe Abb. 5.4. Nach einer gewissen Zeit wird die Spannung allmählich aus dem Produkt freigesetzt (der elastische Teil der Verformung wandelt sich in einen plastischen). Um die Verformung der verringerten

elastischen Komponente aufrechtzuerhalten, ist lediglich eine Restspannung (σ_{10000}) erforderlich, die proportional zum elastischen Teil der Verformung ist.

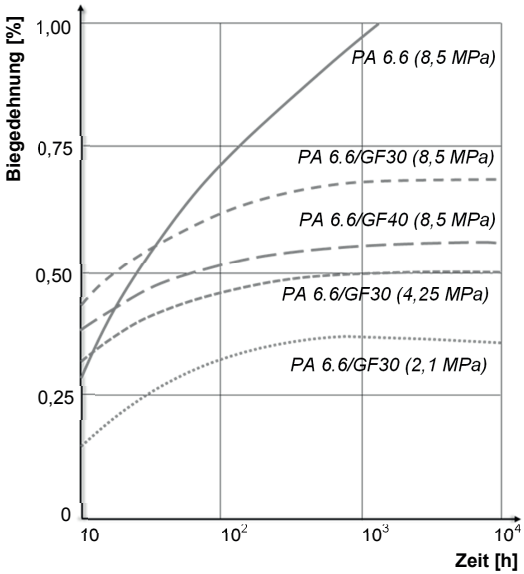


Abb. 5.2 *Biegekriechkurven von Polyamid 6.6*

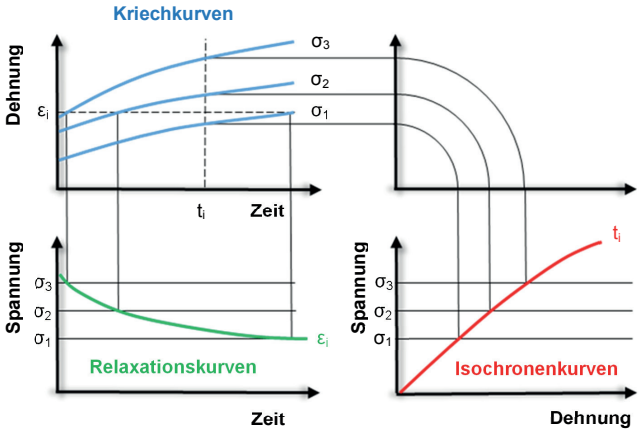


Abb. 5.3 *Beziehung zwischen Kriech-, Relaxations- und Isochronkurven*

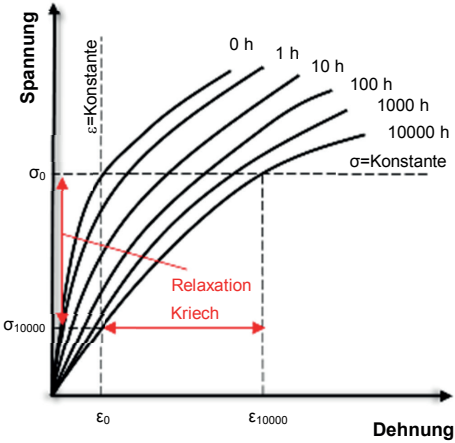


Abb. 5.4 *Beispiel für Kriechkurven bei unterschiedlichen Belastungszeiten (Relaxations- und Kriechprozesse)*

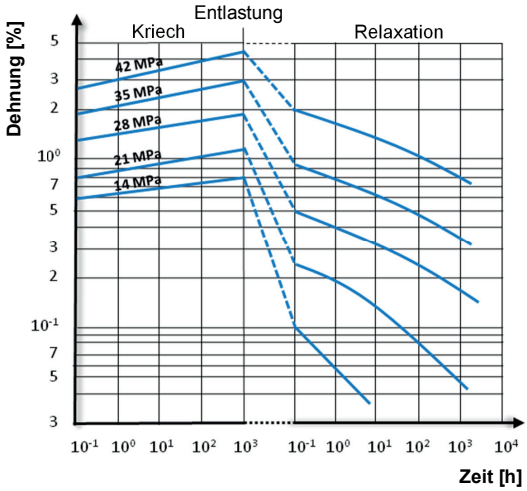


Abb. 5.5 *Beispiel für Relaxationskurven*

Die Spannungsrelaxationskurven (siehe Abb. 5.5) ähneln stark den Kriechkurven der Verformung. Analog zum Kriechmodul, das bei den Kriechversuchen hergeleitet wird, kann daraus der Relaxationsmodul abgeleitet werden. Relaxationsdaten stehen

jedoch nicht in dem Maße zur Verfügung wie Daten aus Kriechanalysen. Zur Abschätzung des Spannungsabbaus durch Relaxation kann der Modul aus Kriechdaten herangezogen werden.

5.2 Elastizitätsmodule

Wie bereits erwähnt, hängen die mechanischen Eigenschaften von Kunststoffen (vor allem die Steifigkeit) stark von Faktoren wie Temperatur, chemische Umgebung, Größe und Dauer der Beanspruchung, Geometrie des Bauteils usw. ab. Daher muss der Konstrukteur in erster Linie mit Daten und Werten arbeiten, die unter solchen Bedingungen gemessen wurden, die der jeweiligen Anwendung möglichst entsprechen (Daten, die bei kritischen Temperaturen bei Langzeitbeanspruchung gemessen werden, um der gewünschten Lebensdauer des Bauteils Rechnung zu tragen). Für erste Schätzungen kann man bis zu einem gewissen Grad von den Daten aus den Materialdatenblättern des Werkstoffherstellers ausgehen. Diese Werte sind zwar für den gegenseitigen Vergleich von zwei Werkstoffen (sog. einparametrischer Vergleich) geeignet, für die Vorbereitung eines Konstruktionskonzeptes sind sie jedoch weniger brauchbar, da sie unter den in der einschlägigen Norm (ASTM, ISO etc.) definierten Bedingungen gemessen werden und in der Regel nur einen gewissen Zustand des Körpers/Werkstoffes beschreiben; der Variabilität der Eigenschaften in Abhängigkeit von Schwankungen der wirkenden Aspekte (einschl. Zeit) wird dabei nicht Rechnung getragen. Lediglich die mechanischen Eigenschaften (vor allem der Elastizitätsmodul) bei verstärkten Duroplasten und einigen wenigen Thermoplasten für technische Anwendungen können unter einem breiten Spektrum wirkender Aspekte (vor allem der Temperatur) als konstant angesehen werden.

Aktuell gibt es bereits mehrere definierte E-Module (siehe Abb. 5.6), die bei Konstruktionsberechnungen herangezogen werden, da die tatsächliche Produktverformung den von der Norm definierten Geltungsbereich des Youngschen Moduls erheblich überschreitet.

Bei einem der ersten Konstruktionsansätze wurde ein Konstruktionsmodul (Sekantenmodul) gewählt, der von mechanischen Kurzzeitversuchen bei einer Verformung von 1 % ausgeht bzw. 85 % des bei einer kurzzeitigen Zugverformung gemessenen Elastizitätsmoduls beträgt. Die gewählten Grenzwerte waren aber für

teilkristalline Werkstoffe und Verbundstoffe zu restriktiv, da die relative Verformung bei einer realen Anwendung bis zu mehrere Prozent betragen kann. Der ***Sekantenmodul*** ist nicht durch den einheitlichen Verformungswert für alle Werkstoffe limitiert, sondern als Verbindungslinie zwischen dem Anfang und dem durch eine bestimmte Verformung definierten Punkt definiert, siehe Abb. 5.7. Werkstofflieferanten und verschiedene Datenbanken führen auch Verformungsgrenzwerte für diverse Werkstoffe, Beanspruchungsarten und vor allem Temperaturen an, siehe Tab. 5.2. Wenn keine konkreten Daten und Empfehlungen vorliegen, lassen sich Sekantenmodul und vor allem die maximale Verformungsgrenze anhand der folgenden Empfehlung ermitteln, die von der Art der auf den Körper wirkenden Beanspruchung ausgeht. Konkrete Grenzwerte leiten sich ferner vom Verhalten des Werkstoffes bei kurzzeitigen Zugversuchen ab. Für Kunststoffteile ist eine langzeitige ununterbrochene Beanspruchung, bei der es zu kontinuierlichem Kriechen kommt, am gefährlichsten.

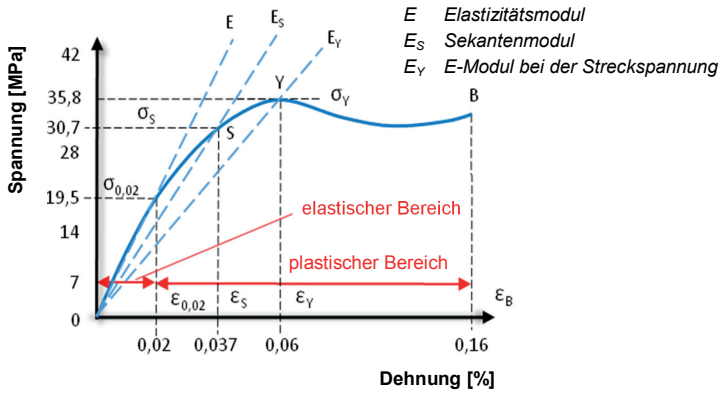
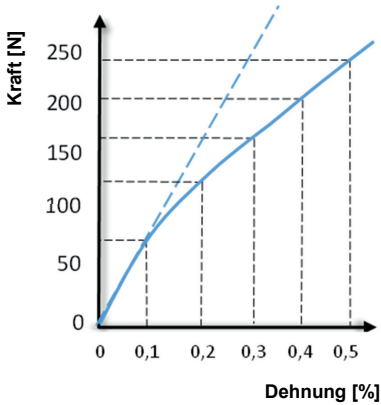


Abb. 5.6 *Modultypen, die anhand der Kurven der Kurzzeitbeanspruchung definiert werden können*

Bei zähen Werkstoffen mit erkennbarer Streckgrenze beträgt die maximale Verformungsgrenze 20 % der Verformung an der Streckgrenze. Amorphe Kunststoffe unterhalb des Glasübergangs werden hart und spröde, wobei die Streckgrenze am Spannung-Dehnungs-Diagramm nicht erkennbar ist. In diesem Fall beträgt die maximale Verformungsgrenze 20 % der Verformung an der Festigkeitsgrenze, siehe Abb. 5.8.



Dehnung [%]	E_S-modul [MPa]
0,4 - 0,5	1 330
0,3 - 0,4	1 420
0,2 - 0,3	1 570
0,1 - 0,2	1 770
0 - 0,1	2 050
0	2 120

Abb. 5.7 *Sekantenmodul von PE-HD im Hinblick auf den Verformungsbereich, in dem er abgelesen wird*

Tab. 5.2 *Typische Werte für die maximale zulässige kurzzeitige Dehnung*

Polymer	Maximale zulässige Dehnung (trocken/feucht) ε [%]
PA 6	2,5 / 10,0
PA 6/GF(15-35)	1,8 / 2,8
PA 6/GF(40-50)	1,5 / 2,0
PA 6-IM/GF	2,3 / 4,0
PA 6.6	2,5 / 10
PA 6.6/GF (15-35)	1,8 / 2,8
PA 6.6/GF (40-50)	1,5 / 2,0
PA 6.6-IM/GF	2,3 / 4,0
PBT	2,5
PBT-FR	3,2
PBT-IM	2,8
PBT/GF(15-30)	1,5
PBT/GF(15-30) FR	1,3
PBT-IM/GF20	2
PET	2,8
PET/GF(20-35)	1,3
PET/GF50	1

GF – Glasfasern; IM – Elastifizierungsmittel; FR – Flammschutzmittel

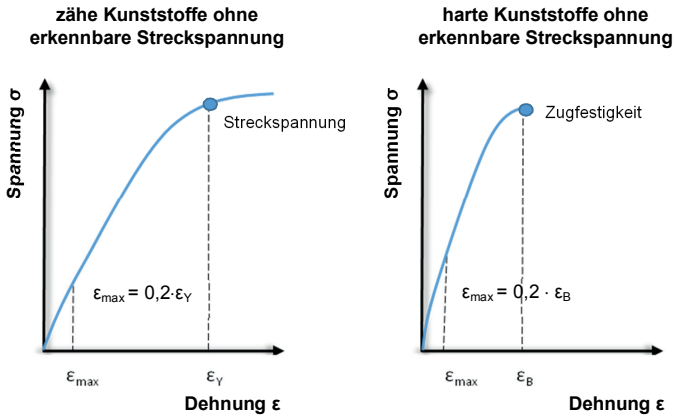


Abb. 5.8 *Grenzwerte des Sekantenmoduls bei langzeitiger statischer Beanspruchung*

Ein maßgeblicher Wert bei der zyklischen Beanspruchung ist auch die Anzahl der Zyklen, denen das Kunststoffteil über seine Lebensdauer ausgesetzt wird, wobei 10 Zyklen als grenzwertig definiert wurden (z. B. begrenzte Anzahl der Montage- und Demontagezyklen von Baugruppen mit integrierten Verbindungen – Schnapp- und Gelenkverbindungen etc.). Bei zyklischer Beanspruchung von zähen Kunststoffen und wenigen Zyklen (bis zu 10 Zyklen) kann der Körper stärker verformt werden; in diesem Fall liegt der definierte Maximalwert bei 70 % der Verformung an der Streckgrenze. Bei einer höheren Anzahl der Zyklen sinkt die Verformung auf 40 % der Verformung an der Streckgrenze, siehe Abb. 5.9. Für harte, spröde Kunststoffe gelten ähnliche Empfehlungen, wobei die maximale anwendbare Verformung bei wenigen Zyklen 50 % der Verformung an der Festigkeitsgrenze beträgt. Mit zunehmender Anzahl der Zyklen sinkt die Grenze auf 30 % der Verformung an der Festigkeitsgrenze, siehe Abb. 5.10.

Bei der Bestimmung der Verformungsgrenze und dem Sekantenmodul ist es wichtig, dass die Daten aus den kurzzeitigen Zugversuchen bei einer kritischen Anwendungstemperatur gemessen und abgelesen werden. Gerade die Temperatur ist für die Bestimmung, ob ein Werkstoff sich unter den jeweiligen Bedingungen spröde oder zäh verhält, maßgeblich. Kurzzeitversuche in einem breiten Temperaturbereich stehen zur Verfügung in verschiedenen Datenbanken oder auf Anfrage bei den Werkstofflieferanten, siehe Abb. 5.11.

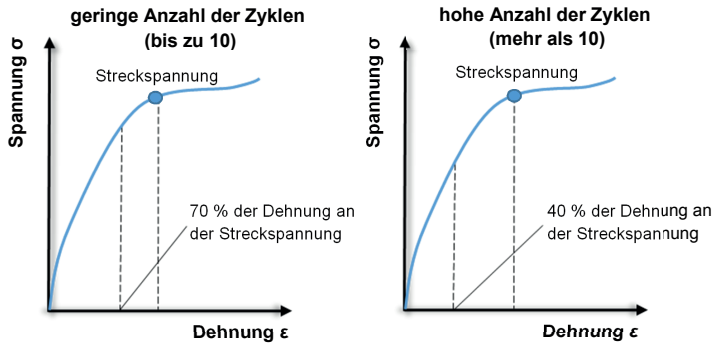


Abb. 5.9 *Grenzwerte des Sekantenmoduls bei zyklischer Beanspruchung zäher Kunststoffe*

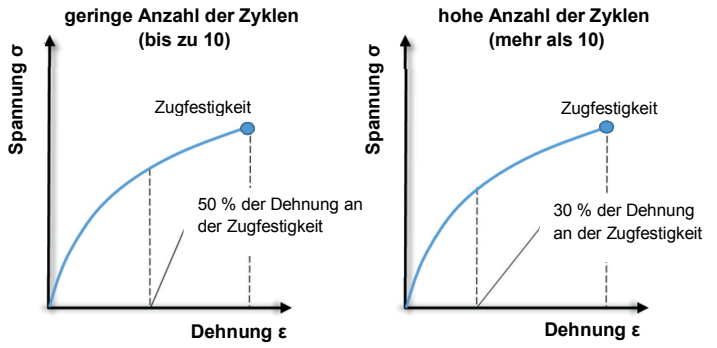


Abb. 5.10 *Grenzwerte des Sekantenmoduls*
bei zyklischer Beanspruchung spröder Kunststoffe

Aus Sicht der Anwendbarkeit für die Konstrukteure ist jedoch der bei einer realen langzeitigen Materialbeanspruchung gemessene Kriechmodul besser geeignet. Die Kriechdaten werden allgemein durch die Temperatur, Art der Beanspruchung und die atmosphärischen Bedingungen limitiert, siehe Abb. 5.12. Wie bereits erwähnt, ist auch eine Hochrechnung der Daten in begrenztem Maße möglich, diese müssen jedoch mindestens über 1 000 Stunden gesammelt werden (unter 100 Stunden sind sie unbrauchbar).

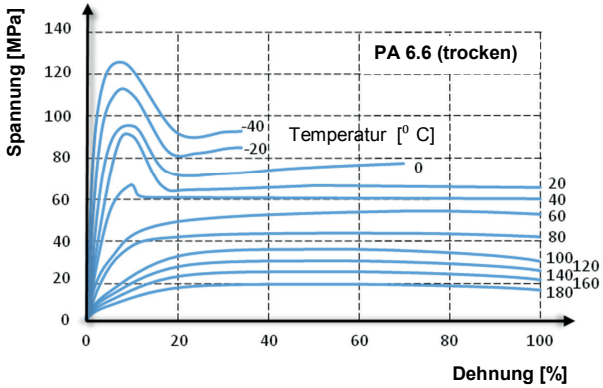


Abb. 5.11 *Zugspannungs-Dehnungs-Diagramm bei verschiedenen Temperaturen*

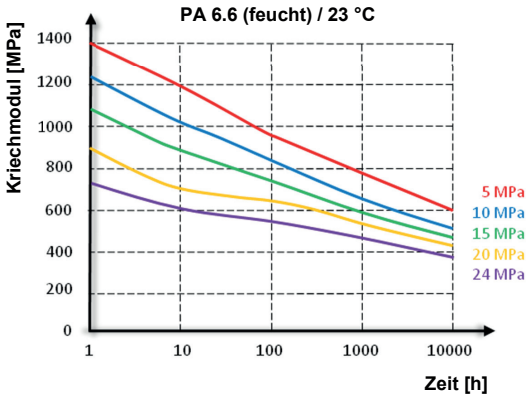


Abb. 5.12 *Kriechmodul in Abhängigkeit von der Größe der wirkenden Spannung*

5.3 Querschnittskennwerte

Viskoelastische Eigenschaften hängen vom Werkstoff ab; zu den wesentlichen Konstruktionsfaktoren, die bei der Dimensionierung der Steifigkeit eines Bauteils herangezogen werden können, zählen jedoch seine Querschnittskennwerte. Am wichtigsten sind dabei das ***Trägheitsmoment*** *(I)* und das ***Widerstandsmoment*** *(W)*. Es handelt sich um sehr ähnliche Querschnittsgrößen. Das Trägheitsmoment charakterisiert die Steifigkeit (definiert als Widerstand des Querschnitts gegen

Verformung). Die wichtigsten Trägheitsmomente beziehen sich auf die Achsen des Querschnittsschwerpunkts und werden als (I_x, I_y und I_z) bezeichnet. Jedes Materialvolumen, das nicht in der neutralen Achse liegt, erhöht die Steifigkeit des Produkts bei Biege- und Schubbeanspruchung, wobei die größte Spannung an den Außenfasern anliegt. Das Trägheitsmoment eines rechteckigen Querschnitts nimmt mit der dritten Potenz der Entfernung der Außenfasern von der neutralen Achse (siehe Abb. 5.13, Maß b/2) und nur linear mit der Breite entlang der neutralen Achse zu (siehe Abb. 5.13, Maß a).

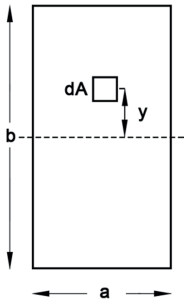
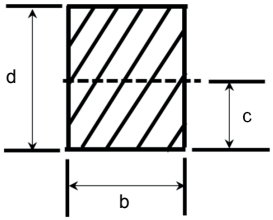


Abb. 5.13 *Schematische Darstellung der Bedeutung des Trägheitsmoments für die Produktkonstruktion*

Trägheits- und Widerstandsmomente der grundlegenden geometrischen Profile sind auf Abb. 5.14 enthalten. Kompliziertere geometrische Profile müssen berechnet werden. Das Widerstandsmoment (W) kommt bei der Berechnung der Spannung in gebogenen Körpern zum Einsatz. Zu jeder Schwerpunktachse werden zwei Widerstandsmomente berechnet, die sich jeweils auf die vom Schwerpunkt der Achse entfernteste Außenfaser beziehen. Wenn die Schwerpunktachse zugleich die Symmetrieachse darstellt, sind beide Widerstandsmomente, die sich zur jeweiligen Achse beziehen, gleich. Die Spannung im gebogenen Profil kann unter Verwendung der definierten Querschnittskennwerte mit der folgenden Gleichung ausgedrückt werden (27):

$$\sigma = \frac{M \cdot c}{I} = \frac{M}{W} \; [Pa] \qquad (27)$$

Dabei ist (M) das Biegemoment, (c) der Abstand der Außenfaser von der neutralen Achse und (I) das Trägheitsmoment.

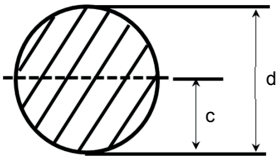


$$S = b \cdot d$$

$$c = \frac{d}{2}$$

$$I = \frac{b \cdot d^3}{12}$$

$$W = \frac{b \cdot d^2}{6}$$

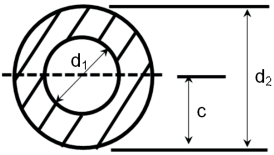


$$S = \frac{\pi \cdot d^2}{4}$$

$$c = \frac{d}{2}$$

$$I = \frac{\pi \cdot d^4}{64}$$

$$W = \frac{\pi \cdot d^3}{32}$$

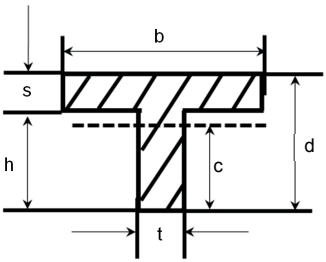


$$S = \frac{\pi \cdot (d_2 - d_1)^2}{4}$$

$$c = \frac{d_2}{2}$$

$$I = \frac{\pi \cdot \left({d_2}^4 - {d_1}^4\right)}{64}$$

$$W = \frac{\pi \cdot \left({d_2}^4 - {d_1}^4\right)}{32 \cdot d_2}$$



$$S = b \cdot s + h \cdot t$$

$$c = d - \frac{d^2 \cdot t + s^2(b - t)}{2(b \cdot s + h \cdot t)}$$

$$W = \frac{t}{c}$$

$$W' = \frac{t}{d - c}$$

$$I = \frac{t \cdot c^3 + b(d - c)^3 - (b - t) \cdot (d - c - s)^3}{3}$$

Abb. 5.14 *Ausgewählte Querschnittskennwerte*

Wird das Material ausgetauscht, wobei die Steifigkeit erhalten werden soll, geht man von einer einfachen Annahme aus, die auf konstanter Durchbiegung bei gleichen Belastungsbedingungen basiert. Die elementare Durchbiegung (y_{elem}) ist

primär eine Funktion des Elastizitätsmoduls (E) des gewählten Werkstoffes und des Querschnittskennwerts (Trägheitsmoment I). Ihre Größe kann vereinfacht mit der folgenden Gleichung beschrieben werden (28).

$$y_{elem} = E \cdot I \ [mm] \tag{28}$$

Bei einem Materialaustausch wird die Beziehung mit der folgenden Gleichung ausgedrückt (29),

$$E_{mat\,1} \cdot I_1 = E_{mat\,2} \cdot I_2 \tag{29}$$

bei einem rechteckigen Querschnitt beträgt die Wanddicke des Bauteils aus einem neuen Material (s_2):

$$s_2 = \sqrt[3]{\frac{E_{mat\,1} \cdot s_1^3}{E_{mat\,2}}} \ [mm] \tag{30}$$

Beispiele für einen Materialaustausch bei einfachen geometrischen Profilen sind auf Abb. 5.15 dargestellt.

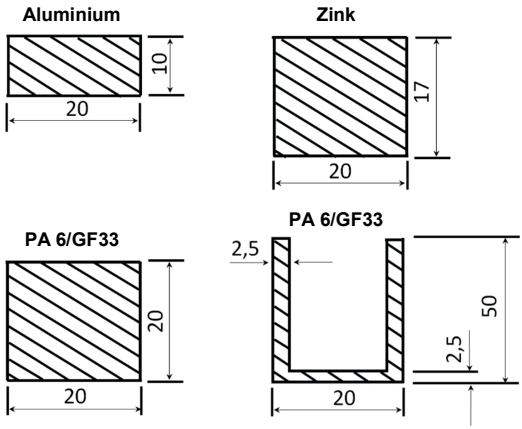
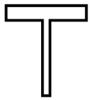
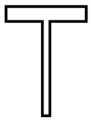


Abb. 5.15 *Vergleich von Profilen mit gleicher Steifigkeit in Abhängigkeit vom verwendeten Material*

Diese Berechnung dient nur zur groben Schätzung der erforderlichen Wanddicke, da die angenommene Verformung oft weit über den Bereich der linearen Verhältnisse hinausgeht. Für eine genauere Analyse der Verformung komplexer Bauteile wird anschließend die Finite-Elemente-Methode (FEM) angewendet. Bei

Kunststoffteilen werden diese groben Berechnungen vor allem für die erste Dimensionierung von Verstärkungsrippen (Anzahl und effektive Höhe) eingesetzt. Der Einfluss des wichtigsten Maßes aus Sicht des Verstärkungspotenzials der Rippe (Höhe) ist in Tabelle 5.3 dargestellt; die Tabelle enthält auch einen Vergleich der steigenden Steifigkeit und des Gewichts und präsentiert damit, wie effizient das Material verwendet wurde.

Tab. 5.3 *Einfluss der Rippenhöhe auf die Endsteifigkeit des Profils*

Beispiel	Form	Rippengröße (Breite x Höhe) [mm]	Höhe der Rippe: Rippenwanddicke	Gewicht-zunahme [%]	Zunahme der Steifheit [%]
0		-	-	-	-
1		-	-	100	700
2		3,2 x 3,2	1:2	3,12	23
3		3,2 x 6,4	1:1	6,25	77
4		3,2 x 12,5	2:1	12,5	349
5		3,2 x 19	3:1	19,0	925
6		3,2 x 25,4	4:1	25,0	1901
7		3,2 x 32	5:1	31,0	3352

Als weiteres Verstärkungsprofil kommen *Sicken* zum Einsatz. Bei einem Vergleich der Steifigkeit von Profilen mit Rippen und abgesetzten Sicken erweist sich die Ausführung mit Sicken um ca. 50 % effektiver (beim Einsatz des „U“-Profils). Dagegen weist das „V“-Profil im Vergleich zur Rippung auf gleicher Querschnittsfläche eine niedrigere Steifigkeit auf, siehe Abb. 5.16. Diese Tatsache haben auch die Konstrukteure in der Luftfahrt bemerkt. Bei Flugzeugen der Marke Junkers aus den 1920er und 1930er Jahren zum Beispiel kamen abgesetzte Sicken auch bei der Außenabdeckung der Maschine zum Einsatz.

Abgesetzte V-Sicken

Querschnittfläche: 52,57 mm^2

Trägheitsmoment: 348,6 mm^4

Rippen

Querschnittfläche: 52,57 mm^2

Trägheitsmoment: 480,6 mm^4

Abgesetzte U-Sicken

Querschnittfläche: 52,57 mm^2

Trägheitsmoment: 668 mm^4

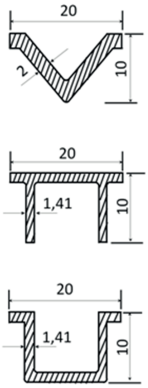


Abb. 5.16 *Vergleich der Steifigkeit eines Profils mit Rippen und abgesetzten Sicken („U“ und „V“)*

5.4 Spannungsgrenzwerte

Für gängige technische Anwendungen ist eine mehrachsige Beanspruchung typisch; grundlegende Werkstoffkennwerte werden jedoch mithilfe von standardisierten Methoden in einem einachsigen Spannungszustand gemessen. Die *maximale zulässige Beanspruchung*, der das jeweilige Profil ausgesetzt werden darf, leitet sich von den bei einer einachsigen Beanspruchung gemessenen Grenzwerten ab (Streckgrenze, Festigkeitsgrenze und Spannung, die zur kritischen Verformung führt). Daher mussten Annahmen und Kriterien eingeführt werden, um diese Grenzwerte mit der realen Beanspruchung des Teils vergleichen zu können. Die Zug-, Druck- und Biegegrenzwerte der einzelnen Werkstoffe lassen sich in der Regel einfach nachschlagen. Für die Schubbeanspruchung (die Kräfte wirken parallel zur

Schnittebene, nicht senkrecht zum Querschnitt des Körpers) kann der Grenzwert der Schubspannung (τ) von der Normalspannung (σ) gemäß folgender Gleichung (31) abgeleitet werden:

$$\tau = \frac{\sigma}{\sqrt{3}} = 0{,}58 \cdot \sigma \ [Pa] \tag{31}$$

Bei der Hypothese nach Tresca, Guest ist für den Spannungszustand die maximale Schubspannung entscheidend, siehe Abb. 5.17. Die Festigkeitsbedingung wird mit der folgenden Gleichung beschrieben (32):

$$\tau_{max} \leq \tau_{zul} \tag{32}$$

(τ_{zul}) ist dabei die Schubspannungsgrenze bei einachsigem Spannungszustand (zulässige Beanspruchung) und (τ_{max}) die maximale Schubspannung, der der untersuchte Bereich ausgesetzt werden kann. Die maximale Schubspannung bei räumlichem Spannungszustand, der durch die Hauptspannungen ($\sigma_1 \geq \sigma_2 \geq \sigma_3$) ausgedrückt wird, wird durch die folgende Gleichung beschrieben (33):

$$\tau_{max} = \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2} \ [Pa] \tag{33}$$

Die Festigkeitsbedingung kann anschließend mit der folgenden Formel ausgedrückt werden:

$$\tau_{max} \leq \tau_{zul} \tag{34}$$

$$\frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2} \leq \frac{\sigma_{zul}}{2} \tag{35}$$

Für den Term (σ_1 - σ_3) wurde der Begriff reduzierte Spannung (σ_{red}) eingeführt, die den mehrachsigen Spannungszustand in das Festigkeitsäquivalent des einachsigen Spannungszustands umwandelt:

$$\sigma_{red} = \sigma_1 - \sigma_3 \ [Pa] \tag{36}$$

$$\sigma_{red} \leq \sigma_{zul} \tag{37}$$

Diese Hypothese eignet sich vor allem für zähe Werkstoffe mit gleicher Zug- und Druckfestigkeit.

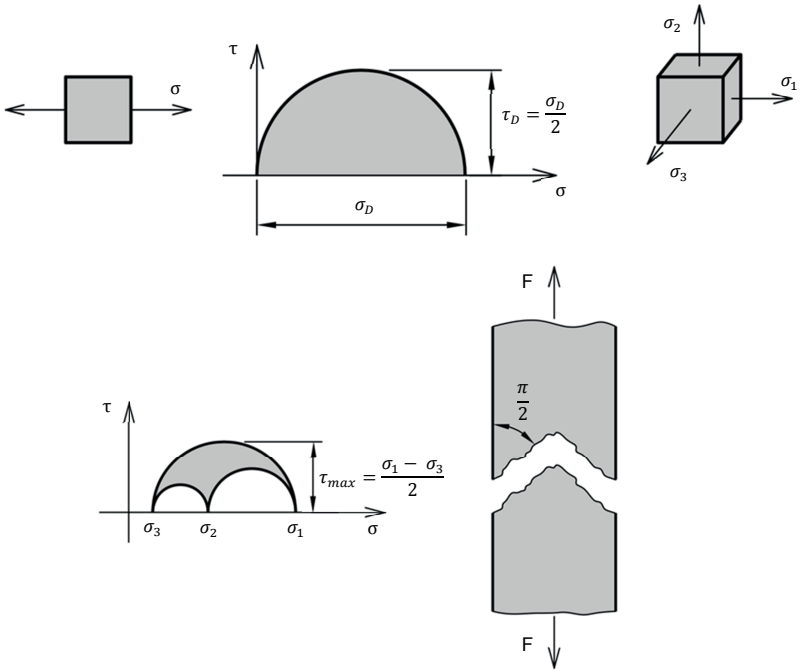


Abb. 5.17 *Maximale Schubspannung (Hypothese nach Tresca, Guest)*

Bei der Anwendung der HMH-Hypothese (Huber, von Mises, Hencky) ist die spezifische Energie (Verformungsenergiedichte) für den Spannungszustand entscheidend und die Festigkeitsbedingung ergibt sich aus der Formveränderung. Nachdem die jeweiligen Energiewerte eingesetzt werden, ergibt sich eine Formel, die alle wesentlichen Spannungen umfasst, siehe Gleichung (38):

$$\sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 - (\sigma_1\sigma_2 + \sigma_2\sigma_3 + \sigma_1\sigma_3)} \leq \sigma_{zul} \tag{38}$$

wobei auch in diesem Fall die reduzierte Spannung angewendet werden kann,

$$\sigma_{red} \leq \sigma_{zul} \tag{39}$$

sodass die Formel folgendermaßen aussehen kann:

$$\sigma_{red} = \frac{\sqrt{2}}{2}\sqrt{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2} \tag{40}$$

bzw.

$$\sigma_{red} = \frac{\sqrt{2}}{2}\sqrt{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2 + 6(\tau_x^2 + \tau_y^2 + \tau_z^2)} \qquad (41)$$

Die Hypothese wird für zähe Werkstoffe (wie die Hypothese nach Tresca, Guest) angewendet und beide erreichen vergleichbare Ergebnisse (siehe Abb. 5.18); die HMH-Hypothese ist aber weniger streng (die auf Grundlage der HMH-Hypothese berechneten Maße sind nicht so überdimensioniert wie bei der Hypothese nach Tresca, Guest).

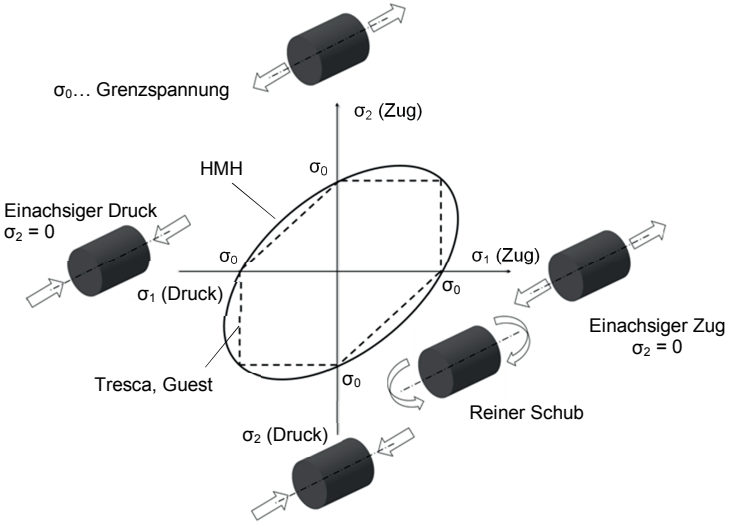


Abb. 5.18 *Vergleich der Spannungsgrenzen gemäß der HMH-Hypothese und der Hypothese nach Tresca, Guest (eine über die Ellipse/das Hexaeder hinausgehende Spannung verursacht einen Defekt)*

Die Mohrsche Hypothese wird bei spröden Werkstoffen mit unterschiedlicher Zug- und Druckfestigkeit angewendet, wenn sowohl die Normalspannung als auch die Schubspannung (kritische Werte σ_m und τ_m) für den Spannungszustand maßgeblich sind. Der Körper versagt in der Ebene, die im Mohrschen Kreis mit dem Buchstaben M dargestellt wird (spezifische Kombination der Normalspannung und Schubbeanspruchung). Für verschiedene Spannungszustände entsteht für die Zug- bzw. Druckbeanspruchung eine Gerade (m); (R_{mt}) ist dabei die Zugfestigkeitsgrenze und (R_{md}) die Druckfestigkeitsgrenze, siehe Abb. 5.19.

Anhand der konstruierten Mohrschen Spannungskreise kann die Gleichung (42) anhand der Festigkeitsbedingung abgeleitet werden:

$$\sigma_1 - \frac{R_{mt}}{R_{md}}\sigma_3 \leq \sigma_{dovolené} \tag{42}$$

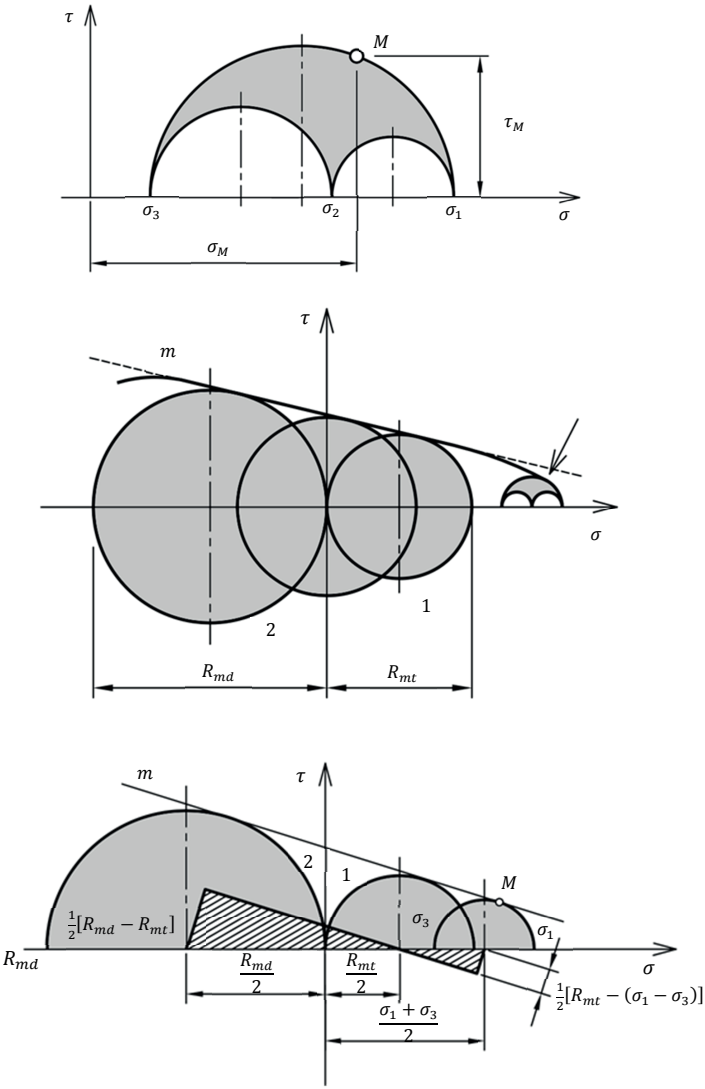


Abb. 5.19 *Mohrsche Spannungskreise (Mohrsche Hypothese)*

5.5 Sicherheitsfaktor

Die Verwendung von Sicherheitsfaktoren ist bei sämtlichen Konstruktionen, gängige Praxis und diese werden so gewählt, dass das Bauteil unter allen vorhersehbaren Bedingungen nicht versagt. Der *Sicherheitsfaktor* wird sowohl von der voraussichtlichen Lebensdauer des Produkts (stärkere Überdimensionierung verlängert die Lebensdauer, siehe Abb. 5.20) als auch von der Genauigkeit der Einzelteile (die gewünschte hohe Genauigkeit von Kunststoffteilen lässt sich kaum über die gesamte Lebensdauer erhalten) stark beeinflusst. Der Sicherheitsfaktor muss außerdem Ungenauigkeiten in den Konstruktions-berechnungen und etwaige Vereinfachungen ausschließen, bei denen einige Aspekte außer Acht gelassen wurden.

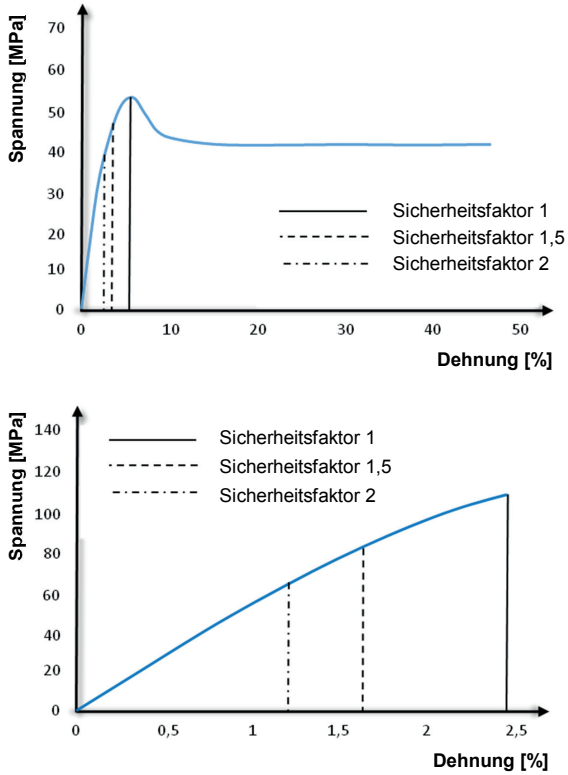


Abb. 5.20 *Grafische Darstellung des Einflusses des Sicherheitsfaktors auf die anwendbare Grenzspannung*

Übertriebene Sicherheitsfaktoren hingegen führen zu einem übermäßigen Materialverbrauch, erhöhen das Produktgewicht und die Gesamtkosten. Der endgültige Wert des Sicherheitsfaktors besteht aus mehreren Komponenten: dem *Sicherheitsfaktor der Konstruktion*, dem *Sicherheitsfaktor der Werkstoffeigenschaften* (infolge der hohen Empfindlichkeit der Polymere gegenüber den wirkenden Bedingungen) und dem *Prozesssicherheitsfaktor* (endgültige Eigenschaften der Spritzgussteile hängen von den Prozessparametern ab – Beeinflussung des Werkstoffs durch Wärme, Werkzeugverschleiß, Aufbau der Eigenspannung usw.). Es gibt jedoch keine streng definierten Werte, die universell anwendbar wären. Dem Konstrukteur liegen lediglich Richtwerte vor. Allgemein kann der Sicherheitsfaktor (SF) mit der Gleichung (43) ausgedrückt werden,

$$\sigma_{zul} \geq SF \cdot \sigma_{max} \tag{43}$$

die zulässige Grenzspannung (σ_{zul}) ist dabei in der Regel der Wert der Streckspannung (bzw. die Spannung, die der maximalen akzeptablen Verformung entspricht) und die tatsächliche Maximalspannung (σ_{max}) leitet sich von der Kraft ab, die auf den jeweiligen Querschnitt wirkt. Wenn der Körper einer mehrachsigen Spannung ausgesetzt ist, muss anhand verschiedener Hypothesen (HMH, Guest usw., siehe Kapitel 5.4) die reduzierte Spannung bestimmt werden, die anschließend mit der zulässigen Maximalspannung verglichen wird.

Tab. 5.4 *Möglichkeiten der Bestimmung des Sicherheitsfaktors (SF)*

1. Ansatz	▪ Wechselnde Last, ohne Materialermüdung, Versagen ist nicht kritisch (SF 2-4) ▪ Wechselnde Last, ohne Materialermüdung, Versagen ist kritisch (SF 4-10) ▪ Stetige Last, Versagen ist nicht kritisch (SF 4-10) ▪ Stetige Last, Versagen ist kritisch (SF 10-20)
2. Ansatz	▪ Kurzzeitige statische Beanspruchung (SF min. 2) ▪ Langzeitige statische Beanspruchung (SF min. 4) ▪ Bewegliche Beanspruchung (mind. 4) ▪ Wiederholte Beanspruchung/Ermüdungsbeanspruchung (mind. 5) ▪ Stoßbeanspruchung (min. 10)
3. Ansatz	▪ Nicht lösbare Schnappverbindungen für Werkstoffe mit deutlicher Streckgrenze (SF mind. 1,5) ▪ Lösbare Schnappverbindungen für Werkstoffe mit deutlicher Streckgrenze (SF mind. 2,5) ▪ Nicht lösbare Schnappverbindungen für Werkstoffe ohne deutliche Streckgrenze (verstärkte Polymere, SF min. 2, basierend auf der Festigkeitsgrenze) ▪ Lösbare Schnappverbindungen für Werkstoffe ohne deutliche Streckgrenze (verstärkte Polymere, SF min. 3,25, basierend auf der Festigkeitsgrenze)

Allen Ansätzen zur Ermittlung der Größe des Sicherheitsfaktors ist gemein, dass der Wert des Sicherheitsfaktors mit der zunehmenden Gesundheitsgefährdung der Nutzer bei einem etwaigen Defekt des Bauteils steigt. Der primäre Ansatz geht vom Lastfall aus. Daneben können Empfehlungen für verschiedene Anwendungszwecke nachgeschlagen werden, siehe Tab. 5.4. Eine etwaige Unterdimensionierung des ersten Entwurfs wird behoben, indem die Wanddicke des Produkts erhöht wird oder Verstärkungselemente (Rippen usw.) eingesetzt werden.

5.6 Begleiterscheinungen

Das Spritzgussverfahren ist eine sehr spezifische Produktionstechnologie, die von charakteristischen Erscheinungen begleitet wird. Zu den wichtigsten Phänomenen zählt der Aufbau einer Eigenspannung (entweder infolge von Prozessparametern oder durch die Anwesenheit von Spannungskonzentratoren), die Orientierung der Makromoleküle bzw. des Füllstoffs, die zu einer Anisotropie der Eigenschaften und Bindenähten führt.

- ***Anisotropie der Eigenschaften***

Einer der grundlegenden Effekte im Zusammenhang mit dem Spritzgussverfahren von Kunststoffteilen ist die Anisotropie der Eigenschaften infolge der Orientierung der Makromoleküle und des Füllstoffs. Am deutlichsten kommt dieser Effekt bei Werkstoffen mit einem Faserfüllstoff zum Tragen. Bei den Gleichungen, die zur Einschätzung der Festigkeit und der Verformung des Bauteils herangezogen werden, wird jedoch der Faktor der Anisotropie außer Acht gelassen. Die Orientierung der Makromoleküle und des Füllstoffs ergibt sich aus den angreifenden Kräften, denen Thermoplaste beim Spritzgussverfahren ausgesetzt sind (bei der Bearbeitung von Duroplasten ist nur die Orientierung des Faserfüllstoffes betroffen). Lange makromolekulare Ketten werden in Richtung der wirkenden Kräfte in die Länge gezogen und erstarren beim Befüllen von intensiv gekühlten schmalen Profilen, noch bevor sie einen energetisch günstigeren Zustand mit der höchsten Entropie erreichen können. Der Prozess der Neugruppierung wird durch eine solche Fixierung der Makromoleküle lediglich unterbrochen, nicht jedoch vollständig unterdrückt. Folglich baut sich eine große Eigenspannung im Bauteil auf, die schließlich je nach Umgebungstemperatur und Zeit stets zur Verformung des Bauteils führt. Aus Sicht

der mechanischen Eigenschaften werden viel höhere Festigkeitsgrenzen in Richtung der Orientierung der Makromoleküle erreicht. Bei Kunststoffen mit einem Faserfüllstoff (z. B. Glasfasern) sind die Fasern primär in Richtung des Schmelzflusses orientiert. Ein verstärkter Verbundwerkstoff vermag in Richtung der Faserorientierung eine maximale Beanspruchung zu übertragen, die um bis zu eine Größenordnung höher ist als der Polymermatrix, siehe Abb. 5.21.

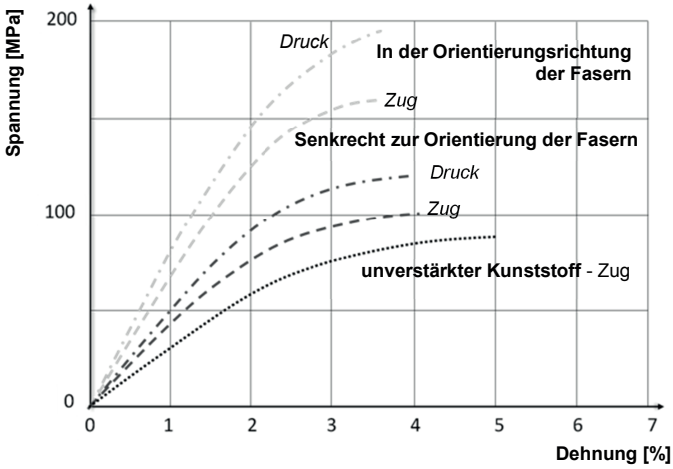


Abb. 5.21 *Vergleich der mechanischen Eigenschaften von Kunststoffen in Richtung der Orientierung des Füllstoffs und senkrecht dazu*

Die senkrecht zum Schmelzfluss wirkenden Kräfte werden mittels einer geringeren Anzahl der Fasern übertragen; die niedrigere Festigkeit der Matrix hingegen wirkt sich stärker auf die Endfestigkeit aus. Detailstudien haben jedoch gezeigt, dass diese Problematik viel komplexer ist. Bei Analysen der Querschnitte von Bauteilen aus glasfaserverstärkten Kunststoffen wurden viel mehr Schichten mit einer unterschiedlichen Faserorientierung identifiziert, siehe Abb. 5.22. Eine sehr dünne Oberflächenschicht (Schicht 1) weist im Optimalfall kaum Fasern auf. Die Übergangsschichten (Schichten 2 und 4) sind wiederum sehr dünn und enthalten bereits Fasern, welche jedoch chaotisch orientiert sind. Für die endgültigen mechanischen Eigenschaften eines mit einem Faserfüllstoff verstärkten Bauteils sind die Schichten 3 und 5 und ihr wechselseitiges Verhältnis ausschlaggebend. Während

die Fasern in den Schichten 3 in Richtung des Schmelzflusses orientiert sind, stehen die Fasern in den Schichten 5 senkrecht auf dem Schmelzfluss.

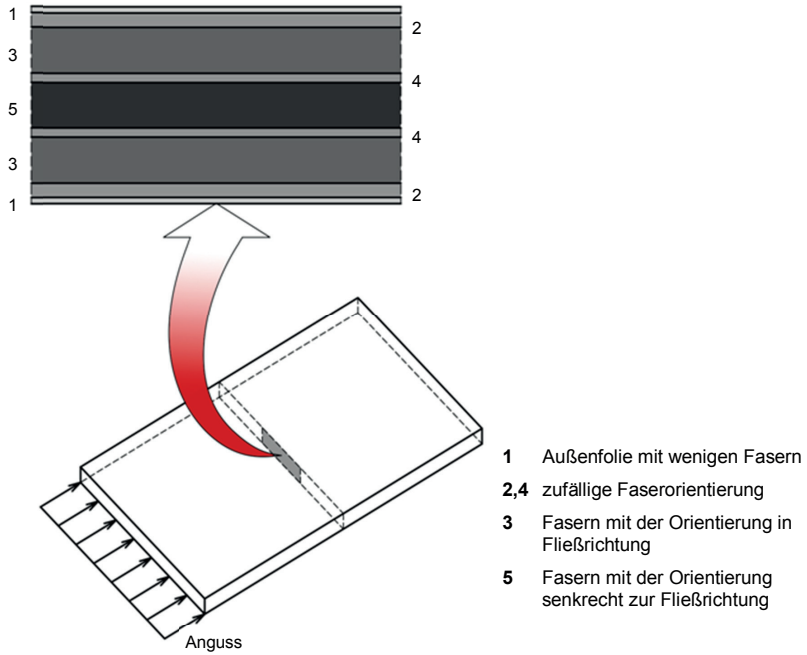


Abb. 5.22 *Orientierung der Glasfasern im Querschnitt eines Spritzgussteils*

Bei dünnwandigen Bauteilen sind die Schichten 3 für die mechanischen Eigenschaften ausschlaggebend: Sie umhüllen symmetrisch Schicht 5, die sich in der Mitte des Querschnitts befindet. Mit der zunehmenden Wanddicke des Produkts wird auch Schicht 5 stärker; dadurch werden die endgültigen Eigenschaften in Richtung des Schmelzflusses und senkrecht zum Schmelzfluss ausgeglichen und der Anisotropiefaktor nimmt ab. Die Größe dieser Schichten (vor allem bei der dritten und fünften Schicht) wird in erster Linie durch drei Parameter bestimmt:

- ***Rheologisches Verhalten des Polymers*** – wenn der Schmelzfluss der Polymermatrix eine niedrigere Viskosität aufweist, werden die äußeren Schichten dünner und die Schichten im Kern des Bauteils wiederum dicker (die Anisotropie des Bauteils nimmt insgesamt ab),

- ***Prozessparameter*** – die Orientierung der Fasern in dominanten Schichten wird am stärksten durch die Einspritzgeschwindigkeit und die Temperatur der Form beeinflusst (bei langsamem Befüllen wird die fünfte Schicht minimiert, wobei sie bei viskosen Polymeren vollständig verdrängt werden kann; die fünfte Schicht wird auch mit zunehmender Größe und Nachdruckdauer reduziert)
- ***Produktgeometrie*** – allgemein gilt, dass mit zunehmender Nennwanddicke auch die fünfte Schicht stärker wird.

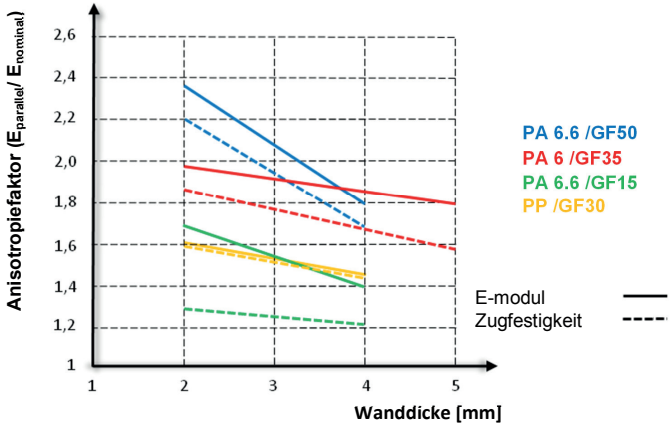


Abb. 5.23 *Anisotropiefaktor der Spritzgussteile je nach Wanddicke*

Der Einfluss der einzelnen Schichten wird anhand des Anisotropiefaktors mechanischer Eigenschaften dargestellt, siehe Abb. 5.23. Auf Grundlage des Diagramms und der vorstehend genannten Tatsachen können zwei Schlüsse gezogen werden. Erstens überwiegt die Orientierung der Verstärkungsfasern in Richtung des Schmelzflusses bis zu einer Wanddicke von 2 mm; das Befüllen der Hohlform sollte also im Hinblick auf die Richtung der belastenden Kraft entsprechend angepasst werden. Zweitens erscheint eine Erhöhung der Wanddicke (gemäß den vorgenannten Regeln um max. 50 %) in dem Bereich sinnvoll, in dem das Bauteil einer mehrachsigen Beanspruchung ausgesetzt wird, um die Anisotropie der Eigenschaften zu reduzieren.

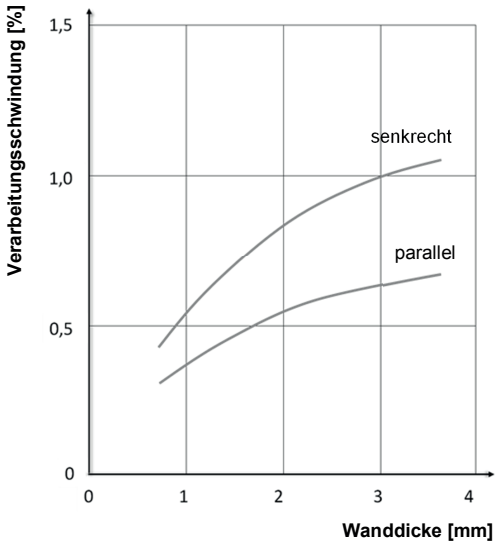


Abb. 5.24 *Beispiel der unterschiedlichen Schwindung des Kunststoffbauteils im Hinblick auf die Orientierung der Glasfasern*

Eine weitere problematische Stelle ist der Anguss: Zum einen ist die Orientierung der Fasern vollkommen zufällig, zum anderen baut sich eine große Eigenspannung auf. Daher sollte der Anguss nicht in solchen Bereichen positioniert werden, die mechanisch beansprucht werden. Außerdem hat die Faserorientierung einen großen Einfluss auf die Schwindung des Kunststoffteiles, die in Richtung der Faserorientierung viel niedriger ist als senkrecht zum Schmelzfluss, siehe Abb. 5.24.

- ***Bindenähte***

Beim Umfließen einer Hürde (z. B. eines Kerns, der eine Öffnung bildet) teilt sich der Schmelzfluss in zwei oder mehr Ströme, die nach der Hürde wieder zusammenfließen, siehe Abb. 5.25. Abhängig von den Bedingungen, die dabei herrschen (vor allem von der Temperatur und vom Schmelzdruck), entstehen mehr oder weniger optische oder funktionelle Defekte. Es lassen sich zwei Stufen von Bindenähten unterscheiden. Beträgt der Kontaktwinkel zwischen den Schmelzfronten weniger als 135°, ist die Bindenaht gut sichtbar. Ist der Winkel größer, haben die Makromoleküle beider Schmelzströme beinahe die gleiche Orientierung wie der

Hauptschmelzstrom und die Spur der Bindenaht ist nicht mehr erkennbar. Aus Sicht der mechanischen Eigenschaften stellen Bindenähte eine Schwachstelle dar, weil sie nicht unbedingt in der Lage sind, die gleiche Last zu übertragen wie durchgehendes Material. Die größten Auswirkungen haben Bindenähte auf die Eigenschaften von verstärkten Polymeren, weil der Verstärkungsstoff nicht (oder nur teilweise) bis zur Schnittstelle der beiden zusammenfließenden Schmelzfronten vordringen kann; daher sind nur mechanische Eigenschaften für die Festigkeit der Matrix ausschlaggebend, die um bis zu einer Größenordnung niedriger sind. Bei amorphen und teilkristallinen Polymeren gilt ferner, dass Bindenähte aus Sicht der Funktionalität des Bauteils mit abnehmender Zähigkeit des Kunststoffes gefährlicher werden, siehe Tab. 5.5.

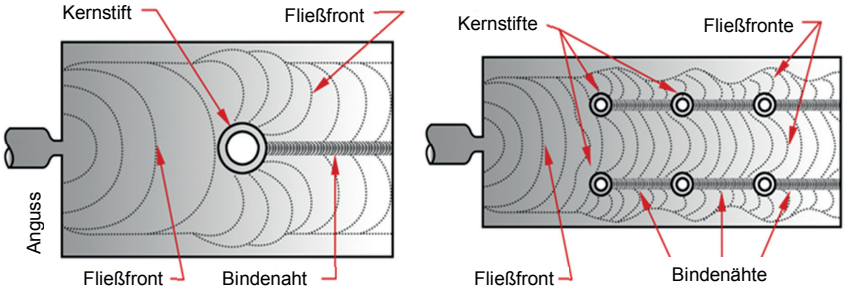


Abb. 5.25 *Schema der Entstehung einer Bindenaht nach einer Öffnung (umflossener Kern)*

Die Abschwächung der mechanischen Eigenschaften der Bindenaht liegt auch daran, dass zwischen den Schmelzfronten Luft eingeschlossen wird und Feuchtigkeit bzw. Verunreinigungen, die der Schmelzfluss auf dem Weg durch die Form mitgenommen hat, konzentriert werden. Die Position der Bindenaht kann durch die Positionierung der Angussstelle, technologische Parameter und die Wanddicke reguliert werden. Optimierungen erfolgen anhand von numerischen Füllanalysen, um die negativen Auswirkungen einer bestehenden Bindenaht möglichst zu vermeiden. Bereiche, in denen höchstwahrscheinlich eine Bindenaht entsteht, werden mit Rippen verstärkt oder die Wanddicke wird lokal erhöht, siehe Abb. 5.26.

Bindenähte entstehen auch bei Formen, deren Hohlraum durch mehrere Angusskanäle gefüllt wird und teilweise auch bei einer ungünstigen Kombination unterschiedlicher Wanddicken bzw. in der Umgebung von Rippen.

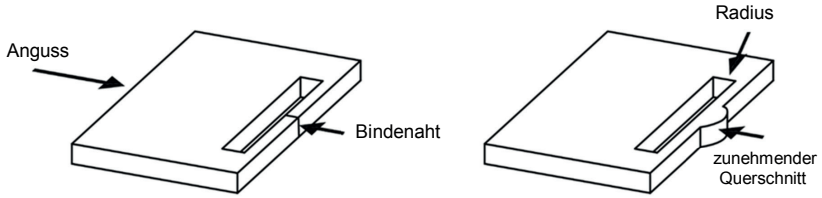


Abb. 5.26 *Mögliche Steigerung der Steifigkeit des Bereichs, in dem die Entstehung einer Bindenaht droht*

Tab. 5.5 *Steifigkeitsfaktor einer Bindenaht für ausgewählte Kunststofftypen*

Polymer	dynamische Belastung	Stoßbelastung
PA 6	≈ 1	
PA 6/GF30	0,6	
PA 6.6	≈ 1	0,22
PA 6.6/GF35	0,55	
PE-HD	≈ 1	0,2
PP	0,92	
PBT	0,95	
PBT/GF30	0,57	
PS	0,64	
SB	0,9	
ABS	≈ 1	0,6
ABS/GF15	0,55	0,3
PC/GF10	0,85	
PC/GF20	0,58	
PC/GF40	0,47	

5.7 Spannungskonzentratoren

Einer der grundlegenden Unterschiede bei der Konstruktion von Kunststoffteilen im Vergleich zu Metallteilen (Werkstücken) besteht darin, dass die Verwendung von scharfen Kanten beinahe ausgeschlossen ist. Scharfe Kanten und Ecken stellen *Spannungskonzentratoren* dar und verringern aus funktioneller Sicht die Fähigkeit

des Bauteils, die erforderliche Spannung zu übertragen. Für eine genauere Schätzung des Einflusses der Radiusgröße auf die Spannungskonzentration kann der Spannungskonzentrationsfaktor herangezogen werden, dessen Größe anhand des Graphen auf Abb. 5.27 abgeleitet werden kann. Dieser Faktor multipliziert die theoretische Spannung, die sich im Körper befindet, sodass diese realistische Werte erreicht. Neben scharfen Kanten erweisen sich auch unregelmäßige Profile mit plötzlichen Reliefvariationen als Spannungskonzentratoren, darunter z. B. Öffnungen, plötzliche Schwankungen der Wanddicke usw. Durch die Einhaltung von Konstruktionsempfehlungen und Grenzwerten, die in Kapitel 4 angeführt sind, kann die Entstehung solcher Bereiche, welche die endgültige Lebensdauer des Kunststoffteils wesentlich reduzieren können, vermieden bzw. minimiert werden.

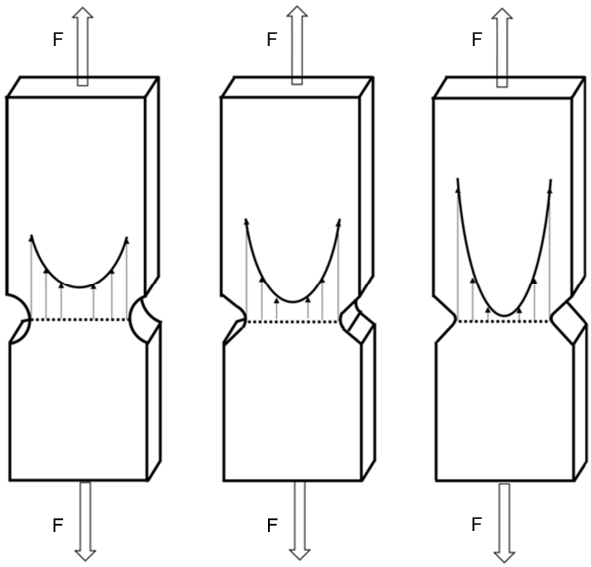


Abb. 5.27 *Einfluss der Geometrie der Kerbe auf die Eigenspannung im Körper*

5.8 Wärmebeanspruchung von Kunststoffteilen

Im Vergleich zu anderen Gruppen technischer Werkstoffe (Metalle, Keramik usw.) reagieren Kunststoffe auf die einwirkende bzw. vorherrschende Temperatur am

empfindlichsten; dies geschieht bereits in relativ engen Intervallen im Bereich der Standardumgebungstemperatur. Die mit Phasenübergängen verbundenen Grenztemperaturen sind in Kapitel 2 angeführt. Ein weiterer bedeutender Faktor ist der relativ große Wärmeausdehnungskoeffizient beispielsweise im Vergleich zu Metallen (bis zu 10-mal höher).

Die Spannung (σ_t) im Körper, die infolge einer Veränderung der Körpermaße aufgebaut wird, kann mithilfe eines modifizierten Hookeschen Gesetzes definiert werden, siehe Gleichung (44):

$$\sigma_t = -E \cdot \alpha \cdot \Delta T \tag{44}$$

wobei der Elastizitätsmodul (E) und der Wärmeausdehnungskoeffizient (α) einen positiven Wert annehmen; wenn der Term, mit dem die Temperaturänderung ausgedrückt wird, ebenfalls positiv ist ($\Delta T > 0$), baut sich im Körper eine Druckspannung auf. Angesichts der viskoelastischen Eigenschaften des Werkstoffes unterliegt auch die infolge einer Temperaturänderung aufgebaute Spannung den Relaxationsprozessen, d. h. sie wird im Laufe der Zeit gesunken.

Wenn zwei Elemente einer Baugruppe gegenseitig fixiert sind, siehe Abb. 5.28, verformt sich bei einer Temperaturänderung infolge der aufgebauten Druckspannung das Bauteil aus dem Werkstoff mit der größeren Wärmeausdehnung. Der durch die Betriebstemperatur hervorgerufene kritische Wert sollte den durch die Gleichung (44) ausgedrückten Grenzwert nicht überschreiten

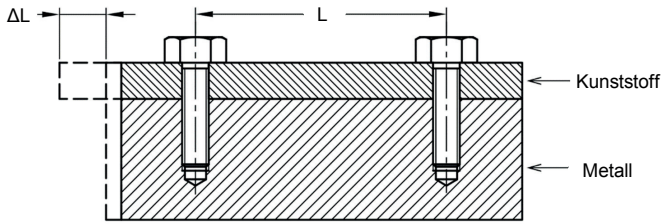


Abb. 5.28 *Spannung in einem fixierten Körper ohne die Möglichkeit, die Wärmeausdehnung zu kompensieren*

Der Wärmeausdehnungskoeffizient weist ebenfalls einen gewissen Grad an Anisotropie auf, vor allem bei verstärkten Polymeren. Der Koeffizient ist in Faserrichtung nur halb so groß als senkrecht zur Faserrichtung, siehe Tab. 5.6.

Um die Eigenspannung, die durch eine Temperaturänderung hervorgerufen wird, zu minimieren, werden kritische Geometrien des Teiles meist in mehrere kurze Segmente durch Dehnungsfugen unterteilt, siehe Abb. 5.29, oder es werden extrem dünnwandige Elemente ins Profil eingefügt, die sich bei einer Größenzunahme bis zu einem gewissen Grad verformen und damit die endgültige Ausdehnung des Teiles kompensieren können, siehe Abb. 5.30.

Tab. 5.6 *Linearer Wärmeausdehnungskoeffizient bei ausgewählten Kunststoffen (0 - 200 °C)*

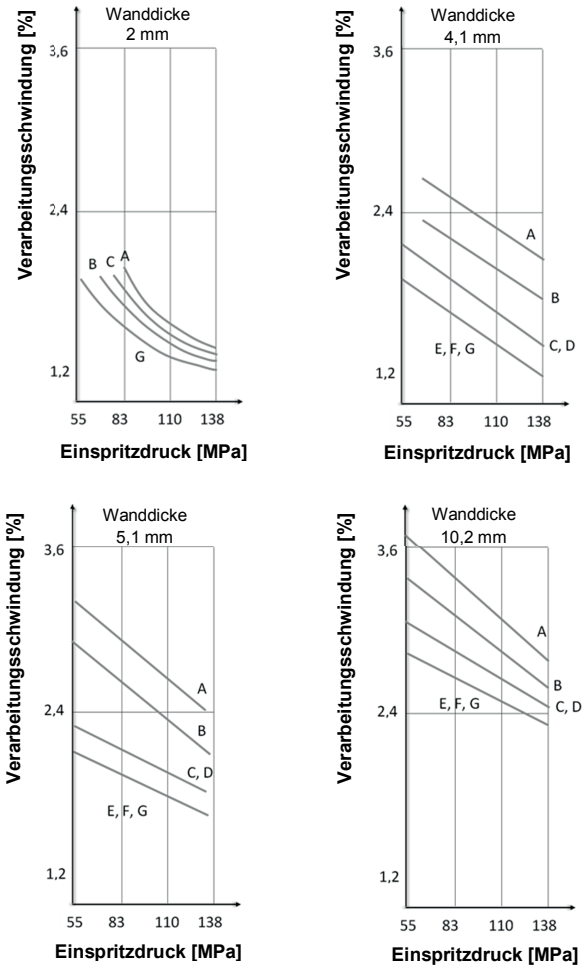
Polymer	parallel $\alpha.10^{-6}$ [cm·cm/°C]	nominal $\alpha.10^{-6}$ [cm·cm/°C]
PA 6.6	70	x
PA 6.6-FR	65	x
PA 6.6/GF	20	55
PA 6.6/GF-FR	20	55
PA 4.6/GF-FR	25	60
PA 6.12/GF	23	50
PBT/GF	25	60
PET/GF	25	60
PPS/GF	22	55
LCP/GF	14	40

Abb. 5.29 *Konstruktionsanpassung zur Minimierung der im Produkt durch Wärmeausdehnung hervorgerufenen Eigenspannung*

Abb. 5.30 *Konstruktionsanpassung zur Minimierung von Größenänderungen des Produkts infolge der Wärmeausdehnung*

5.9 Maßtoleranzen

Im Gegensatz zu Metallteilen wird die endgültige Genauigkeit von Kunststoffteilen von vielen parallel wirkenden Faktoren beeinflusst, wobei erreichbare, d. h. anwendbare Toleranzbereiche sowohl durch die Größe der Nennmaße als auch durch das verwendete Material, die Prozesskontrollen, die Lage des Toleranzmaßes im Verhältnis zur Trennebene usw. limitiert werden. Die Form des Bauteils und die Positionierung der Angüsse wirken sich unmittelbar auf den Verlauf des Befüllens des Werkzeughohlraums, die Homogenität der Wärmeableitung und die Gesamtschwindung des Bauteils aus, die zudem durch die Wanddicke beeinflusst wird, siehe Abb. 5.31. Um den Schwindungsprozess, der die endgültige Genauigkeit des Toleranzmaßes wesentlich beeinflusst, weitgehend zu reduzieren, ist es von Vorteil, den Angusskanal möglichst nahe an einen Bereich mit einem engen Toleranzbereich zu positionieren. Form- und Größenänderungen während des Schwindungsvorgangs werden primär durch die Anordnung, die Form und Länge der Makromoleküle (selbst im Rahmen der gelieferten Materialchargen gibt es Schwankungen), das Vorkommen weiterer Zusatzstoffe (Farbstoffe, Füllstoffe usw.), die Temperaturhistorie des Werkstoffes, die vorbereitenden Operationen (Trocknen usw.), die schwankende Viskosität des Werkstoffes (Temperatur, Feuchtigkeit, Verteilung der Zusatzstoffe usw.) beeinflusst. Neben der Schwindung zählen die Wärmeausdehnung des Bauteils, die Wasseraufnahmefähigkeit (siehe Abb. 5.32) sowie die sekundäre Schwindung (Nachschwindung), die vor allem mit der Nachkristallisiation von teilkristallinen Thermoplasten verbunden ist, zu den grundlegenden Faktoren. Die allgemeine Genauigkeit des Bauteils wird auch vom gewählten Design und von der Ausführung des Produktionswerkzeugs beeinflusst. Mit der zunehmenden Anzahl von Produktionshohlräumen sinkt die Genauigkeit der einzelnen Teile, die in der Umgebung von beweglichen Gliedern im Laufe der Zeit variiert. Weitere bedeutende Faktoren aus Sicht der Form sind die Positionierung der Auswerfer, die Dimensionierung des Angusssystems und der Temperierkreisläufe, die Anpassung der Form, eine ausreichende Entlüftung, die Verformung von dünnen Kernen und Profilen infolge von hohen Drücken usw.



Werkstoff: Copolymer POM, *Schmelztemperatur*: 200 ^{0} C, *Schwindung in Richtung des Schmelzflusses gemessen, Querschnittsfläche des Angusskanals*: A - 1,9 mm^2, B - 3,9 mm^2, C - 7,7 mm^2, D - 12,2 mm^2, E - 18,1 mm^2, F - 23,9 mm^2, G - 31,3 mm^2

Abb. 5.31 *Einfluss ausgewählter Faktoren auf die endgültige Schwindung und damit auf die Genauigkeit des Bauteils*

Die Maschine wiederum spielt vor allem aus Sicht der genauen Wiederholbarkeit der einzelnen Bewegungen (Drücke und Geschwindigkeiten) eine äußerst wichtige Rolle. Aktions- und Kontrollelemente müssen, zur Erreichung möglichst geringer

Temperaturschwankungen in der Schmelzkammer der Spritzgussanlage, eine genaue Führung der Formteile usw. sorgen. Jede Spritzeinheit einer Maschine hat ihre Einschränkungen und das Volumen der einzelnen Einspritzdosen muss dem optimalen Volumen entsprechen, das durch die Größe (den Durchmesser) der Schnecke gegeben ist. Für jede produzierte Serie sollten identische technologische Parameter verwendet werden, die nur im Hinblick auf etwaige Änderungen in den gelieferten Chargen des zu verarbeitenden Materials optimiert werden. Technologische Parameter werden erst nach einigen Produktionshüben (nach der „Einschwingen“ der Betriebstemperatur des Werkzeugs) stabilisiert. Daher sollten die ersten produzierten Teile von der Produktion ausgemustert werden. Wenn auch die Zeitabstände zwischen den einzelnen Produktionshüben länger werden (der Werkstoff verbringt z. B. infolge eines technologischen Eingriffs in der Schmelzkammer mehr Zeit), sollten auch einige nachfolgende Hübe von der Produktion ausgemustert werden. Die endgültigen Maße werden auch durch die anschließende Handhabung des Produkts (Abkühlung des Produkts nach dem Entformen) sowie unterschiedliche Umgebungswirkungen beeinflusst.

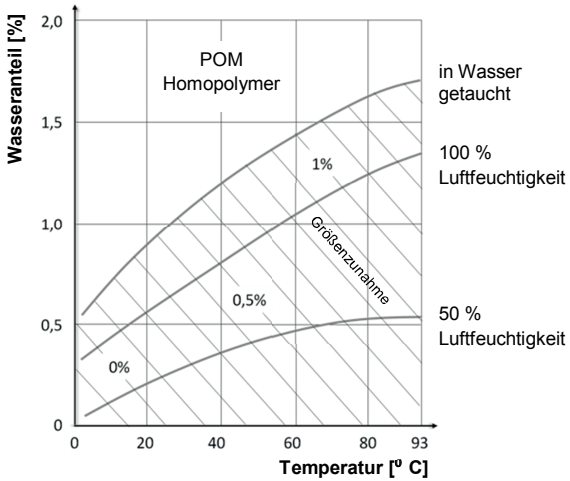


Abb. 5.32 *Änderung der Größe des Kunststoffteils infolge von Wasseraufnahme*

Enge Toleranzbereiche sollten nur dort verwendet werden, wo es für die Anwendung unabdingbar ist. Unrealistische und übermäßige Toleranzen treiben die

scheinbare Ausschussrate der Produktion in die Höhe und verteuern damit das Produktionswerkzeug wie auch das Produkt. In der Praxis treten jedoch bei Spritzgussteilen oft allzu enge Toleranzen auf.

Für eine erste Einschätzung der anwendbaren Toleranzen kann man von einem linearen Verhältnis zwischen dem Toleranzbereich und dem Nennmaß des Kunststoffteils ausgegangen werden. Für das herkömmliche Spritzgussverfahren ist eine Toleranz in Höhe von 1 % des Nennmaßes anwendbar. Beim Spritzgießen von technischen Formteilen sinkt die erreichbare Toleranz auf 0,6 % des Nennmaßes und für genaue, hoch anspruchsvolle Spritzgussverfahren gilt eine Toleranz von 0,3 % des Nennmaßes. Die Werkstofflieferanten bieten informative Übersichten der anwendbaren Toleranzen für gängige Werkstoffe je nach Charakteristik der einzelnen Maße (Öffnung, Senkung usw., siehe Abb. 5.33).

Eine umfassende Vorgehensweise zur Bestimmung des geeigneten Toleranzbereichs, nach der sich jeder Konstrukteur von Spritzgussteilen richten sollte, ist in der Norm DIN 16 742 definiert. Die abhängig von den Nennmaßen geltenden Richtwerte sind in neun Toleranzgruppen gegliedert, wobei jede Gruppe zwei weitere Untergruppen hat, die die Lage des Toleranzmaßes im Hinblick auf die Lage der Trennebene berücksichtigen.

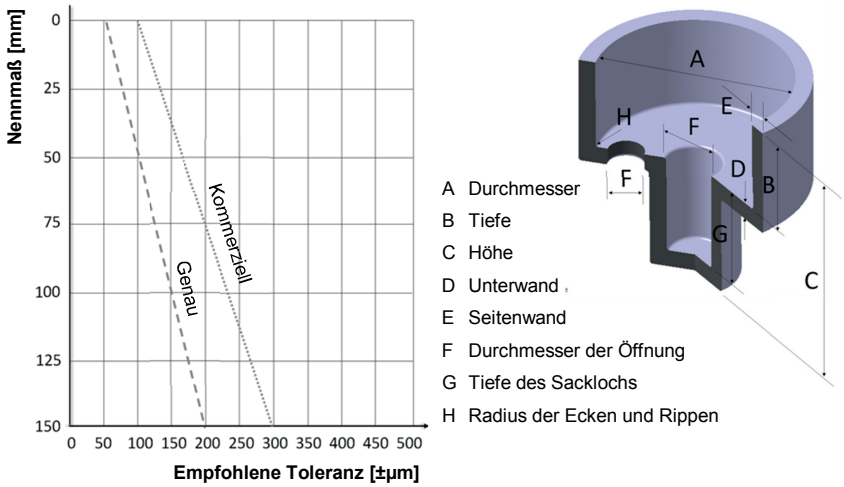


Abb. 5.33 *Informative Übersicht der anwendbaren Toleranzen des Werkstofflieferanten*

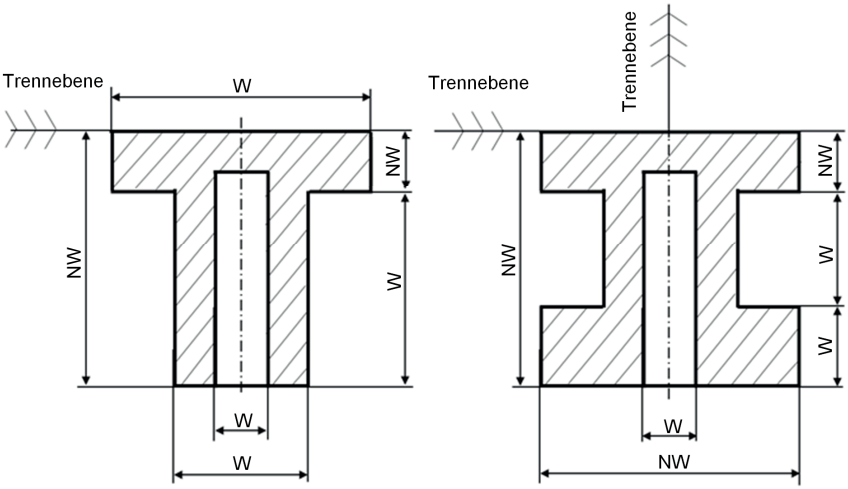


Abb. 5.34 *Werkzeuggebundene (W) und nicht werkzeuggebundene (NW) Maße im Verhältnis zur Position der Trennebene*

Wenn die Kontur des dimensionierten Maßes aus einer einheitlichen Metallmasse besteht (*werkzeuggebundenes Maß*), können die Toleranzen enger sein. Wird hingegen das dimensionierte Maß durch eine Trennebene unterbrochen (*nicht werkzeuggebundenes Maß*) bzw. besteht die Kontur aus beweglichen Formgliedern (Backen), so ist zu erwarten, dass die Form sich im Laufe der Zeit abnutzt oder Unreinheiten in die Trennebene gelangen können, daher sollte die angewendete Toleranz großzügiger sein als bei einem formgebundenen Maß, siehe Abb. 5.34.

Die anwendbare Toleranzklasse wird anhand eines Verhältnisses definiert, das die Stufe der Produktionsprozesskontrolle, die mechanischen Materialeigenschaften (Festigkeit und Elastizitätsmodul), die Schwindungsvariabilität usw. berücksichtigt. Beispiele empfohlener Toleranzwerte für einzelne Toleranzklassen sind in der Tab. 5.7 angeführt. Für andere Produktionstechnologien sind andere (meistens kleinere) Genauigkeitsstufen der Bauteile erreichbar, siehe Tab. 5.8.

Tab. 5.7 *Empfohlene Toleranzbereiche für Kunststoffspritzgussteile (DIN 16 742)*

Toleranz-gruppen		Nennmaß [mm]															
		1 bis 3	≤ 6	≤ 10	≤ 18	≤ 30	≤ 50	≤ 80	≤ 120	≤ 180	≤ 250	≤ 315	≤ 400	≤ 500	≤ 630	≤ 800	≤ 1000
TG1	W	±0,007	±0,012	±0,018	±0,022	±0,026	±0,031	±0,037	±0,044	x	x	x	x	x	x	x	x
	NW	±0,012	±0,018	±0,022	±0,026	±0,031	±0,037	±0,044	±0,050	x	x	x	x	x	x	x	x
TG2	W	±0,013	±0,020	±0,029	±0,035	±0,042	±0,050	±0,060	±0,090	±0,13	±0,15	±0,16	±0,18	±0,20	x	x	x
	NW	±0,020	±0,029	±0,035	±0,042	±0,050	±0,060	±0,090	±0,13	±0,15	±0,16	±0,18	±0,20	±0,22	x	x	x
TG3	W	±0,020	±0,031	±0,05	±0,06	±0,070	±0,08	±0,10	±0,15	±0,20	±0,23	±0,26	±0,29	±0,40	±0,55	±0,63	±0,7
	NW	±0,031	±0,050	±0,06	±0,07	±0,080	±0,10	±0,15	±0,20	±0,23	±0,26	±0,29	±0,40	±0,55	±0,63	±0,7	±0,77
TG4	W	±0,03	±0,05	±0,08	±0,09	±0,110	±0,13	±0,15	±0,23	±0,32	±0,35	±0,41	±0,45	±0,63	±0,88	±1,	±1,15
	NW	±0,05	±0,08	±0,09	±0,11	±0,130	±0,15	±0,23	±0,32	±0,35	±0,41	±0,45	±0,63	±0,88	±1	±1,15	±1,3
TG5	W	±0,05	±0,08	±0,11	±0,14	±0,170	±0,20	±0,23	±0,36	±0,50	±0,58	±0,65	±0,70	±1,00	±1,4	±1,6	±1,8
	NW	±0,08	±0,11	±0,14	±0,17	±0,200	±0,23	±0,36	±0,50	±0,58	±0,65	±0,70	±1,00	±1,40	±1,6	±1,8	±2,1
TG6	W	±0,07	±0,12	±0,18	±0,22	±0,260	±0,31	±0,37	±0,57	±0,80	±0,93	±1,05	±1,15	±1,60	±2,2	±2,5	±2,8
	NW	±0,12	±0,18	±0,22	±0,26	±0,310	±0,37	±0,57	±0,80	±0,93	±1,05	±1,15	±1,60	±2,20	±2,5	±2,8	±3,1
TG7	W	±0,13	±0,20	±0,29	±0,35	±0,420	±0,50	±0,60	±0,90	±1,25	±1,45	±1,60	±1,80	±2,60	±3,5	±4	±4,5
	NW	±0,20	±0,29	±0,35	±0,42	±0,500	±0,60	±0,90	±1,25	±1,45	±1,60	±1,80	±2,60	±3,50	±4	±4,5	±5
TG8	W	±0,20	±0,31	±0,45	±0,55	±0,650	±0,80	±0,95	±1,40	±2,00	±2,30	±2,60	±2,85	±4,00	±5,5	±6,25	±7
	NW	±0,31	±0,45	±0,55	±0,65	±0,800	±0,95	±1,40	±2,00	±2,30	±2,60	±2,85	±4,00	±5,50	±6,25	±7	±7,75
TG9		±0,30	±0,49	±0,75	±0,90	±1,050	±1,25	±1,50	±2,25	±3,15	±3,60	±4,05	±4,45	±6,20	±8,5	±10	±11,50

W: werkzeuggebundene Maße *NW: nicht werkzeuggebundene Maße* *Für TG9 ist die Differenzierung von W- und NW-Maßen nicht erforderlich*

Tab. 5.8 *Empfohlene Toleranzbereiche für Extrusionsprofile*

		PS-HI	PC, ABS	PP	PVC-U	PVC-P	PE-LD
Nennmaß [mm]	≤ 3	±0,1778	±0,254	±0,254	±0,1778	±0,254	±0,3048
	≤ 10	±0,3048	±0,508	±0,381	±0,254	±0,381	±0,635
	≤ 25	±0,4318	±0,635	±0,508	±0,381	±0,508	±0,762
	≤ 40	±0,635	±0,6858	±0,6858	±0,508	±0,762	±0,889
	≤ 50	±0,762	±0,889	±0,889	±0,635	±0,889	±1,016
	≤ 80	±0,889	±0,9398	±0,9398	±0,762	±1,016	±1,143
	≤ 100	±1,27	±1,27	±1,27	±1,143	±1,651	±1,651
	≤ 130	±1,651	±1,651	±1,651	±1,524	±2,3622	±2,3622
	≤ 180	±2,3622	±2,3622	±2,3622	±1,905	±3,175	±3,175
	≤ 250	±3,175	±3,175	±3,175	±2,3622	±3,81	±3,81

6 DAS PRINZIP VON MECHANISCHEN KUNSTSTOFFVERBINDUNGEN

Bei der Gestaltung von Baugruppen kommt man nicht umhin, sich mit dem Thema *mechanischer Kunststoffverbindungen* zu befassen. Dabei kann man auf Techniken zurückgreifen, die sowohl von den Anforderungen an die Verbindung ausgehen (*lösbare* oder *unlösbare Verbindungen*) als auch von den Eigenschaften der eingesetzten Werkstoffe (gleiche oder unterschiedliche Kunststofftypen bzw. deren Kombination mit anderen Werkstoffen). Die Verbindungen müssen in der Lage sein, die Baugruppe selbst bei Belastung durch Kraftanwendung trotz der Einschränkungen von Kunststoffteilen (Kriechen, Spannungsrelaxation, große Wärmeausdehnung im Vergleich zu Metallen u. ä.) zusammenzuhalten. Neben herkömmlichen Kunststoffverbindungen werden im vorliegenden Kapitel auch Verbindungen mit Metallschrauben und Inserts oder auch spezielle Profile behandelt, die die Funktion einer integrierten Verbindung zweier Elemente erfüllen, sog. Filmscharniere oder Filmgelenke.

6.1 Lösbare Verbindungen

Wirtschaftlich und umwelttechnisch gesehen sind *lösbare Verbindungen*, die in das Kunststoffteil integriert sind, am günstigsten. Integrierte Verbindungselemente sind vor allem wegen ihrer wirtschaftlichen Herstellung zusammen mit dem Kunststoffteil von großem Vorteil, doch auch im Hinblick auf die Rationalisierung des gesamten Fügeprozesses zweier primär aus Kunststoff bestehenden Kunststoff-produkte (sie lassen sich aber auch für die Verbindung von Werkstoffen verwenden, die sonst kaum kombinierbar wären). Aus Sicht der Endanwendung wurden zahlreiche Designs für integrierte Verbindungselemente entwickelt. Ein wichtiger Aspekt in Bezug auf die Produktion von Teilen mit Schnapphaken ist es, den Anguss so zu positionieren, dass dieser Bereich nicht ungleichmäßig gefüllt wird, die Füllstofforientierung günstig ist und keine zu große Eigenspannung entsteht.

Im Rahmen der Einteilung integrierter lösbarer Verbindungen können zwei Gruppen unterschieden werden: *offene* und *geschlossene Profile*. Zu den offenen Profilen zählen herkömmliche Schnapphaken, zu den geschlossen Profilen wiederum

gehören z. B. Steckverbindungen mit unterschiedlicher Anzahl von Raststufen oder Kugelgelenkverbindungen (Schnappkugeln) oder Ringschnappverbindungen (Schnappzylinder), siehe Abb. 6.1.

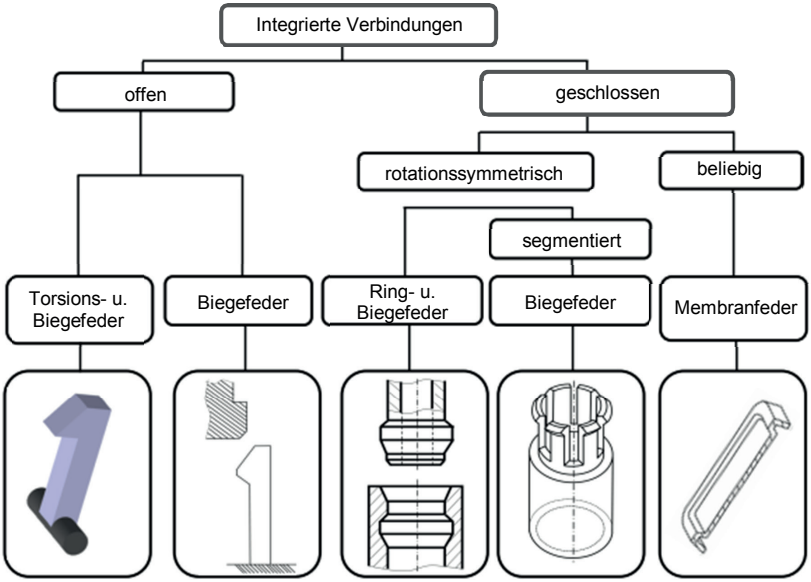


Abb. 6.1 *Grundtypen integrierter Verbindungen nach geometrischen Gesichtspunkten*

6.1.1 Schnappverbindungen

Schnappverbindungen bieten eine sehr rasche und kostengünstige Fügemethode von Kunststoffteilen. Diese Verbindungen haben jedoch auch Schwachpunkte wie etwa die Gefahr einer geringeren Genauigkeit der endgültigen Verbindung, eine relativ niedrige Demontagekraft und möglicherweise höhere Anforderungen an das Produktionswerkzeug hinsichtlich ihrer Integration in das Bauteil. Die gängigsten Typen sind *herkömmliche Schnapphaken*, *Ringschnappverbindungen* und *Kugelgelenkverbindungen*, siehe Abb. 6.2. Der Fügevorgang gründet auf der elastischen Verformung beider Glieder, wobei der Schnapphaken selbst flexibler ist und die zweite (meist starrere) Komponente den Aufnehmer bildet. Weniger gängige Schnappverbindungen beruhen auf der Verformung eines Fügeelements durch

Torsion. Nach Abschluss der Montageschritte kehren beide Komponenten in ihre ursprüngliche Form zurück oder behalten zum Teil ihre Verformung bei. Herkömmliche Schnapphaken werden nur durch Biegung verformt, während Kugelgelenkverbindungen und Ringschnappverbindungen auf einer radialen Weitung der Hülse gründen. Diese beiden Abwandlungen einer Schnappverbindung sind steifer, übertragen jedoch nicht das Drehmoment. Eine Übergangsgeometrie bilden herkömmliche zylindrische Steckverbindungen, siehe Abb. 6.3. Ringschnappverbindungen sind für gewöhnlich am stabilsten, erfordern jedoch eine größere Kraft bei der Montage als Schnapphaken. In Anbetracht der nur vorübergehenden und kurzen Wirkung der Montagekräfte wird bei Schnappverbindungen allgemein mit einer höheren zulässigen Spannung und einem geringeren Sicherheitsfaktor gerechnet.

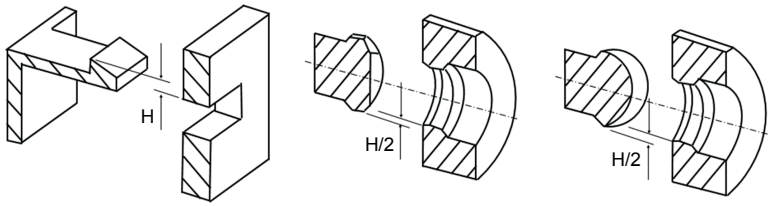


Abb. 6.2 *Gängigste Typen von den Schnappverbindungen*
(von links – herkömmliche Schnapphaken, Ringschnapp- u. Kugelgelenkverbindungen)

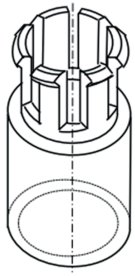


Abb. 6.3 *Herkömmliche zylindrische Steckverbindungen*

Die größten Risiken von Schnappverbindungen sind Spannungskonzentratoren, ein übermäßiges Kriechen (bleibende Verformung des Schnapphakens, wenn dieser

nach der Montage nicht in die natürliche Position zurückkehrt) und Ermüdungsrisse durch wiederholte Montagen und Demontagen. Für diese Anwendungen werden Werkstoffe bevorzugt, die beständig gegen Materialermüdung sind (teilkristalline Kunststoffe mit langen Makromolekülketten, die in der Lage sind, Strukturen mit einem hohen Kristallinitätsgrad und einer hohen Stoßzähigkeit zu bilden). Die Auswahl der Werkstoffe kann auch aufgrund eines Vergleichs der Ermüdungskurven (Spannungsamplitude-Lastspielzahl-Kurven) erfolgen, die die zu erwartende Zyklusanzahl bei einer gegebenen Beanspruchung und Temperatur darstellen, die der Werkstoff verträgt, bis es zum Versagen durch Ermüdung kommt. Die Bewertung eines Werkstoffs mithilfe dieser Kurven ist relativ konservativ, da eine normativ festgelegte Beanspruchungsfrequenz viel höher ist als bei realen Anwendungen von Schnappverbindungen.

Tab. 6.1 *Vor- und Nachteile von Schnappverbindungen*

Vorteile	▪ Kann leicht ins Bauteil integriert werden ▪ Kompakte, platzsparende Form ▪ Übernahme einer anderen Funktion wie Zentrieren, Dämpfung usw. ▪ Kleine Anzahl von Einzelteilen des Bausatzes
Nachteile	▪ Die Befestigung der Fügeteile ist schwächer als beim Schweißen u. Kleben ▪ Begleiteffekte während des Spritzgusses können negativ die Funktionalität des Elements beeinträchtigen ▪ Kriechen mit langfristiger Belastung des Elements ▪ Bei komplizierten Anwendungen sind enge Toleranzen erforderlich

Eine konventionelle Schnappverbindung setzt sich aus dem Schnapphaken selbst und dem Gegenstück (Aufnehmer) zusammen. Herkömmliche Schnappverschlüsse bestehen aus zwei Teilen. Der erste ist der tragende Teil, der an der Einspannstelle des Schnapphakens im Bauteil beginnt und übergangslos in den Träger übergeht, siehe Abb. 6.4, dessen Länge und Profil die anschließende Verformbarkeit bestimmen. Der Trägerteil wird mit einem Halteprofil (Wulst) abgeschlossen, das in den Aufnehmer im anderen Teil der Baugruppe einrastet. Die Festigkeit der Verbindung ergibt sich durch die Schlussart (Wirkungsmechanismus) und die Reibungsgröße. Die Kraft, die durch den Schnapphaken übertragen wird, kann bis zu hundertmal größer sein als jene, die zur Komplettierung der Baugruppe erforderlich ist. Was die Geometrie der Verbindungen angeht, können hier in großem Maße Kriechen und Spannungsrelaxation auftreten, die zu einem Versagen der Verbindung

führen können. Die Vor- und Nachteile von Schnappverbindungen wurden in Tabelle 6.1 zusammengefasst.

Die Hauptelemente des Halteelements sind der Füge- und der Lösewinkel, wobei der Lösewinkel viel größer ist als der Fügewinkel. Je mehr sich der Lösewinkel 90° annähert, umso mühevoller ist die Demontage der Baugruppe, die bis zur Unlösbarkeit der Verbindung gehen kann (Lösewinkel 89° - 90°).

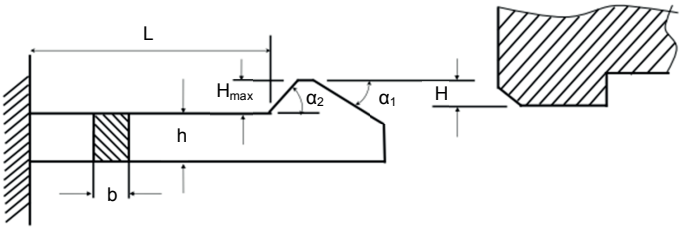


Abb. 6.4 *Schema eines herkömmlichen Schnapphakens*

α_1 – Fügewinkel; α_2 – Haltewinkel; L - Schnapplänge; H – Schnapphöhe (Hinterschnitt); b – Querschnittsbreite (Hakenbreite); h – Querschnittshöhe (Hakenhöhe)

Die *Gesamtlänge des Schnapphakens* setzt sich aus der Länge des Trägers und der Länge des Halteelements (Wulst) zusammen. Nach Festlegung der erforderlichen Durchbiegung werden nur der Trägerteil und die Schnapphöhe betrachtet. Die übrige Profilgeometrie des Halteelements sowie seine Länge können erst in den folgenden Entwicklungsschritten geklärt werden. Die Länge des Trägerteils sollte das 5- bis 10-fache seiner Dicke an der Einspannstelle betragen. Bei steifen und spröden Werkstoffen hingegen sind höhere Längenverhältnisse zur Dicke des Trägers angebracht. Wenn sie jedoch länger als das 10-Fache der Wanddicke sind, kann es zu Problemen mit der Füllung des Profils beim Spritzguss und mit seiner Verformung geben. Bei einem kürzeren Träger wird auch die Wand des Produkts stark verformt, siehe Abb. 6.5. Die Länge des Trägerteils, die dafür sorgt, dass sich die Wand an der Einspannstelle nicht verformt, besitzt das Verhältnis (8 – 10):1. Um die Verformung kürzerer Träger genauer abschätzen zu können, wurde ein Verformungsfaktor eingeführt, der zusammen mit den herkömmlichen Formeln angewendet werden sollte. Die daraus resultierende Verformung nimmt bei voller Nutzung des Potenzials des jeweiligen Designs zu. Bei der Gestaltung einer neuen Schnappverbindung empfiehlt es sich, dessen Verformungs-Festigkeits-

Verhalten durch die Methode der finiten Elemente (FEM) oder an Prototypprodukten (Prototypen aus dem 3D-Druck oder Produkte aus einer Prototypenform, die genauer dem Endprodukt entsprechen) stets zu überprüfen.

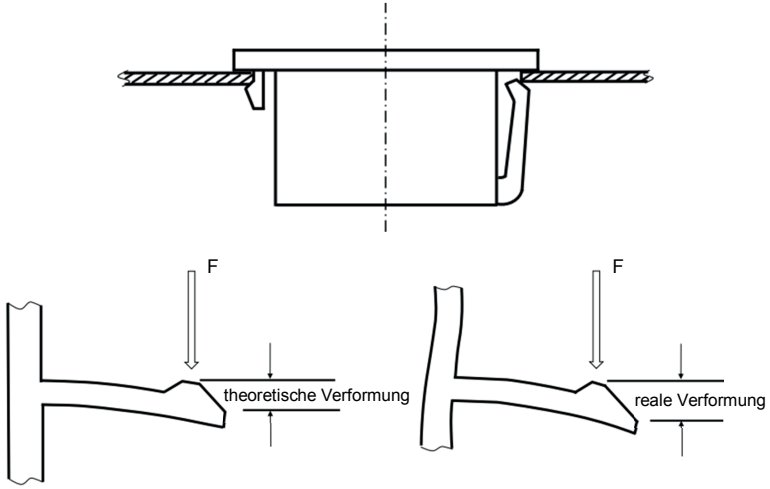


Abb. 6.5 *Konstruktion eines schwer und eines leicht verformbaren Schnapphakens (oben) sowie die Verformung der Produktwand aufgrund eines zu kurzen Trägerteils des Schnapphakens (unten)*

Die *Breite des Trägerteils des Schnapphakens* (siehe Abb. 6.6) wirkt sich ebenfalls auf die Größe der Montage- und Demontagekraft aus. Die anschließende Verformung ist aber keine direkte Funktion der Trägerbreite. Mit diesem Parameter kann lediglich die Festigkeit der Verbindung leicht reguliert werden. Für die meisten Anwendungen wird eine konstante Breite eingesetzt. Allgemein wird empfohlen, dass die Breite des Trägers kleiner als die Länge des Trägerteils (aber höchstens gleich groß) sein sollte.

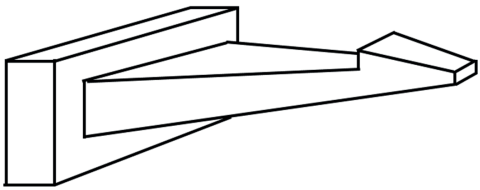


Abb. 6.6 *Breite des Trägerteils des Schnapphakens*

Zur optimalen Nutzung des Werkstoffs im Trägerteil des Schnapphakens hat sich ein konisches Profildesign, bei dem die Spannung wesentlich gleichmäßiger über die gesamte Länge des Spannhakens verteilt wird, als effizienter erwiesen (etwa um 50 %), siehe Abb. 6.7. Das optimale Verhältnis zwischen der Trägerdicke an der Einspannstelle und im Wulstbereich beträgt 1: (0,8 - 0,4). Eine größere Verdünnung im vorgegebenen Bereich wird für kürzere Spannhaken genutzt, doch auch hier geht die Kraft zurück, die die Verbindung übertragen kann, bevor es zur Demontage oder einem Versagen kommt.

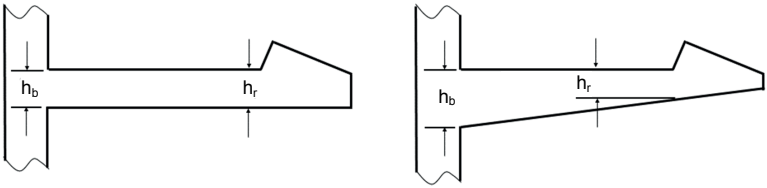


Abb. 6.7 *Ursprüngliches (links) und optimiertes konisches Design des Trägerteils des Schnapphakens (rechts)*

Die Einspannrichtung des Trägerteils des Schnapphakens in die Produktwand kann verschieden sein, siehe Abb. 6.8. Wenn es senkrecht zur anliegenden Wand steht, wird eine Einspanndicke von 50 % bis 60 % der Wanddicke empfohlen. Bei Verwendung eines dünneren Trägers können Probleme beim Auffüllen des Profils auftreten. Stärkere Profile können zu Einfallstellen im Einspannbereich führen. Wenn der Träger eine Verlängerung der Produktwand darstellt, sollte seine Dicke mit der Produktdicke übereinstimmen.

Die Wulsthöhe (H) bestimmt das erforderliche Verformungsmaß des Schnapphakens. Die real erforderliche Verformung ist jedoch niedriger, da es zugleich auch zu einer Verformung des Schnapphakens kommt. Die Verformungen nehmen relativ bedeutende Werte an, daher ist der aus Kurzzeitversuchen ermittelte Elastizitätsmodul unbrauchbar; stattdessen findet der Sekantenmodul Anwendung (siehe Kapitel 5.2), der durch die maximal zulässige Verformung definiert wird, siehe Tab. 6.2. Eine Dauerbeanspruchung (Deformation) der Schnapphaken nach der Montage wird hinsichtlich des Kriechens und der Spannungsrelaxation nicht empfohlen. Bei einem Verhältnis der Trägerlänge zu seiner Dicke von 5:1 sollte die

Wulsthöhe kleiner sein als die Dicke des Trägers an der Einspannstelle. Bei einem Verhältnis von 10:1 können Wulsthöhe und Trägerdicke gleich groß sein.

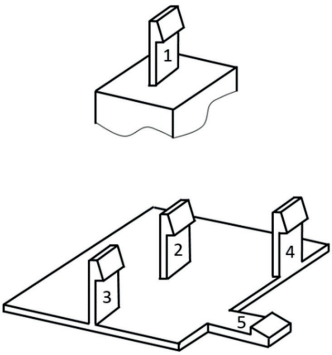
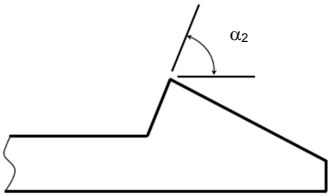


Abb. 6.8 *Mögliche Einspannrichtungen des Trägerteils des Schnapphakens in die Produktwand (die Positionen 1, 2, und 3 zeigen die geringste Verformungstendenz und die Positionen 4 und 5 die höchste)*

Sehr bedeutende Parameter des Halteelements sind der *Füge- und Lösewinkel*. Je höher der Fügewinkel, umso höher ist die erforderliche Montagekraft. Geläufige Winkelbereiche sind 25° - 35° (meist 30°). Winkel über 45° werden nicht verwendet, da der Montageprozess dadurch erheblich komplizierter wird. Während des Entwurfs beginnt man mit dem kleinsten anwendbaren Winkel und steigert ihn schrittweise. Der Lösewinkel definiert die bei der Demontage der Schnappverbindung zur Deformation des Trägers erforderliche Kraftgröße. Für Anwendungen, bei denen keine Demontagekraft an der Schnappverbindung angreift, sind Lösewinkel von 35° möglich. Dieser Winkel wird bei Verbindungen genutzt, die oft als lösbare Verbindungen konstruiert werden, um die Größe der zyklischen Beanspruchung des Schnapphakens und des Aufnehmers zu verringern. Je kleiner die Zahl der erwogenen Zyklen, umso höher kann der Lösewinkel sein (etwa 45°). Wenn große Beanspruchungen durch die Verbindung übertragen werden sollen, ohne dass diese gelöst wird, werden Winkel über 80° empfohlen, welche die Grenze zu den nicht lösbaren Verbindungen bilden. Der Zusammenhalt der Verbindung ist nicht nur durch den Lösewinkel gegeben, sondern hängt auch vom Reibungskoeffizienten zwischen beiden Baugruppenteilen ab. Bei einem gemeinsamen Reibungskoeffizienten von über 0,3 verhält sich ein Lösewinkel mit einer Größe von 80° bereits wie ein

90°-Winkel (unlösbare Verbindung). Dieser Differenzwinkel (siehe Abb. 6.9), der vor allem wegen der größeren Robustheit des Halteteils und der besseren Entformbarkeit eingesetzt wird, lässt sich anhand einer Gleichung ermitteln (45). Der Verlauf der Montage- und der Demontagekraft lässt sich ebenfalls anpassen, wenn für den Füge- und/oder Halteteil des Schnapphakens abgeschrägte Profile statt ebener Flächen verwendet werden.



α_2 ~ 45° zum Lösen der Verbindung ohne äußere Belastung

α_2 > 55° zum Lösen der Verbindung bei niedriger äußerer Belastung

α_2 ~ 80° - 90° für unlösbare Verbindung

Abb. 6.9 *Konstruktionsmöglichkeiten für die Halteseite des Schnapphakens*

Ein weiterer Faktor, der die Festigkeit der Verbindung verringert, ist eine Deformation der Wand im Einspannbereich des Schnapphakens. Reale Deformationen in diesem Bereich erhöhen die gesamte Durchbiegung des Schnapphakens und der Abweichwinkel von der unbelasteten Fläche nimmt zu, wodurch die zum Lösen erforderliche Kraft verringert wird. Diese Erscheinung wird durch den Deformationsfaktor berücksichtigt, siehe unten. Erheblichen Einfluss auf die Deformationsgröße insgesamt hat beim Fügevorgang unter realen Bedingungen auch die Deformation jenes Glieds, das das Gegenstück zum Schnapphaken (Aufnehmer) bildet, vor allem wenn sich dieses Gegenstück im Vergleich zum Werkstoff des Schnapphakens aus einem zähen und gut verformbaren Werkstoff zusammensetzt. Die Wirkung der Deformation des Aufnehmers ist ähnlich wie eine Deformation der Wand an der Einspannstelle. Ein geeigneter Weg zur Ermittlung der erforderlichen Montagekraft ist ein grafischer Vergleich der Deformation beider Glieder (jedes wird durch einen absolut steifen Körper verformt). Zur Bestimmung des Kurvenprofils muss man nur zwei bis drei Punkte kennen. Als Ausgangspunkt bei der Berechnung der Deformation des Aufnehmers wird die Höhe des Halteelements verwendet. Die Deformation des Aufnehmers ist im Vergleich zur Deformation des Schnapphakens negativ. Durch Überlagern beider Abläufe entsteht ein Schnittpunkt, der für die tatsächliche Kraft, die für die Montage und Demontage der Verbindung erfordert wird, entscheidend ist.

Bei bestimmten Anwendungen können keine herkömmlichen Schnapphakenformen eingesetzt werden, vor allem wenn die oben genannten Grundempfehlungen wegen der Einbaufläche nicht eingehalten werden können. Wenn die Flexibilität der Schnappverbindung – bedingt durch eine Erhöhung der Länge des Schnapphakens – gesteigert werden muss, kommen zumeist U- und L-Profile zum Einsatz, siehe Abb. 6.10. Durch die höhere Verformbarkeit dieser Geometrien können auch relativ steife Werkstoffe verwendet werden. L-Profile können am Rand des Produkts konstruiert oder in einer geschlossene Fläche positioniert werden, doch dann muss der Bereich rund um den Träger geschlitzt werden, was für einige Anwendungen inakzeptabel sein könnte. U-Profile verleihen einer Verbindung noch mehr Flexibilität (auch für Werkstoffe mit einem hohen Glasfaseranteil geeignet), müssen jedoch mit Bedacht eingesetzt werden, um die Herstellbarkeit eines Bauteils, vor allem die Entformung aus dem Werkzeug, nicht unnötig zu erschweren.

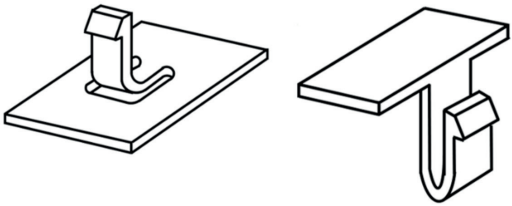


Abb. 6.10 *U- und L-Profile von Schnapphaken zur besseren Deformierbarkeit des Schnapphakens*

Für erste Festigkeitsberechnungen von Schnappverbindungen müssen allgemein mehrere Faktoren in Betracht gezogen werden. Einer davon sind Bereiche mit Spannungskonzentrationen, die die maximal anwendbare Verformung der jeweiligen Konstruktion verringern. Die Spannungskonzentration kann durch Verwendung von Radien vermindert werden, siehe Kapitel 4.3. Bei biegebeanspruchten Elementen ist es ferner günstiger, von den bei Biegeanalysen gemessenen Eigenschaften auszugehen. Wenn keine zur Verfügung stehen, können die im Zugversuch ermittelten Daten herangezogen werden. Bei Werkstoffen mit einer ausgeprägten Streckgrenze können bis zu 70 % der Verformung an der Streckgrenze für Anwendungen mit nicht lösbaren Verbindungen, bis zu 40 % für Anwendungen mit einer wiederholbaren Montage und Demontage als Verformungsgrenze verwendet

werden. Bei Werkstoffen ohne ausgeprägte Streckgrenze hingegen werden höchstens 50 % der Verformung an der Festigkeitsgrenze für nicht lösbare Verbindungen und bis zu 30 % für lösbare Verbindungen genutzt. Die Integrität der Verbindung wird durch die Steifigkeit des Ankerteils des Schnapphakens und sein erforderliches Durchbiegungsmaß gesteuert. Die Steifigkeit des Ankerteils kann durch eine Materialänderung oder eine Erhöhung des Trägheitsmoments gesteigert werden. Je größer die Auslenkung der Wulst beim Einschnappen ist, umso größer ist die zum Lösen erforderliche Verformung. Die durch die einwirkende Spannung hervorgerufene maximale Verformung beider Fügeelemente darf nicht die Verformungsgrenze des jeweiligen Kunststoffs bzw. der jeweiligen Geometrie überschreiten. Der Einfluss des tragenden Teils auf die Gesamtsteifigkeit des Halteelements ist in Abb. 6.11zu sehen.

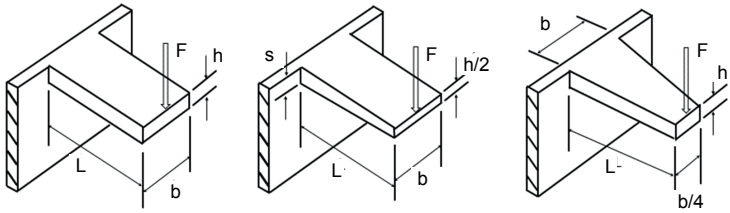


Abb. 6.11 *Einfluss des Designs des tragenden Teils auf die Gesamtsteifigkeit des Halteelements*

Die *Montage- und Demontagekraft* ist eine Funktion der Biegesteifigkeit des Profils und der Reibung. Die Größen der Verformungsgrenzen für ausgewählte unverstärkte Kunststoffe sind Tabelle 6.2 zu entnehmen. Wenn der Schnapphaken als nicht lösbare Verbindung konstruiert wurde, kann das bis zu Zweifache der empfohlenen Verformungen genutzt werden, welchen dieser kurzzeitig ausgesetzt ist.

Die Montage- (F_M) und Demontagekraft (F_D) werden durch folgende Gleichung (45) ausgedrückt, (μ) ist der Reibungskoeffizient und (F_A) die Auslenkkraft (Bedeutung anderer Symbole siehe Abb. 6.12):

$$F_M = F_A \cdot \frac{\mu + tg\,\alpha_1}{1 - \mu \cdot tg\,\alpha_1} \; [N] \tag{45}$$

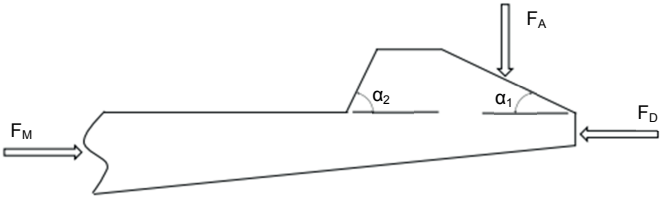


Abb. 6.12 *Schematische Darstellung der Symbole für die Berechnung der Montage- und Demontagekräfte der Schnappverbindung*

Für die Demontage wird bei der Berechnung lediglich der Fügewinkel der Leitfläche (α_1) durch den Lösewinkel der Ankerfläche (α_2) ersetzt. Es handelt sich um eine Gleichung, die auf eine Reihe von Vereinfachungen zurückgreift und nur allgemeine Eigenschaften des Werkstoffs und der Geometrie umfasst. Dennoch ist sie für eine erste Einschätzung der Funktionalität der Verbindung durchaus geeignet.

Bei einem Rechteckquerschnitt des Trägerteils des Schnapphakens, der über die gesamte Länge (L) konstant ist, beträgt die maximale Durchbiegung (y), die durch die Auslenkkraft (F_A) hervorgerufen wird:

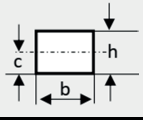
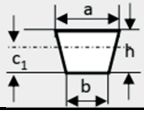
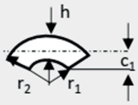
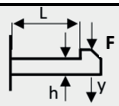
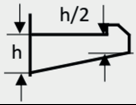
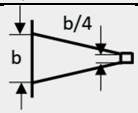
$$y = \frac{2}{3} \cdot \frac{L^2}{h} \cdot \varepsilon \ [mm] \tag{46}$$

$$F_A = \frac{b \cdot h^2 \cdot E_s}{6 \cdot L} \cdot \varepsilon \ [N] \tag{47}$$

(E_s) steht dabei für das Sekantenmodul, (L) für die Trägerlänge, (h) für die Trägerhöhe (Trägerdicke), (b) für die Trägerbreite und (ε) für max. zulässige Verformung.

Bei dieser Gleichung geht man davon aus, dass nur der Trägerteil des Schnapphakens eine maximale Verformung erfährt. In realen Anwendungen wird zum Teil auch die Produktwand verformt, in die der Schnapphaken eingespannt ist, sodass die daraus resultierende Verformung des Trägers kleiner ist. Dieser Unterschied kann als Sicherheitsfaktor erachtet werden. Gleichungen zur Ermittlung der Durchbiegungs- und Querschnittseigenschaften der gängigsten Querschnitte von Trägern sind Tabelle 6.2 zu entnehmen.

Tab. 6.2 *Durchbiegungs- und Querschnittseigenschaften der gängigsten Querschnitte*

			Querschnittsform: Rechteck, Trapez u. Ringsegment		
					
Ausführung	Profil 1		$y = 0{,}67 \cdot \varepsilon \cdot L^2 / h$	$y = (a + b_{(1)}) \cdot \varepsilon \cdot L^2 / [(2a + b) \cdot h]$	$y = K \cdot \varepsilon \cdot L^2 / r_2$
	Profil 2		$y = 1{,}09 \cdot \varepsilon \cdot L^2 / h$	$y = 1{,}64 \cdot (a + b_{(1)}) \cdot \varepsilon \cdot L^2 / [(2a + b) \cdot h]$	$y = 1{,}64 \cdot K \cdot \varepsilon \cdot L^2 / r_2$
	Profil 3		$y = 0{,}86 \cdot \varepsilon \cdot L^2 / h$	$y = 1{,}28 \cdot (a + b_{(1)}) \cdot \varepsilon \cdot L^2 / [(2a + b) \cdot h]$	$y = 1{,}28 \cdot K \cdot \varepsilon \cdot L^2 / r_2$
Verformungs-kraft	Profil 1 Profil 2 Profil 3		$F = b \cdot h^2 \cdot E_s \cdot \varepsilon / (6l)$	$F = W \cdot E_s \cdot \varepsilon / l$	$F = W \cdot E_s \cdot \varepsilon / l$

E_s - Sekantenmodul, y - zulässige Durchbiegung, I - Trägheitsmoment,
W - Querschnittsmodul, F - Verformungskraft, K – geometrischer Faktor

Um das Maß der Verformung zu mindern, können im Prinzip vier Elemente verändert werden. Die erforderliche Kraft wird durch eine schrittweise Verjüngung des Trägerteils verringert. Durch die konische Geometrie wird die Spannung besser über die gesamte Länge des Schnapphakens verteilt. Auch ein längerer Trägerteil des Schnapphakens weist eine bessere Verformbarkeit auf (bei der Berechnung der Durchbiegung geht man von der zweiten Potenz dieser Länge aus). Je größer die Breite des Hinterschnitts (b), umso größer die erforderliche Verformungskraft. Verkleinert man den Hinterschnitt (H), geht auch die angeforderte Verformung zurück; der Nachteil jedoch ist die Gefahr einer geringeren Festigkeit der Verbindung. Für einen quadratischen Querschnitt des tragenden Teils kann die maximale Höhe des Hinterschnitts anhand der Gleichung (48) ermittelt werden:

$$H_{max} = \frac{2}{3} \cdot \frac{L^2}{h} \cdot \frac{\varepsilon_{max}}{100} \quad [mm] \tag{48}$$

(L) steht dabei für die Länge des Trägerteils, (h) für die Dicke (Höhe) des Trägerteils und (ε_{max}) für max. zulässige Verformung, siehe Abb. 6.13.

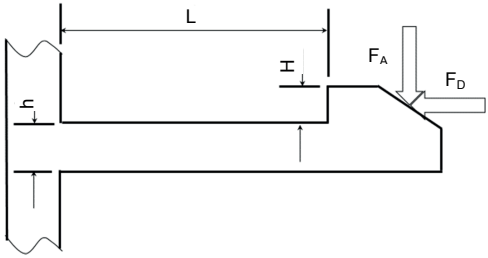


Abb. 6.13 *Schematische Darstellung der Symbole für die Berechnung der maximalen Höhe des Hinterschnitts der Schnappverbindung*

Wie bereits erwähnt kommt es bei einer realen Verformung des Trägers zu einer Durchbiegung der Wand, in der dieser verankert ist. Die daraus resultierende Spannung und Deformation des Trägers sind also kleiner als die ermittelten Werte. Größere Verformungen der anliegenden Wand gibt es bei kürzeren Schnapphaken; diese werden in der Berechnung durch den Verformungsfaktor berücksichtigt. Durch die Verwendung des Verformungsfaktors erhält man eine genauere Verformungsgröße für die jeweilige Belastung, was zur Errechnung niedrigerer Montage- und Demontagekräfte und somit zu einer Verminderung der Kraft führt, die die Verbindung zu übertragen vermag. In den herkömmlichen Berechnungsbeziehungen ist bei kurzen Schnapphaken eine viel geringere Durchbiegung definiert als bei eingespannten Trägern. Die Wand, an der der Schnapphaken angebunden ist, gilt als vollkommen starr, wovon man bei längeren Schnapphaken ausgehen kann. Bei einer Verformung kürzerer Schnapphaken kommt es jedoch zu einer erheblichen Verformung der Produktwand.

6.1.2 Ringschnappverbindungen

Ringschnappverbindungen (Schnappzylinder, siehe Abb. 6.14) werden zum Fügen ringförmiger und elliptischer Teile verwendet. Die Geometrie der Verbindung zeichnet sich besonders durch die Form der Hülse aus, die durch eine Aussparung oder ein Durchgangsloch mit Hinterschnitt gebildet wird. Hinterschnitte sind vor allem im Hinblick auf die Entformung des Teiles aus dem Produktionswerkzeug (siehe Kapitel 4.6) problematisch, günstigerweise werden daher vor allem zähe Kunststoffe verwendet.

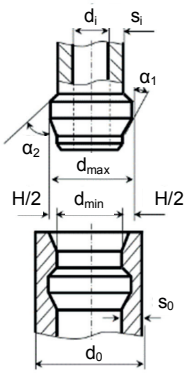


Abb. 6.14 *Maße und Bezeichnungen an der zylindrischen Basisdimensionen für Ringschnappverbindung / Kugelgelenkverbindungen*

d_{max} – größter Durchmesser der Ringschnappverbindung; d_{min} – kleinster Durchmesser der Ringschnappverbindungen; d_0 – Außendurchmesser des Außenteils; s_0 – Wanddicke des Außenteils; d_i – Innendurchmesser des Innenteils; s_i – Wanddicke des Innenteils; α_1 – Fügewinkel; α_2 – Haltewinkel

Glasfaserverstärkte Werkstoffe sowie Werkstoffe mit anderen verstärkenden Additiven sind für diese Anwendungen nicht besonders geeignet. Die Steifigkeit einer Verbindung hängt von der Wanddicke der Hülse (Steifigkeit der Hülse) sowie von der Entfernung der Fixierungselemente von jener Stelle ab, an der die Montagekraft beim Fügevorgang zu wirken beginnt. Werden die Fixierungselemente in einer Entfernung positioniert wie in Gleichung (49), nennt man sie randnahe Elemente:

$$\delta \approx 1{,}8\sqrt{d \cdot s}\ [mm] \tag{49}$$

(d) steht dabei für den Durchmesser der Welle, (s) für die Wanddicke des Steckers.

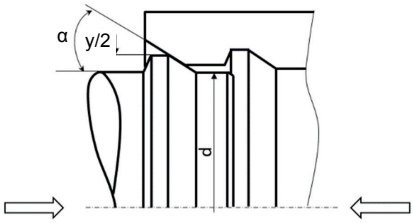


Abb. 6.15 *Positionierung der Fixierungselemente*

Werden die Fixierungselemente in einem größeren Abstand zur Hülse (randfern) positioniert, geht man vereinfacht von einer konstanten Verformungs- und Montagekraft aus. Je näher die Fixierungselemente am Hülsenrand liegen, umso kleiner ist die Verformung der Hülse; die Montagekraft sinkt somit um bis zu 1/3 im Vergleich zur Kraft, die zur Komplettierung der Verbindung mit randfernen Fixierungselementen aufwendet werden muss, siehe Abb. 6.16. Ringschnapp-verbindungen übertragen kein Drehmoment.

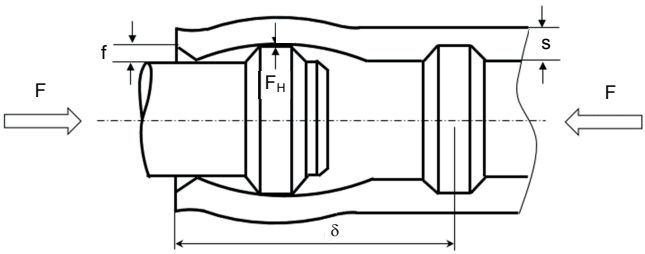


Abb. 6.16 *Randferne Fixierungselemente*

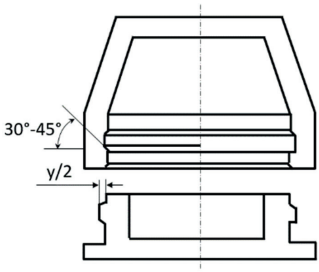


Abb. 6.17 *Geometrie des Rastelements für lösbare und Verbindungen*

Für eine leichtere Montage empfiehlt es sich auch hier, an der Welle einen Fügewinkel unter 20° - 30° zu verwenden. Der Lösewinkel bei lösbaren Verbindungen hat zumeist eine Größe von 30° bis 45°, bei nicht lösbaren Verbindungen wiederum von 90°, siehe Abb. 6.17

Zur Dimensionierung der Hülse spielt vor allem die Kontrolle der Umfangsspannung eine wichtige Rolle. Für reine Kreisgeometrien kann mit einer konstanten Wanddicke die Verformung aus der Differenz zwischen den Durchmessern der Verbindungselemente an der Welle und der Hülse abgeleitet werden, wobei die Hülse auseinandergezogen und die Welle zusammengedrückt wird. Wenn sich ein Verbindungspartner aus Kunststoff und der andere aus einem stabileren Werkstoff (z.B. Metall, Glas u. ä.) zusammensetzt, sollte das Kunststoffteil zusammengedrückt werden, da Kunststoffe viel bessere Festigkeitseigenschaften im Druck als im Zug aufweisen. Aufgrund dieser Verformungsart gelten ringförmige, herkömmliche Schnappverbindungen, siehe Abb. 6.18, nicht als Ringschnapp-verbindung, da diese beim Fügevorgang hauptsächlich durch Biegung verformt werden.

Die Berechnung der Montagekraft bei Ringschnappverbindungen ist komplexer, da es zu einer erheblichen Verformung der Hülse auf einer relativ großen Fläche rund um das Montageelement kommt. Die maximal zulässige Verformung der Hülse wird zumeist mit 50 % der Verformung bis Grenzfestigkeit für harte Werkstoffe definiert; bei zähen Werkstoffen verschiebt sich die Grenze auf (60 - 70) % der Verformung bis zur Streckspannung. Die radial auf die Verbindungsachse wirkende Verformungskraft (Auslenkkraft) wird für die anliegenden Fixierungselemente auf vereinfachte Weise durch die Gleichung (50) definiert, dabei entspricht (f) der Höhe des Fixierungselements, (X) dem Geometriefaktor, (d) dem Innendurchmesser und (E_s) dem Sekantenmodul. Im Geometriefaktor wird die Steifigkeit der Welle und der Hülse mitberücksichtigt, siehe Abb. 6.18:

$$F_A = f \cdot d \cdot E_S \cdot X \ \ [N] \tag{50}$$

Wenn der äußere Fügepartner (Hülse - Nabe) nachgebiet und der innere Partner (Welle) starr ist ($X = X_N$), nimmt der Geometriefaktor folgende Gestalt an, siehe Gleichung (51), dabei entspricht (d_0) dem Außendurchmesser des Steckers, (d) dem Durchmesser in der Verbindung und (υ) der Poissonzahl der Werkstoffhülse.

$$X_N = 0{,}62 \cdot \frac{\sqrt{\frac{\left(\frac{d_0}{d} - 1\right)}{\left(\frac{d_0}{d} + 1\right)}}}{\frac{\left[\left(\frac{d_0}{d}\right)^2 + 1\right]}{\left[\left(\frac{d_0}{d}\right)^2 - 1\right]^2} + \nu} \tag{51}$$

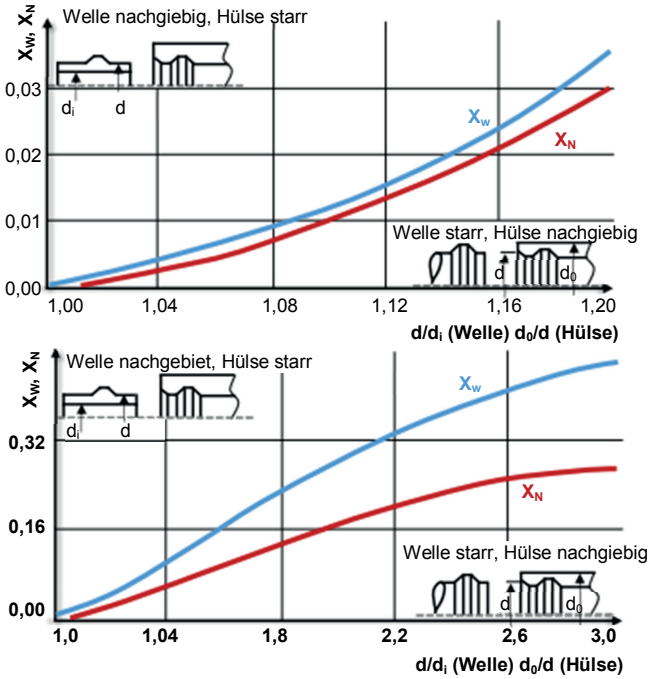


Abb. 6.18 *Geometriefaktor unter Berücksichtigung der Steifigkeit der Welle und der Hülse*

Im umgekehrten Fall, also bei einer starren Hülse und einer nachgiebigen Welle, entspricht der Geometriefaktor der Gleichung (52), dabei entspricht (d_i) dem Durchmesser des Hohlraums in der Welle, (d) dem Durchmesser in der Verbindung und (υ) der Poissonzahl der Werkstoffwelle.

$$X_W = 0{,}62 \cdot \frac{\sqrt{\frac{\left(\frac{d}{d_i} - 1\right)}{\left(\frac{d}{d_i} + 1\right)}}}{\frac{\left[\left(\frac{d}{d_i}\right)^2 + 1\right]}{\left[\left(\frac{d}{d_i}\right)^2 - 1\right]^2} - \nu} \tag{52}$$

Die sich daraus ergebende Montagekraft wird durch die Gleichung (53) ausgedrückt, dabei entspricht (F_A) der Kraft, die die Hülse öffnet (Auslenkraft), (α) dem Fügewinkel und (μ) dem Reibungskoeffizient.

$$F_M = F_A \cdot \frac{\mu + tg\,\alpha}{1 - \mu \cdot tg\,\alpha} \quad [N] \tag{53}$$

Das maximal anwendbare Übermaß wird durch die mechanischen Eigenschaften des Werkstoffs (maximal zulässige Verformung) definiert , siehe Gleichung (54), dabei entspricht (d) dem Außendurchmesser der Welle.

$$H_{max} = \frac{\varepsilon_{max}}{100} \cdot d \quad [mm] \tag{54}$$

6.1.3 Kugelgelenkverbindungen

Kugelgelenkverbindungen sind eine weitere Variante von Ringschnappverbindungen, die durch eine Hülse gebildet werden, die das genaue Negativ des kugelförmigen Gegenstücks ist, siehe Abb. 6.19. Kugelgelenkverbindungen hingegen ermöglichen weit weniger eingeschränkte Rotationsbewegungen in alle Richtungen.

Die Verformungsart der Hülse ist der von Ringschnappverbindungen, die durch ein Gegenstück während der Montage geöffnet werden müssen, sehr ähnlich. Im Unterschied zu Ringschnappverbindungen werden Kugelgelenkverbindungen nur in der Variante mit am Produktrand anliegenden Fixierungselementen konstruiert. Die Größe des Überschreitens (siehe Abb. 6.19) wird durch folgende Gleichung (55) ausgedrückt:

$$H = D_G - D_K \quad [mm] \tag{55}$$

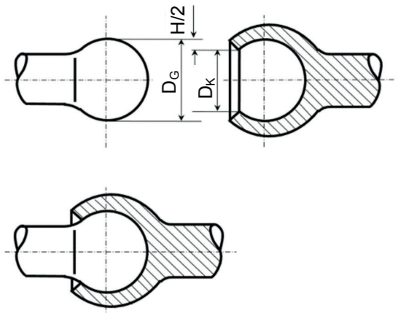


Abb. 6.19 *Schema einer Kugelgelenkverbindung*

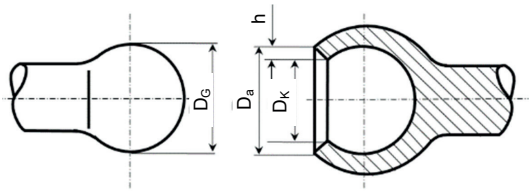


Abb. 6.20 *Grundmaße einer Kugelgelenkverbindung*

Die Gesamtverformung der Hülse während des Fügevorgangs beträgt:

$$\varepsilon = \frac{H}{D_K} \cdot 100 \ [\%] \tag{56}$$

Die erforderliche Montage- (F_M) und Demontagekraft (F_D), siehe Abb. 6.21, lässt sich aus folgender Gleichung (57) errechnen, dabei entspricht (p) dem Druck in der Verbindung, der durch die Hülse auf das kugelförmige Gegenstück ausgeübt wird, siehe Gleichung (58), (D_G) dem Gelenkdurchmesser, (a) der Deformationslänge und (μ) dem Reibungskoeffizient.

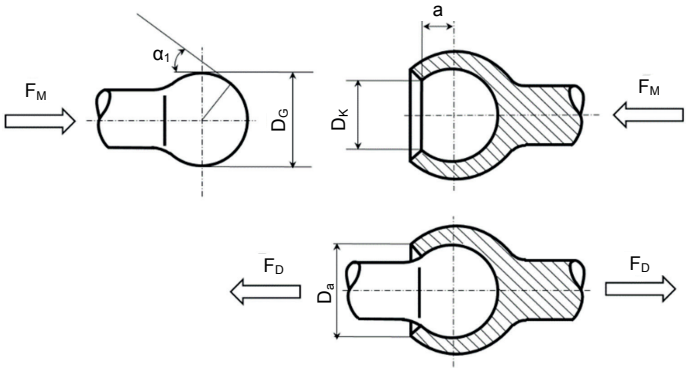


Abb. 6.21 *Schematische Darstellung der Symbole, die die Festigkeit der Kugelgelenkverbindung definieren*

$$F_M = F_D = p \cdot \pi \cdot D_G^2 \cdot \frac{a}{D_G} \cdot \frac{\mu + tg\alpha}{1 - \mu \cdot tg\alpha} \; [N] \tag{57}$$

$$p = \frac{h}{D_K} \cdot E_S \cdot \frac{1}{X} \; [Pa] \tag{58}$$

(h) steht dabei für die Hinterschnitthöhe, siehe Abb. 6.20, (D_K) für den Öffnungsdurchmesser der Hülse, (E_s) für das Sekantenmodul und (X) für den geometrischen Faktor, siehe Gleichung (59):

$$X = \frac{\left(\frac{D_a}{D_K}\right)^2 + 1}{\left(\frac{D_a}{D_K}\right)^2 - 1} + 1 \tag{59}$$

6.1.4 Torsionsschnappverbindungen

Für eine häufige und einfache Montage und Demontage lassen sich sehr gut *Torsionsschnappverbindungen* einsetzen; aus Produktionssicht hingegen ist ihre Entformung aus dem Produktionswerkzeug mit relativ viel Aufwand verbunden. Das verformbare Glied von Torsionsschnappverbindungen sind integrierte Wellen, die vor allem auf Verdrehung beansprucht werden, siehe Abb. 6.22. Während bei

herkömmlichen Schnappverbindungen die Größe des Entformungswinkels die maßgebliche Größe für die Lösbarkeit der Verbindung darstellt, wird bei Torsionsschnappverbindungen meist ein Lösewinkel von 85° bis 90° verwendet, um die erforderliche Fügekraft gegenüber dem Schnapphaken in der Baugruppe zu erreichen; über die Lösbarkeit der Verbindung entscheidet die Positionierung der Welle im Vergleich zum Fixierungselement des Schnapphakens (siehe Abb. 6.23). Lösbare Verbindungen bei Torsionsschnappverbindungen gründen auf einem Hebelmechanismus, bei dem selbst bei sehr festen Verbindungen relativ kleine Demontagekräfte ausreichen. Das Maß der Verdrehung sollte nur so groß sein, dass das Fixierungselement des Schnapphakens aus dem Aufnehmer gelöst wird. Der minimale Rotationswinkel (φ) wird also über die Schnapphöhe (a) und deren Entfernung zur Wellenachse definiert, siehe Abb. 6.24.

$$\varphi = \frac{\pi \cdot y}{180 \cdot a} \tag{60}$$

Die erforderliche Kraft zur Abweichung des Schnapphakens (Auslenkkraft) kommt in Gleichung (61) zum Ausdruck:

$$F_A = \frac{\pi^2 \cdot r^4 \cdot E \cdot y}{180 \cdot a^2 \cdot l_T} \; [N] \tag{61}$$

Dabei entspricht (r) dem Wellenradius (Torsionsstabradius) und (l_T) der Torsionsstablänge. Bei Verwendung eines Hebelmechanismus wird die erforderliche Demontagekraft von der Hebellänge beeinflusst.

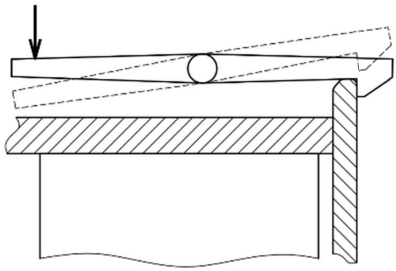


Abb. 6.22 *Schema einer Torsionsschnappverbindung*

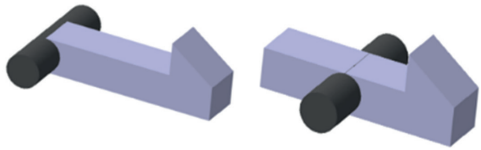


Abb. 6.23 *Mögliche Positionierung der Welle (nicht lösbare Verbindung links, lösbare rechts)*

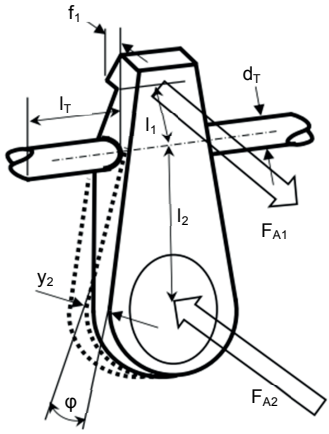


Abb. 6.24 *Maße und Bezeichnungen an der Torsionsschnappverbindung*

$F_{A1,2}$ – Auslenkkräfte; l_T – Länge des Torsionsstabes; d_T – Durchmesser des Torsionsstabes; φ - Torsionswinkel; $f_{1,2}$ – Federwege; $l_{1,2}$ – Hebelarmlängen

6.2 Schraubverbindungen

Eine weitere Möglichkeit einer lösbaren Verbindung von Kunststoffen (untereinander oder mit anderen Werkstoffen) ist die Nutzung von *Schraubverbindungen*. Um Metallschrauben nutzen zu können, kommen bei Kunststoffteilen meist Schraubdome zum Einsatz (Verschraubungen mit Sack- oder Durchgangslöchern). Derzeit gibt es bereits eine breite Skala von Schraubengeometrien (Gewindegeometrien), die bereits relativ große Beanspruchungen übertragen können, ohne dass sich in den Schraubdomen große Eigenspannungen aufbauen. Grundsätzlich wird zwischen *gewindeschneidenden* (selbstschneidenden) und *gewindefurchenden* Schrauben unterschieden. Selbstschneidende Schrauben setzen sich durch Schneiden eines Gegengewindes bei gleichzeitiger Entfernung von

Material im Schraubdom fest, während gewindefurchende Schrauben durch ihre Geometrie für einen Kaltfluss des Materials im Inneren des Schraubdoms während des Fügevorgangs sorgen, ohne dass Material abgetragen werden muss. Gewindefurchende Schrauben können bei einem kleineren Risiko mit einem höheren Moment angezogen werden, ohne dass das Gewinde im Schraubdom reißt. Die Verlagerung von Material erzeugt allerdings eine große Eigenspannung, daher werden gewindefurchende Schrauben vor allem für zähe Werkstoffe verwendet. Schrauben für Kunststoffe sollten einen kleinen Gewindewinkel (30° - 40°) und eine relativ große Steigung (P) haben, siehe Abb. 6.25.

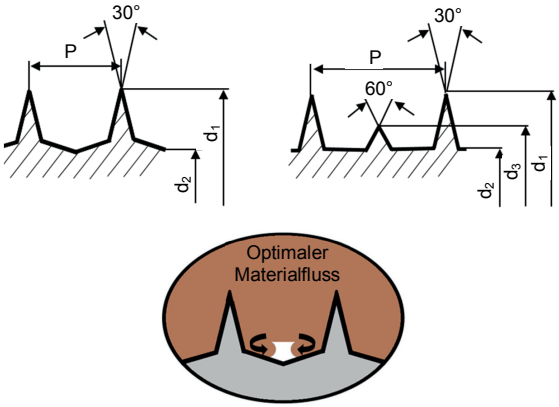


Abb. 6.25 *Profile von für Kunststoffe geeigneten Schrauben mit dem optimalen Materialfluss bei der Verschraubung*

Ein Gewindewinkel von 30° senkt die Umfangsspannung, die durch Standardschrauben für Stahl hervorgerufen wird (Gewindewinkel 60°). Selbstschneidende Schrauben erfordern ein kleineres Drehmoment zur Einführung in den Schraubdom und vermindern zugleich die Umfangsspannung. Der Nachteil ist die geringere Wiederholbarkeit des Montageprozesses. Sie eignen sich für spröde Werkstoffe (amorphe Kunststoffe, glasfaserverstärkte Kunststoffe u. ä.), siehe Abb. 6.26. Beträgt der Gewindewinkel 8° - 10° oder weniger (kleiner als der Reibungswinkel, der durch die Gleichung (62) ausgedrückt wird), neigt die Schraube nicht dazu, sich selbsttätig

zu lösen (die Axialkräfte generieren kein Moment). Dieser Effekt wird auch z. B. bei Verwendung eines nicht ringförmigen Schraubenquerschnitts gesteigert, Abb. 6.27.

$$f = \mathrm{tg}\,\phi \tag{62}$$

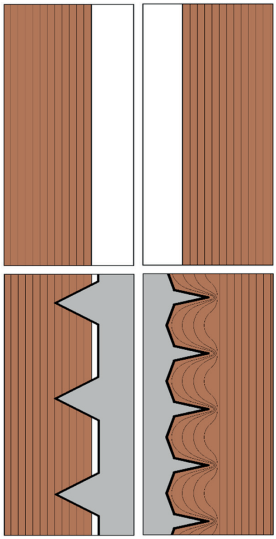
gewindeschneidende Schrauben		gewindefurchende Schrauben
Beim Einschrauben in ein vorgebohrtes Kernloch wird mit Hilfe von Schneidnuten ihr Gegengewinde spanend geformt.		Sie formen ihr Gegengewinde spanlos, durch Materialverdrängung in der Kernbohrung wird die entsprechende Gewindeform der Schraube gestaltet.
Kleinerer Kontakt (Reibfläche) zwischen der Schraube und dem Kunststoff		Maximaler Kontakt zwischen der Schraube und dem Kunststoff
Für Gewindespäne sollten größere Lochtiefen vorgesehen werden		Höhere Festigkeit der Verbindung und besserer Vibrationswiderstand

Abb. 6.26 *Unterschied zwischen gewindeschneidender und gewindefurchender Schraube*

Gewindeschneidende (selbstschneidende) Schrauben werden bei gering zähen Werkstoffen (verstärkten Kunststoffen, Duroplasten u. ä.) bevorzugt, gewindefurchende Schrauben wiederum finden vor allem bei Thermoplasten Anwendung. Bei der Wahl des geeigneten Schraubentyps wird die Steifigkeit des Kunststoffs in Betracht gezogen. Werkstoffe mit einem Elastizitätsmodul unter 1 500 MPa sind für gewindefurchende Schrauben geeignet (der Werkstoff verformt sich ohne einen größeren Anstieg der Umfangsspannung), bei Werkstoffen mit E-Modulen von 1 500 MPa bis 3 000 MPa können beide Typen genutzt werden (bevorzugt selbstschneidende Schrauben). Für verstärkte Kunststoffe (E-Modul von 3 000 MPa bis 7 000 MPa) sind selbstschneidende Schrauben am besten geeignet. Werkstoffe mit einem E-Modul über 7 000 MPa (mit hoher Verstärkung) sind sehr spröde und zerbröckeln zwischen den Gewindegängen, für diese sind Schrauben mit

einem sehr feinen Gewinde (Typ T) daher nicht zu empfehlen. Eine wiederholte Verwendung der Schraube ist jedoch sehr mühsam (verwendet werden Metallinserts oder stufenweise Schrauben mit einem größeren Durchmesser, sofern es die Größe des Schraubdoms erlaubt). Um das Potenzial der Werkstoffe möglichst ausschöpfen zu können, werden spezielle Designs von Metallschrauben für Kunststoffteile entworfen. Typ AB und B sind selbstschneidende Schrauben, die für eine hohe Anziehgeschwindigkeit bestimmt sind. Typ BP ist mit einer kegelförmigen Spitze mit einem Winkel von 45° versehen, um die Schraube besser in die Öffnung einführen zu können. Typ U ist eine selbstschneidende Schraube für nicht lösbare Verbindungen (für wiederholte Demontage nicht zu empfehlen).

Abb. 6.27 *Nicht kreisförmiger Schraubenquerschnitt*

Schraubverbindungen werden auf Kraft und/oder Moment dimensioniert:

- Ein *einschränkender Faktor für die Festigkeit der Verbindung* ist die **maximale Kraft**, mit der die Verbindung vor dem Reißen der Schraube belastet werden kann. Diese Kraft ist vor allem durch den Schraubendurchmesser, den Werkstoff des Schraubdoms sowie die Länge des Gewindes gegeben, das mit dem Dom interagiert. Die zum Reißen der Schraube erforderliche Kraft lässt sich mithilfe folgender Gleichung (63) berechnen.

$$F = \frac{d_1 \cdot \pi \cdot l_S \cdot \tau_Y}{S} \quad [N] \tag{63}$$

Dabei entspricht (d_1) dem Schraubendurchmesser außen, (l_S) der Aktionslänge des Gewindes, (τ_y) der Schubspannungsgrenze und (S) dem Sicherheitsfaktor.

Die Schubfestigkeit des Werkstoffs (τ_y) lässt sich anhand der Streckspannung oder Festigkeit ermitteln, siehe Gleichung (64):

$$\tau_Y = \frac{\sigma_Y}{\sqrt{3}} \; nebo \; \frac{\sigma_B}{2} \; [MPa] \tag{64}$$

Die Schubfestigkeit des Werkstoffs kann durch die Konstruktionsspannung ersetzt werden, die von den herkömmlichen Kriechdaten nach der voraussichtlichen Lebensdauer der Verbindung abgelesen wird. Der gängige Sicherheitsfaktor bei der Dimensionierung von Schraubverbindungen beträgt 2 bis 3.

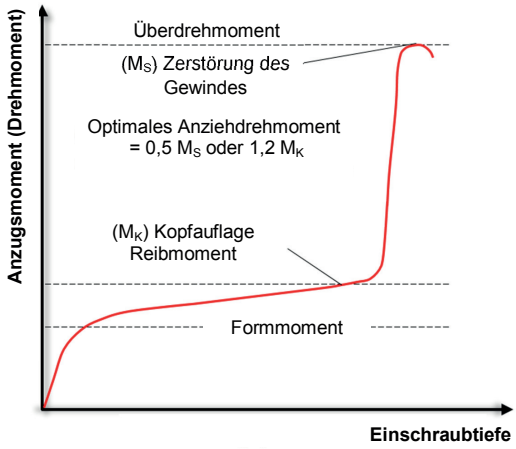


Abb. 6.28 *Schema der Zunahme des erforderlichen Anzugsmoments im Schraubdom*

- Ein *weiteres funktionelles Limit* ist in der Regel das ***maximale Drehmoment***, nach dessen Überschreitung das Gewinde im Kunststoff reißt. Das Drehmoment sollte mindestens 1,2 mal größer als das zur Formung des Gewindes erforderliche Moment sein, aber nicht die Hälfte des maximalen Moments, das das Reißen des Gewindes verursacht, überschreiten. Da die zulässige Verformung bei Kunststoffen eng mit der Verformungsgeschwindigkeit zusammenhängt, müssen auch die maximalen Umdrehungen berücksichtigt werden. Für die automatische Montage werden 500 Umdrehungen/Minute empfohlen. Bei höheren Geschwindigkeiten beginnt das Material zu schmelzen. Das erforderliche Anzugsmoment nimmt bis zu einer Tiefe, die ungefähr 2,5 mal größer ist als der Schraubendurchmesser, zu und hängt vom Reibungskoeffizienten und dem Größenverhältnis zwischen dem Schrauben-

durchmesser und der Öffnung des Doms ab. Ein Schema des Anstiegs des erforderlichen Anzugsmoments im Schraubdom ist auf Abb. 6.28 zu sehen.

Die Gleichung zur Berechnung des minimalen Moments, das zur Formung eines Gewindes erforderlich ist, lautet:

$$M_S = \frac{\sigma_Y \cdot (d_1 - d_0)}{\sqrt{3}} \cdot \left[tg\frac{\beta}{2} + \sqrt{\left(1 + tg^2\frac{\beta}{2}\right)\left(\frac{d_1 + 2 \cdot d_0}{3} \,.\, \pi\right)^2 + P^2 \cdot \left(\frac{d_1 + 2 \,.\, d_0}{6}\right)} + \frac{(1+\alpha) \,.\, \mu \,.\, l_S \,.\, (d_1 - d_0)}{4 \cdot P \cdot cos\frac{\beta}{2}} \sqrt{\frac{d_1 + d_0}{2} \cdot \pi + P^2} \right] \; [Nm] \qquad (65)$$

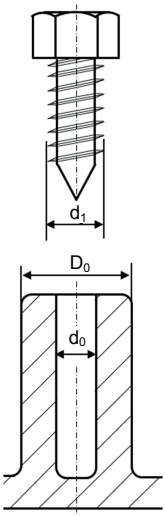
Dabei entspricht (σ_y) der Streckspannung, (P) der Gewindesteigung, (β) dem Gewindesteigungswinkel, (μ) dem Reibungskoeffizient, (α) dem geometrischen Faktor und (d_0) dem Lochdurchmesser des Schraubdoms.

Mit der Zunahme der Drehungen sinkt das Moment, das zur Formung eines Gewindes erforderlich ist (Wärme wird freigesetzt und das Material erweicht). Das Grenzmoment, bei dem es zum Reißen des Gewindes kommt, wird durch folgende Gleichung ausgedrückt (66), dabei entspricht (P) der Gewindesteigung und (μ) dem Reibungskoeffizient. Konkrete Werte können dem Herstellerkatalog entnommen werden.

$$M_{OT} = \frac{\sigma_Y \cdot \pi \cdot d_1^2 \cdot l_S \cdot (P + \pi \cdot \mu \cdot d_1)}{2 \cdot \sqrt{3}\,(\pi \cdot d_1 - \mu \cdot P)} \; [Nm] \qquad (66)$$

Die Angaben zu den wirkenden Kräften dienen jedoch nur der Orientierung. Im Falle einer gewindefurchenden Verbindung werden in der Realität höhere Grenzwerte erreicht. Für die gängigsten Kunststoffe stehen derzeit Informationen über die maximalen Kräfte zur Verfügung, die durch eine Verbindung bei einer definierten Schraubengröße übertragen werden können, siehe Tab. 6.3.

Tab. 6.3 Von Kunststofflieferanten empfohlene Dimensionierung von Schraubdomen



		Gewinde-Größe					
		M6	M7	M8	M10	M12	M14
Nennmaße [mm]	d_1	3,6	4	4,3	4,9	5,6	6,5
	D_O	8,9	10	10,8	12,2	14	16,2
	d_O	2,9	3,3	3,5	4,1	4,7	5,5
Reißenkraft der Schraube [N]	Polymer						
	POM	3 100	3 800	4 500	5 250	6 500	9 000
	POM/GF20	3 050	3 600	4 250	4 950	6 000	8 300
	PA 6.6	2 250	3 250	3 850	4 300	5 100	6 400
	PA 6.6	2 200	3 100	3 400	3 700	4 400	5 900
	PA 6.6/GF30	2 300	3 200	3 500	3 900	4 850	6 200
	PA 6.6/M40	3 200	3 330	5 370	5 690	8 710	10 220
	PA 6.6/MP40	2 880	3 200	3 540	4 510	5 070	6 480
	PET/GF30	3 300	4 100	4 400	4 900	x	x
	PET/GF45	4 300	4 470	4 500	5 660	6 020	x
	PET/GF50	2 480	2 940	2 740	3 780	4 120	x

- ***Schraubdome***

Bei der Komplettierung von Baugruppen durch Schraubverbindungen werden häufig *Schraubdome* eingesetzt. Konstruktionsgrenzen werden vor allem durch das Risiko der Bildung von Einfallstellen im Bereich der direkten Anbindung des Schraubdoms an die Produktwand gesetzt. Günstigerweise wird der Schraubdom auf einer freien Fläche des Produkts positioniert (mehr Flexibilität), er kann aber auch mithilfe einer Rippe an die Produktwand angebunden werden, siehe Abb. 6.29.

Die Verwendung einer einzigen Rippe ist nicht zu empfehlen, da sich gegenüber der Rippe eine Bindenaht ausbildet. Zur Steigerung der Steifigkeit des Schraubdoms im Bereich der Bindenahtbildung wird eine weitere Rippe eingesetzt. Der Schraubdom ist so zu dimensionieren, dass er der Beanspruchung bei der Montage der Schraube standhält; er muss aber auch in der Lage sein, die Kräfte zu übertragen, welchen die Schraube während ihrer Lebensdauer ausgesetzt sein wird. Schraubdome sind meist mit verblendeten Öffnungen versehen, die bis zur Ebene der Nenndicke des Produkts reichen sollten bzw. bis zu 30 % in die Produktwand eingreifen können. Bei einer solchen Vertiefung kommt rund um den Schraubdom ein Einstich mit derselben Tiefe wie die innere Öffnung zur Anwendung, um

Materialanhäufungen auf ein Minimum zu reduzieren, siehe Abb. 6.30. Die Geometrie dieser nicht durchgehenden Öffnung richtet sich nach den Regeln, die in Kapitel 4.7 beschrieben werden.

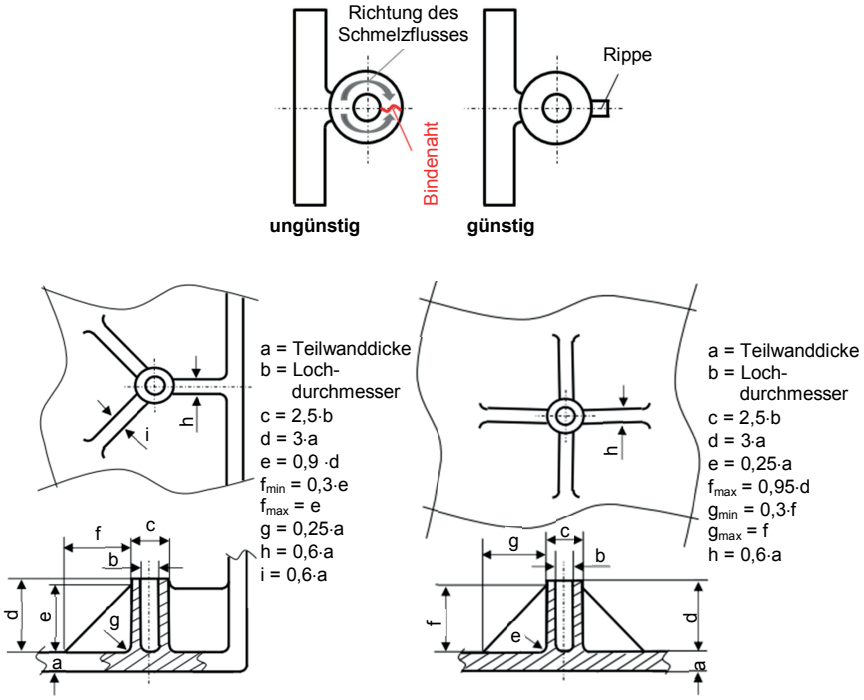
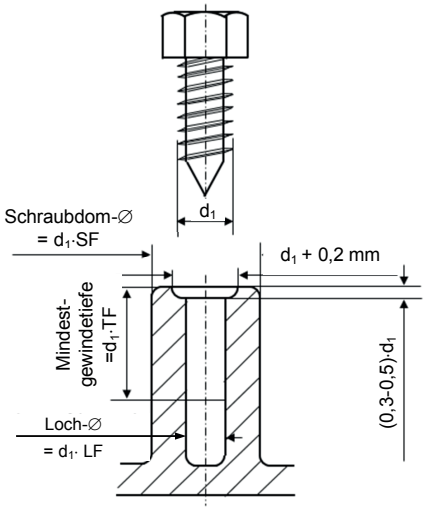


Abb. 6.29 *Design eines Schraubdoms im Hinblick auf seine Positionierung und die mögliche Bildung einer Bindenaht*

Die innere Öffnung muss mit Schrägen von 0,5° bis 1° versehen sein, um den Kern, der die Öffnung bildet, entformen zu können. Um für eine optimale Festigkeit der Verbindung zu sorgen, sollte die Aktionslänge der inneren Öffnung das 2- bis 2,5-Fache des Schraubendurchmessers betragen. Die innere Öffnung des Schraubdoms sollte eine optimale kreisförmige Geometrie mit einem Durchmesser aufweisen, der 0,8 bis 0,9 mal größer ist als der Schraubendurchmesser, wobei der kleinere Durchmesser für zähe, der größere wiederum für spröde Werkstoffe empfohlen wird. Die geometrischen Verhältnisse sollten im Katalog des Schraubenlieferanten überprüft werden. Da sich die Wand des Schraubdoms durch

Innen- und Außenschrägen verdünnt, ist davon abzuraten, dass der Aktionsbereich des Schraubdoms bereits ab dem oberen Rand des Doms beginnt. Dieser Bereich der Öffnung wird daher erweitert und dient zum Zentrieren der Schraube. Die Umfangsspannung wirkt somit nicht auf den schwächsten Teil des Schraubdoms. Der gängige Durchmesser dieser Vertiefung entspricht dem 1,1-Fachen des Schraubendurchmessers, und zwar bis zu einer Tiefe des 0,5-Fachen des Schraubendurchmessers.



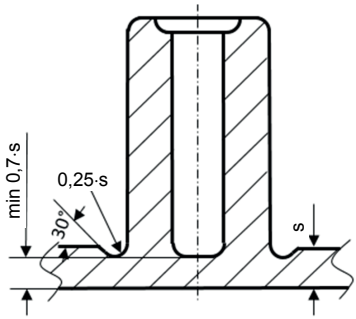


Abb. 6.30 *Einstich zur Minimierung von Materialanhäufungen*

E_t von Polymeren [MPa]	Empfohlene Schraube
< 1 400	gewindefurchende
1 400 ÷ 2 800	gewindefurchende oder gewindeschneidende
2 800 ÷ 6 900	gewindeschneidende
> 6 900	gewindeschneidende mit einer leichten Steigung

Abb. 6.31 *Dimensionierung des Schraubdoms*

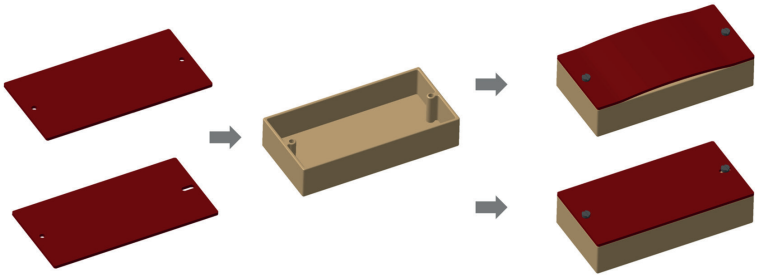


Abb. 6.32 *Kunststoffteilegeometrie zur Kompensation der Wärmedilatation*

Bei der Verbindung zweier unterschiedlicher Werkstoffe treten oft Probleme mit ihrer Wärmeausdehnung auf. Bei der Erwärmung einer Kunststoff-/Metallverbindung dehnt sich der Kunststoff größenordnungsmäßig mehr aus als das Metall, was Spannungen und Verformungen zur Folge hat, siehe Abb. 6.32.

Tab. 6.4 *Dimensionierung des Schraubdoms*

Polymer	Lochfaktor (LF)	Schraubdomfaktor (SF)	Gewindetiefe Faktor (TF)
ABS	0,80	2,00	2,00
PC/ABS	0,80	2,00	2,00
ASA	0,78	2,00	2,00
SAN	0,77	2,00	1,90
PA 4.6	0,73	1,85	1,80
PA 4.6/GF 30	0,78	1,85	1,80
PA 6	0,75	1,85	1,70
PA 6/GF30	0,80	2,00	1,90
PA 6.6	0,75	1,85	1,70
PA 6.6/GF30	0,82	2,00	1,80
PBT	0,75	1,85	1,70
PBT/GF30	0,80	1,80	1,70
PC	0,85	2,50	2,20
PC/GF30	0,85	2,20	2,00
PE-HD	0,75	1,80	1,80
PE-LD	0,75	1,80	1,80
PET	0,75	1,85	1,70
PET/GF30	0,80	1,80	1,70
PMMA	0,85	2,00	2,00
POM	0,75	1,95	2,00
PP	0,70	2,00	2,00
PS	0,80	2,00	2,00

Obwohl selbstschneidende und gewindefurchende Schrauben zu den häufigsten Metallverbindungselementen zur Verbindung von Kunststoffen oder Kunststoffen und Metallen gehören, trifft man auch auf Verbindungen, die aus Schraube und Mutter bestehen. Der Fokus liegt in diesem Fall auf dem maximalen Limit für das Zusammendrücken des Kunststoffteils. Das Drehmoment muss kontrolliert und nicht zu schnell übertragen werden. Je größer die wirkende Spannung, umso ausgeprägter ist die Spannungsrelaxation. Daher muss die wirkende Spannung auf eine möglichst große Kontaktfläche durch Nutzung von z. B. Unterlegscheiben verteilt werden, siehe Abb. 6.33. Zur Kompensation des Rückgangs der Vorspannungskraft der Verbindung können flexible Unterlegscheiben verwendet

werden, die bis zu einem gewissen Grad die Folgen des Spannungsrelaxationsprozesses ausgleichen können, siehe Abb. 6.34.

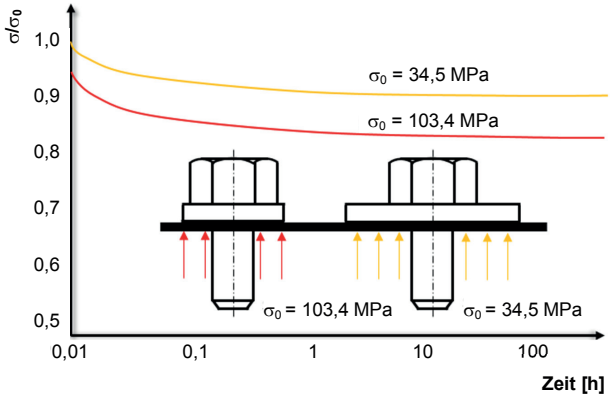


Abb. 6.33 *Spannungsrelaxation vom Kunststoffteil*

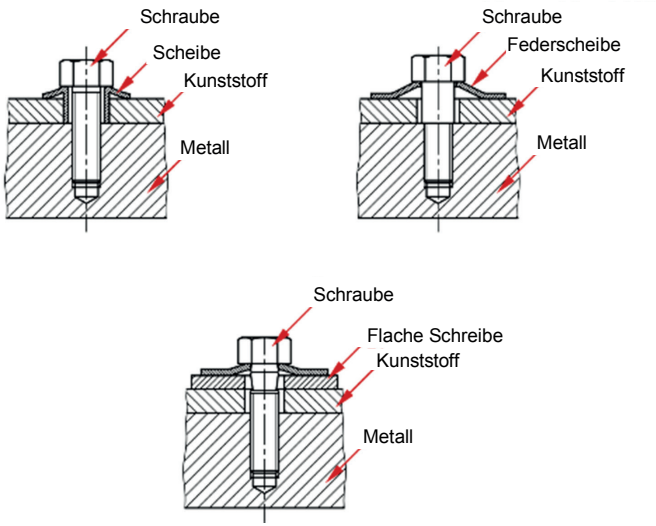


Abb. 6.34 *Flexible Unterlegscheiben zur Minimierung des Rückgangs der Vorspannungskraft der Verbindung*

6.3 Einsätze

Metalleinsätze sind ein relativ kompliziertes Element von Kunststoffteilen. Einsätze weisen meist eine Geometrie mit einem Innen- oder Außengewinde auf. Sie kommen vor allem dann zur Anwendung, wenn häufige Montagen und Demontagen der Verbindung oder eine genaue Führung nötig sind, wenn die geforderte Vorspannung der Verbindung erhalten werden muss (ohne Kriechen und Spannungsrelaxation), wenn ein elektrisch leitfähiger Kontakt erforderlich ist u. ä. Einsätze können auf mehrere Arten in den Kunststoffsteil eingeführt werden. Zu den häufigsten gehören Einspritzen, Warm- und Kalteinpressen, Einbetten mittels Ultraschall etc. Ein wichtiger Aspekt, der bei der endgültigen Wahl der Methode zum Einlegen des Einsatzes ins Teil eine Rolle spielt, sind das Produktionsvolumen und die Flexibilität, um diese Einlegetechnologie für verschiedene Produkttypen zu nutzen. Typische Materialien für Einsätze sind Messing, Aluminium, Zink oder Kupfer. Außerdem stehen verschiedene Stahlmaterialien mit einer passivierten Oberfläche als Korrosionsschutz zur Verfügung.

Das *Einspritzen von Einsätzen* im Produktionswerkzeug ist eine der aufwendigsten Methoden. Oft wird zunächst das Design für das Bauteil entworfen und erst dann wird die Position der Einsätze in Betracht gezogen. Die Konstruktion sollte jedoch umgekehrt ablaufen (die Wahl der Form und eine effiziente Verteilung der Einsätze, um die herum anschließend der Rest des Bauteils entworfen wird). Das Einlegen der Einsätze in die Einspritzform ist relativ problematisch und erfordert eine Automatisierung des Prozesses, um eine maximale Geschwindigkeit des Produktionszyklus zu erreichen. Bei der Verankerung der Einsätze in das Produktionswerkzeug werden derzeit hauptsächlich das Prinzip der Reibung (Aufsetzen auf Bolzen u. ä.) sowie Schnapphaken (gefederte Kugeln) oder aber magnetische Mechanismen eingesetzt. Die Fixierung des Einsatzes im Kunststoffteil erfolgt durch die Schwindung des Polymers rund um das Insert. Der Vorteil des Einspritzens sind zeitliche und wirtschaftliche Einsparungen, da sekundäre Arbeitsschritte entfallen und keine weitere Maschine (außer Manipulatoren zum Einbetten der Einsätze in die Werkzeuge) erforderlich ist.

Aus Sicht des Designs sind kreisrunde Einsätze viel vorteilhafter, da sie keine ausgeprägten Spannungskonzentratoren sind, siehe Abb. 6.35. Des Weiteren ist es sehr wichtig, für eine gute Abdichtung der Kontaktfläche rund um den Einsatz zu

sorgen, um „Schwimmhäute“ (Überspritzung) zu vermeiden. Daher müssen Metalleinsätze eine enge Produktionstoleranz haben oder aber die Form muss dort, wo der Einsatz positioniert wird, entsprechend angepasst werden.

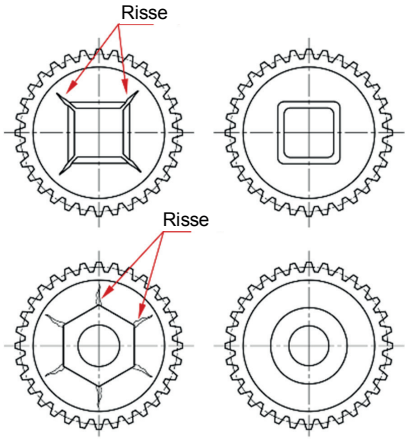


Abb. 6.35 *Optimierung der Außenform der Einsätze, um die Bildung von Rissen in der Umgebung der Ecken zu vermeiden*

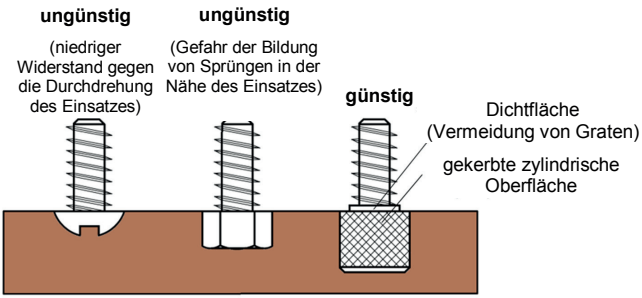


Abb. 6.36 *Modifizierung der Außenfläche der Einsätze zur Erhöhung der Kontaktfläche*

Für eine erfolgreiche Spannungsübertragung ist es erforderlich, dass die Metalleinsätze fest in der Kunststoffmatrix verankert sind. Ihre Oberfläche ist in der Regel eingekerbt bzw. aufgeraut, um die Kontaktfläche zu vergrößern, siehe Abb. 6.36. Mit dieser Maßnahme verringert sich auch die Gefahr, dass sich der Einsatz bei

Anwendung des Drehmoments verdreht. Alle weiteren scharfen Vorsprünge wirken wie Spannungskonzentratoren und sollten entfernt werden. Der Einsatz sollte entsprechend von Kunststoff umhüllt sein, ohne dass Risse entstehen und hoher Druck angewendet wird. Eine hohe Eigenspannung in Kombination mit einer Bindenaht kann bereits bei minimaler Belastung des Bauteils zu Rissen im Kunststoff führen. Eine geeignete Lösung wären Einsätze mit federnd elastischen Eigenschaften.

Die Grundparameter bei der Konstruktion eines Montageelements ist die Form des Metallelements und das Material des Polymers, das dieses umschließen wird (idealerweise mit einer geringen Schwindung, doch zugleich mit einer ausreichenden Zähigkeit, damit sich keine Mikrorisse bilden). Für Anwendungen mit Einsätzen sind teilkristalline Kunststoffe daher viel geeigneter. Das Design eines Montageelements ähnelt stark einem Schraubdom, wobei auch hier die Dicke der Kunststoffwandung, die den Einsatz umschließen wird, am wichtigsten ist. Auch die Sauberkeit des Einsatzes vor dem Einlegen sowie der Längenausdehnungskoeffizient haben große Auswirkungen auf die finale Funktionalität. Mit einer zunehmenden Differenz in der Größe der Wärmeausdehnung zwischen Metall und Kunststoff wird eine größere Dicke des Werkstoffs rund um den Einsatz verwendet, damit der Kunststoff besser in der Lage ist, der zunehmenden Spannung (Eigenspannung) standzuhalten. Metalleinsätze sorgen dank ihrer großen Wärmeleitfähigkeit für eine intensivere Kühlung des Kunststoffs, mit dem sie in Kontakt stehen. Beim Umfließen des Einsatzes erhöht sich die Viskosität der Kunststoffschmelze und die Eigenspannung im jeweiligen Bereich steigt. Das Volumen des Kunststoffs sollte daher größer sein als jenes des Metalleinsatzes, siehe Abb. 6.37. Für Anwendungen, die mit einem Risiko einer größeren Wärmebeanspruchung behaftet sind, werden eher Einsätze aus Messing und Aluminium als aus Stahl empfohlen. Weitere Einsatztypen befinden sich in Tabelle 6.5.

Allgemeine Empfehlungen zur Menge des Kunststoffs rund um den Einsatz basieren auf der Regel der gleichen Wanddicke. Der den Einsatz umschließende Werkstoff muss mindestens die gleiche Wanddicke wie die Dicke des Einsatzes besitzen. Weitere Empfehlungen betreffen das Mindestübermaß des Einsatzes (mindestens 1,5 mm) in die Form, um (in allen Phasen des Produktionsprozesses) für eine gute Verankerung des Einsatzes im Werkzeug und für eine effiziente Passung zur Vermeidung von Schwimmhäuten zu sorgen. Dadurch ist auch der

innere Bereich des Einsatzes (z. B. das Gewinde) vor Verunreinigungen durch Kunststoff geschützt. Um zu verhindern, dass der Werkstoff zu rasch erstarrt und die Schmelze den Einsatz nicht zur Gänze bedeckt, sollte die Dicke des Kunststoffs unter dem Einsatz mindestens 0,2 des Durchmessers des Einsatzes betragen, siehe Abb. 6.38. Die Entfernung zwischen den Einsätzen sollte aus einer Kombination aus den bereits genannten Regeln (Summe der Wanddicken benachbarter Einsätze) ausgehen, mindestens jedoch 3 mm betragen. Wenn der Durchmesser des Einsatzes größer als 6 mm ist, gilt für im Produktionswerkzeug eingespritzte Einsätze ferner die Regel der Aufwärmung, und zwar mindestens auf Formtemperatur.

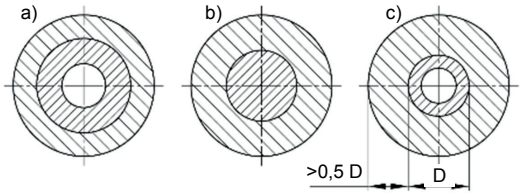


Abb. 6.37 *Durchmesser von in Kunststoff eingespritzten Metalleinsätzen (grobe Schraffierung: Metall)*

a) falsch (eine zu dünne Kunststoffschicht bricht schnell); b) ungünstig (zu großer Metallumfang); c) günstiges Verhältnisses von Metall und Kunststoff

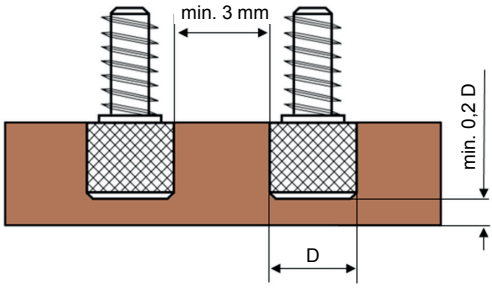
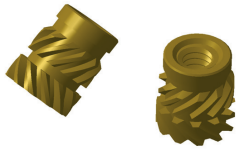
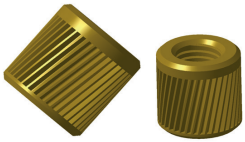
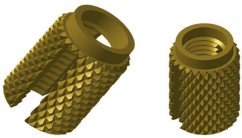
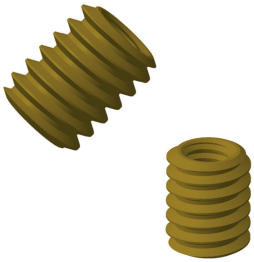


Abb. 6.38 *Mindestdicke der Wand unter dem Einsatz und Mindestabstand zu den benachbarten Einsätzen*

Tab. 6.5 Einsatztypen je nach Technologie ihrer Eingliederung ins Kunststoffteil

Einbetten mittels Ultraschall	
	▪ Einsatz wird in ein eng dimensioniertes Aufnahmeloch eingebettet (Montagesegmente), ▪ hochfrequente Schwingungen verursachen Grenzflächenreibung in der Fügezone; das Material wird aufgeschmolzen (beliebige Oberflächenbehandlung), ▪ Einbettungsprozess dauert nur einige Sekunden, dafür aufwendiges Handling, ▪ für steife Kunststoffe geeignet (ABS, PC, PC, PA, POM), weniger gängig bei PP, PE.
Kalteinpressen	
	▪ Einsatz wird in ein eng dimensioniertes Aufnahmeloch eingepresst (Montagesegmente), ▪ kontinuierliche Krafteinwirkung ohne Erwärmung des umgebenden Materials, ▪ Ankerelemente in der Regel in Kraftrichtung, ▪ weniger geeignet für spröde Werkstoffe (PC, PS, SAN), geeignet für ABS, PA, PA+GF, POM, PBT.
Expansionseinsätze	
	▪ die Verankerung ist in zwei oder mehr Ankersegmente unterteilt, ▪ für die Einbettung ist weniger Druck erforderlich als bei mechanisch eingepressten Einlegeteilen, ▪ die Außenfläche der Segmente ist abermals mit einer Textur versehen, die das Verdrehen des Einsatzes minimiert.
Selbstschneidende Gewindeeinsätze	
	▪ an der Außenfläche befindet sich ein selbstschneidendes Gewinde, damit die Einsätze in den Grundwerkstoff eingedreht werden können. **Einsätze aus Polymerwerkstoffen** ▪ aus den Werkstoffen PA, PC, SB oder PP mit einem hohen Glasfaseranteil, ▪ geometrische Lösung: ein selbstschneidendes Gewinde oder für das Einbetten mittels Ultraschall, ▪ werden in den Größen M3 bis M8 gefertigt, ▪ der Vorteil ist die Recyclebarkeit der Teile nach Ende ihrer Lebensdauer, ohne dass der Einsatz entnommen werden muss.

Für die allgemeine Geometrie von Einsätzen kommt jene Regel zur Anwendung, die die Zahl von in den Kunststoff reichenden Montageelementen eingrenzt. Das Profil des Einsatzes sollte die Schwindung des Werkstoffs nicht behindern, siehe Abb. 6.39. Diese Regel spielt vor allem für größere Einsätze eine Rolle, bei denen der Abstand zwischen den Montagelementen mehrere Millimeter beträgt, was in den meisten Fällen nicht für Einsätze gilt, die für Schraubverbindungen bestimmt sind.

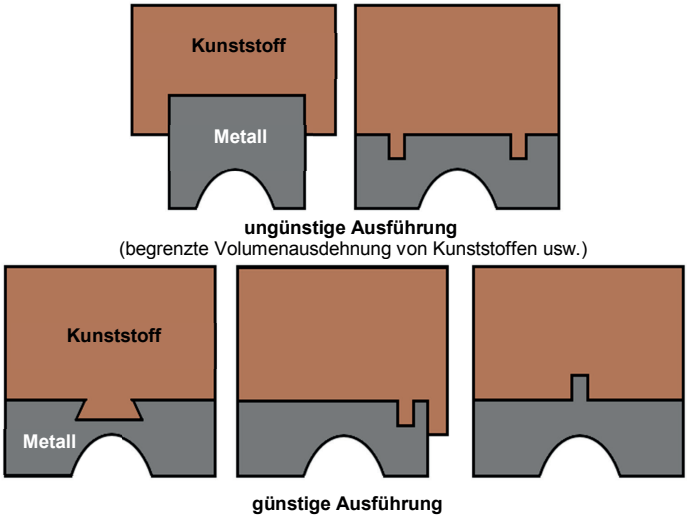


Abb. 6.39 *Vergleich zwischen einer geeigneten Verbindung eines Metalleinsatzes mit einem Kunststoffteil*

Bei mittels *Ultraschall eingebetteten Einsätzen* wird eine viel kleinere (bis zu 3-fache) Eigenspannung aufgebaut. Das Ultraschallschweißen (Ultraschallpresse) geht sehr schnell, der Einsatz hält großen Kräften stand, bis er reißt. Der Nachteil hingegen ist, dass die Sonotrode dem Design der einzelnen Einsätze angepasst werden muss und die Möglichkeit, mehrere Einsätze in einem Schritt einzupressen, sehr eingeschränkt ist. Das Ultraschallschweißen (Ultraschallpresse) eignet sich zur Einbettung von Einsätzen in ABS, PC, PS und PVC, kann aber auch bei teilkristallinen Kunststoffen angewendet werden. Das Warmeinpressen ähnelt stark dem Prinzip der Ultraschallmethode, geht aber langsamer vonstatten; dafür erfordert es einen geringeren Kostenaufwand für die Ausstattung. Große und spezielle

Einsätze werden in der Regel eingespritzt. Zu den weiteren Typen von Einsätzen zählen Gewindeeinsätze zum Expansionsverankern, zum Kalteinpressen, zum selbsteinschneidenden Eindrehen sowie Ultraschallschweißen (der Durchmesser der Innenöffnung ist um bis zu 0,4 mm - 0,5 mm kleiner als der Außendurchmesser des Einsatzes, mit einer Schräge von 8°.

6.4 Gelenkverbindungen

Gelenkverbindungen (auch Filmverbindungen) stellen den einfachsten Typen einer integrierten nicht lösbaren Verbindung dar, siehe Abb. 6.40. Das Endverhalten von Gelenkverbindungen wird von drei Grundfaktoren bestimmt (den Eigenschaften des gewählten Werkstoffs, der Geometrie der Verbindung und den technologischen Füllbedingungen).

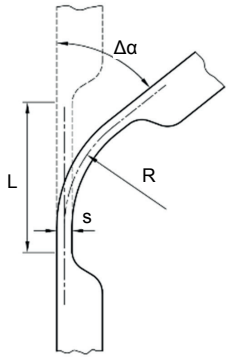


Abb. 6.40 *Schema einer Gelenkverbindung*

Für Gelenkverbindungen sind Polymere mit langen linearen Makromolekülen ohne Seitenzweige am günstigsten, was am meisten auf teilkristalline Polymere zutrifft. Diese Werkstoffe besitzen allerdings eine sehr hohe Viskosität, wodurch das Füllen langer dünner Profile erschwert wird. Teilchen- oder glasfaserverstärkte Polymere sind für diese Anwendung wegen der relativ geringen maximalen Verformung bis zum Bruch nicht geeignet. Primär werden Werkstoffe mit einer guten Zähigkeit bei trockenem Zustand (PE, PP, PA, POM, EVA) für diese Geometrie herangezogen. Bei

der Verwendung von PP wirkt sich die Deformation der Gelenkverbindung im Zustand einer erhöhten Zähigkeit (erhöhte Temperaturen gleich nach der Entformung), bei dem es möglich ist, die Makromoleküle nachträglich zu orientieren und somit ihre Fähigkeit, die angreifende Last zu übertragen, positiv auf die Lebensdauer der Gelenkverbindung aus. Kleinere Auswirkungen hat das Umformen auf Gelenkverbindungen aus PA und PE. Negative Auswirkungen des Umformens auf die Lebensdauer der Gelenkverbindung hingegen wurden bei POM und PBT beobachtet. Für Verbindungen, die eine lange Lebensdauer erfordern (mehrere Zyklen), ist PP (Dicke 0,25 mm bis 0,5 mm) oder weniger häufig PE am günstigsten. Spröde Werkstoffe (verstärkte Kunststoffe, amorphe Thermoplaste) sind anfälliger für den Kerbeffekt, wenn Übergänge in der Wanddicke im Bereich von Gelenkverbindungen nicht sanft genug sind (größere Radien u. ä.)

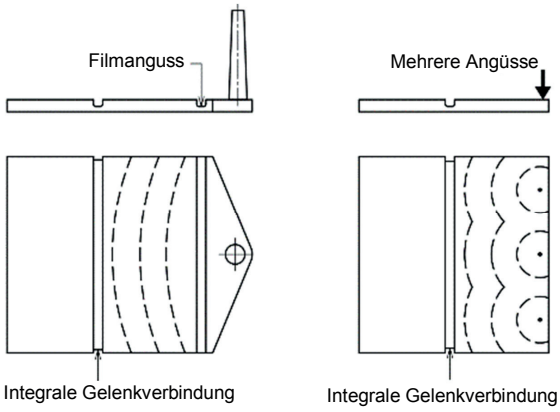


Abb. 6.41 *Optimierung der Füllmethode der Gelenkverbindung*

Das Spritzgussverfahren stellt besondere Anforderungen an das Design von Gelenkverbindungen. Die wichtigste ist ein gleichmäßiges Füllen der Geometrie im gesamten Querschnitt, ohne dass dabei Bindenähte entstehen. Die Füllbedingungen dürfen auch keine Delamination des Werkstoffs (Aufspleissen bzw. Abblättern von Oberflächenbereichen infolge eines zu langsamen Füllvorgangs mit einer ungleichmäßigen Schmelzfront) verursachen. Um diese Risiken zu umgehen, sollten die Angüsse entsprechend positioniert oder das Profil unter Nutzung eines Filmangusses gefüllt werden, siehe Abb. 6.41. Zur optimalen Dimensionierung und

Lokalisierung der Angüsse empfiehlt sich die Nutzung numerischer Simulationen, die in der Lage sind, die Bewegung der Schmelzfront zu ermitteln.

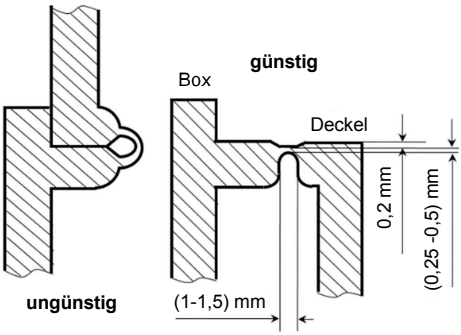


Abb. 6.42 *Ungünstige Geometrie einer Gelenkverbindung (Knick) und optimierte Ausführung*

Das Einzigartige am Design der Verbindung ist die gezielte Orientierung der Makromoleküle in einem verdünnten Profil. In der Fügezone sollte es keine scharfen Kanten und Übergänge (Spannungskonzentratoren) geben. Ausschlaggebend für die Funktion der Verbindung ist nicht die Festigkeit des Werkstoffs, sondern die Verformungsfähigkeit in der äußersten Biegefaser. Das Design und die Positionierung der Gelenkverbindung sollten keinen Knick im Gelenk verursachen, siehe Abb. 6.42. Die wichtigsten Parameter sind die Länge, Dicke und Breite der Gelenkverbindung. In einer allgemeinen Regel wird das Mindestverhältnis der Länge der Gelenkverbindung zur Dicke auf einen Wert von 3:1 festgelegt. Bei kürzeren Verbindungen kommt es zu einer Trennung der Schmelze und der Bildung von Bindenähten hinter der Gelenkverbindung. Diese untere Längengrenze kann nur bei zähen Werkstoffen genutzt werden. In extremen Fällen kann die Verbindung die Form einer Kerbe (U-Profil, siehe Abb. 6.43) besitzen. Dabei müssen jedoch die Anforderungen an die Mindestradien eingehalten werden (von 0,5 mm bis 1 mm). Die Länge der Gelenkverbindung hingegen hängt primär vom geforderten Biegebereich ab (meist 45° - 180°). Gelenkverbindungen mit einem Arbeitswinkel von 180° müssen länger sein als bei kleineren Arbeitswinkeln. Doch je kürzer der Bereich einer Gelenkverbindung ist, umso genauer kann er dimensioniert werden. Die Konstruktionsempfehlung für die Länge einer Gelenkverbindung beträgt 0,7 mm

bis 1,5 mm. Bei längeren Gelenkverbindungen kann man von geringeren relativen Verformungen ausgehen.

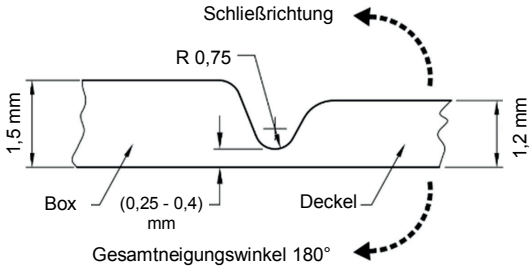


Abb. 6.43 *U-Profil einer Gelenkverbindung*

Die Dicke einer Gelenkverbindung hängt vor allem von ihrer Steifigkeit ab und wird auch vom operativen Biegewinkel definiert. Allgemein sollte sie möglichst gering sein, denn je größer die Dicke einer Gelenkverbindung ist, umso mehr neigt sie dazu, sich selbststätig zu öffnen. Wenn die Stelle der Verformung einer Gelenkverbindung exakt definiert werden muss, besteht die Möglichkeit, das Profil von der Innenseite der Verbindung aus leicht zu verdünnen.

Für Gelenkverbindungen aus zähen Werkstoffen, die während ihres Lebenszyklus keinen anderen äußeren Beanspruchungen ausgesetzt sind, wird eine Dicke von 0,25 mm bis 0,4 mm +/- 0,02 mm empfohlen. Für Verbindungen mit einer erhöhten Funktionszuverlässigkeit werden Dicken von 0,4 mm bis 0,5 mm verwendet.

Die Dimensionierung von Gelenkverbindungen im Hinblick auf die Zahl von Zyklen, denen sie standhalten sollten, kann nicht aufgrund von kurzzeitigen mechanischen Prüfungen optimiert werden. Die Kennwerte aus diesen Tests können lediglich für eine Ersteinschätzung des Verhaltens der jeweiligen Konstruktion verwendet werden, da es bereits bei der ersten Beanspruchung der Gelenkverbindung zum Kriechen kommen kann. Die Dicke der Gelenkverbindung und der Biegeradius (siehe Abb. 6.40) werden in folgenden Gleichungen (67) und (69) beschrieben:

$$s = \frac{2 \cdot L \cdot \varepsilon}{\Delta\alpha} \quad [mm] \tag{67}$$

$$\Delta\alpha_{rad} = \frac{\pi}{180} \cdot \Delta\alpha° \qquad 68)$$

$$R = \frac{L}{\Delta\alpha}\ [mm] \qquad (69)$$

In der Praxis begegnet man relativ oft schlechten Ausführungen von Gelenkverbindungen. Eine der Möglichkeiten ist in Abb. 6.44 zu sehen. Neben scharfen Kanten und Übergängen gibt es keine scharf definierte Biegelinie; außerdem wird die Verbindung dazu neigen, sich zu verdrehen, wodurch ihre Zuverlässigkeit vermindert wird. Eine absichtliche Änderung der Biegeachse könnte jedoch dazu führen, dass sich die Verbindung selbsttätig schließt. Die Konstruktion auf Abb. 6.45 ist günstiger, aber nicht für lange und breite Gelenkverbindungen geeignet.

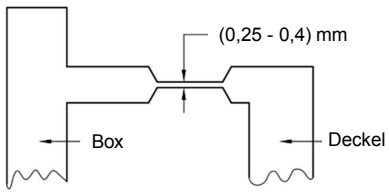


Abb. 6.44 *Ungünstige Ausführung einer Gelenkverbindung*

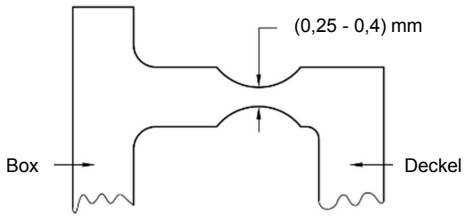


Abb. 6.45 *Geeignete Konstruktion einer Gelenkverbindung*

Eine optimale Verstärkung sorgt für die richtige Orientierung der Makromoleküle, wodurch die Lebensdauer der gesamten Verbindung erhöht wird. Die Angüsse sollten dafür sorgen, dass der Werkzeughohlraum bereits vollständig gefüllt ist, bevor

die Schmelze den Bereich der Gelenkverbindung erreicht, sodass der Schmelzfluss im jeweiligen Moment voll und ganz auf eine schnelle und gleichmäßige Befüllung der verdünnten Geometrie konzentriert ist. Bei kleineren Gehäusen wird der Anguss in einer Entfernung von 2/3 von der Gelenkverbindung positioniert. Bei Gehäusen mit einer größeren Höhe kann die Positionierung des Angusses bis zur Mitte des Gehäuses gehen. Beim Befüllen des Deckels muss der Anguss ebenfalls möglichst weit von der Gelenkverbindung positioniert werden. Komplexe dauerbeanspruchte Gelenkverbindungen neigen ebenfalls dazu, sich selbsttätig zu öffnen. Statt eine lange Gelenkverbindung zu verwenden, ist es besser auf zwei voneinander getrennte Gelenkverbindungen zurückzugreifen (siehe Abb. 6.46), um die Tendenz zum selbsttätigen Öffnen zu unterbinden. Ein weiterer Vorteil von getrennten Gelenken ist es, dass wenigstens eines davon funktioniert, wenn die übrigen versagen. Diese Lösung kann jedoch die Bildung einer Bindenaht hinter der Gelenkverbindung verursachen. Ebenfalls möglich sind Sonderkonstruktionen, bei denen an einem Produkt zwei separate Gelenkverbindungen zum Einsatz kommen, die durch einen Übergangsbereich miteinander verbunden werden, in dem Angüsse positioniert sind, die um ca. 25 % stärker sein sollten als das Gehäuse und der Deckel selbst.

Mehrere Angüsse kommen vor allem dann zum Einsatz, wenn der zweite Teil des Produkts wegen einer Verdünnung der Filmverbindung schwer füllbar ist. Die Positionierung der Angüsse darf aber nicht die Ursache für die Bildung von Bindenähten im Gelenkbereich sein, siehe Abb. 6.47.

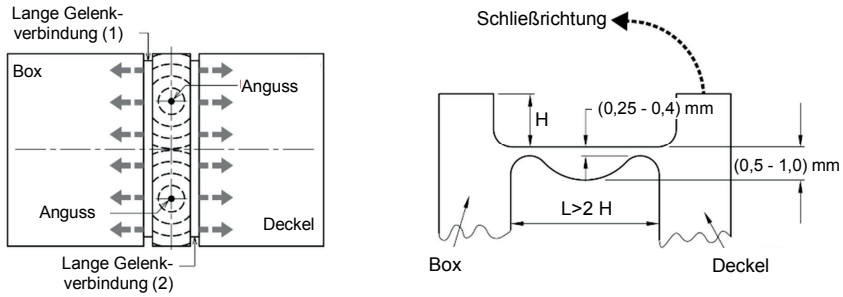


Abb. 6.46 *Geometrie mit zwei separaten Gelenkverbindungen*

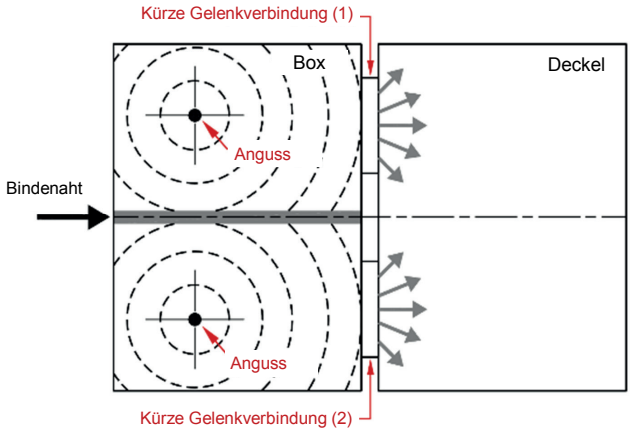


Abb. 6.47 *Einfluss der Positionierung der Angüsse auf die Bildung von Bindenähten*

6.5 Pressverbindungen

Pressverbindungen sind eine einfache, kostengünstige und effiziente Art, zwei Teile miteinander zu verbinden. Die Verbindung beruht auf einem kraftschlüssigen Kontakt zwischen einer Voll- oder Hohlwelle und einer Hülse. Der Kontakt zwischen beiden Teilen muss ausreichend groß sein, damit die Verbindung die axial wirkenden Kräfte sowie das Drehmoment ohne Schlupf übertragen kann. Die angewendeten Kräfte werden also mittels Reibung übertragen. Ein weiterer Grund für einen Qualitätsverlust der Verbindung können Relaxationserscheinungen im Kunststoffteil sein. Wichtige Informationen werden dafür in isochronen Kurven zusammengefasst. Zur Berechnung der erforderlichen Steifigkeit des Bauteils kommt der Relaxationsmodul zur Anwendung, der die Funktion der maximalen Verformung im Laufe der entworfenen Lebensdauer des Bauteils darstellt. Ein typischer Vertreter dieser Verbindung ist eine in eine Öffnung mit einem definierten Übermaß eingepresste Welle, siehe Abb. 6.48. Am häufigsten wird diese Geometrie bei Verbindungen von Kunststoff und Metallen verwendet, selbstverständlich kann sie aber auch beim Fügen zweier Kunststoffteile genutzt werden. Es handelt sich um ein relativ einfaches Design, dessen kritisches Parameter das Übermaß ist. Wenn das Spiel in der Einbettung zu groß ist, ist die Verbindung nicht mehr in der Lage, die geforderte Last

zu übertragen; bei einem zu großen Übermaß hingegen nimmt die zur Fügung erforderliche Kraft unproportional zu und während des Montagevorgangs baut sich eine zu große Eigenspannung im Teil auf. Im Gegensatz zu Schnapphaken wird jener Bereich des Bauteils, der die Pressverbindung bildet, ständig belastet, da die Festigkeit der Verbindung auf einer elastischen Verformung des Kunststoffs beruht. Die kontinuierliche Krafteinwirkung verursacht jedoch bei Kunststoffen ein Kriechen. Das Ergebnis ist ein allmählicher Rückgang der Festigkeit der Verbindung. Weitere Probleme sind die wiederholbare Genauigkeit, besonders bei der Kunststoff-komponente, sowie die unterschiedliche Wärmeausdehnung bei einer Kombination von zwei unterschiedlichen Werkstoffen. Je mehr die angewandte Temperatur steigt, umso mehr nimmt auch das Kriechen zu. Eine der Möglichkeiten, mit denen die negativen Auswirkungen des Kriechens zum Teil vermieden werden können, sind Einkerbungen auf der Metallwelle. Der Kunststoff wird versuchen, in diese Einschnitte hineinzufließen, wodurch die Kontaktfläche und das Reibungsmaß zwischen beiden Teilen und somit die Festigkeit der Verbindung erhöht werden. Aus technologischer Sicht ist es besonders wichtig, die nachträgliche Schwindung zu minimieren, die sich maßgeblich auf die Endeigenschaften der Verbindung (Eigen-spannung u. ä.) auswirken wird.

Für die Berechnung der Festigkeit sind die Steifigkeit von Hülse und Welle richtungsweisend. Allgemein wird der Druck zwischen Welle und Hülse durch folgende Gleichung (70) definiert, dabei entspricht (d_i) dem Innendurchmesser der Welle, (d_0) dem Außendurchmesser der Welle, (D_i) dem Innendurchmesser der Hülse, (D_0) dem Außsendurchmesser der Hülse, (E_h) dem E-Modul des Hülsen-werkstoffes, (E_s) dem E-Modul des Wellenwerkstoffes, (i) dem Übermaß zwischen Welle und Hülse (d_0-D_i), (υ_h) der Poissonzahl für den Werkstoff der Hülse und (υ_S) der Poissonzahl für den Werkstoff der Welle.

$$p = \frac{i}{d_o} \cdot \frac{i}{\frac{(A + v_s)}{E_s} + \frac{(B + v_h)}{E_h}} \; [Pa] \tag{70}$$

$$A = \frac{1 + (\frac{d_i}{d_0})^2}{1 - (\frac{d_i}{d_0})^2} \tag{71}$$

$$B = \frac{1 + (\frac{d_0}{D_0})^2}{1 - (\frac{d_0}{D_0})^2} \tag{72}$$

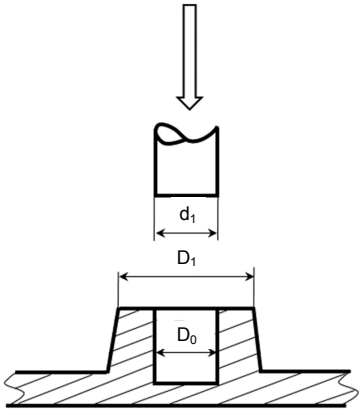


Abb. 6.48 *Schema einer Pressverbindung*

In der Praxis wird diese Gleichung je nach Werkstoffkombination angepasst. Die gängigsten Varianten sind:

- ***Kunststoffhülse und Metallwelle***

Die Steifigkeit des Kunststoffs ist im Vergleich zum Metallteil deutlich kleiner, sodass die Verformung der Welle im Vergleich zur Verformung der Hülse vernachlässigbar ist, siehe Abb. 6.49. Daher beträgt der Druck im Inneren der Verbindung:

$$p = \frac{i}{D_1} \cdot \frac{E_h}{A + v_h} \quad [Pa] \tag{73}$$

$$A = \frac{(\frac{D_2}{D_1})^2 + 1}{(\frac{D_2}{D_1})^2 - 1} \tag{74}$$

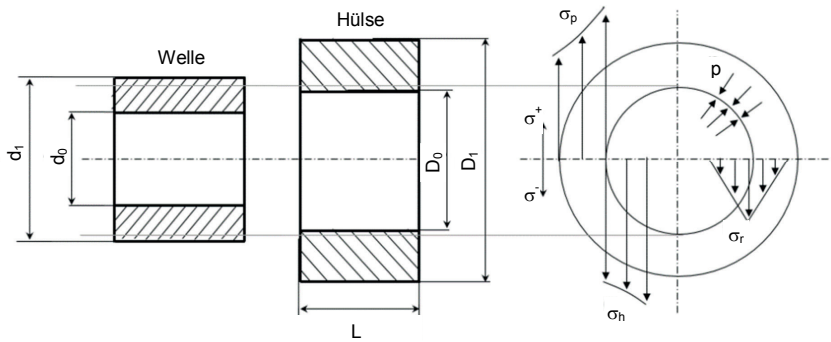


Abb. 6.49 *Variante einer Pressverbindung (Kunststoffhülse und Metallwelle)*

Eine Abwandlung dieser Variante ist die Verwendung von Hohlwellen, siehe Abb. 6.50.

- ***Metallhülse und Kunststoffwelle***

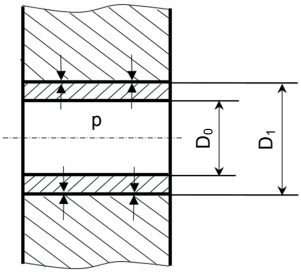


Abb. 6.50 *Variante einer Pressverbindung (Metallhülse und Kunststoffwelle)*

Abermals wird nur mit einer Verformung des Kunststoffteils gerechnet, wobei der Druck in der Verbindung von folgender Gleichung (75) ausgeht:

$$p = \frac{i}{D_1} \cdot \frac{E_h}{B - v_h} \quad [Pa] \tag{75}$$

$$B = \frac{(\frac{D_1}{D_0})^2 + 1}{(\frac{D_1}{D_0})^2 - 1} \tag{76}$$

- ***Welle und Hülse sind aus einem Kunststoff mit der gleichen Steifigkeit***

Wenn beide Werkstoffe einen vergleichbaren Elastizitätsmodul aufweisen, siehe Abb. 6.51, beträgt der Druck:

$$p = \frac{i}{D_1} \cdot \frac{1}{C} \ [Pa] \tag{77}$$

$$C = \frac{A + v}{E_h} + \frac{B - v}{E_s} \tag{78}$$

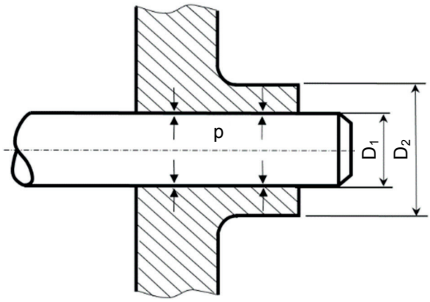


Abb. 6.51 *Variante einer Pressverbindung*
(Welle und Hülse sind aus einem Kunststoff mit der gleichen Steifigkeit)

Die kritische Fließspannung entspricht in der Hülse (σ_h), die sich wie die Beanspruchung des Bauteils im Zug verhält. Die maximale Radialspannung (σ_r) ist sowohl bei der Welle als auch bei der Hülse gleich groß.

Die maximale Kraft, die die Verbindung in Axialrichtung übertragen kann, ist durch die Gleichung (79) gegeben, dabei entspricht (D_1) dem Außendurchmesser der Welle, (L) der Länge der Verbindung, (p) dem Druck in der Verbindung und (μ_0) dem Reibungskoeffizient:

$$F_{max} = \pi \cdot D_1 \cdot L \cdot p \cdot \mu_o \ [N] \tag{79}$$

Das maximale Torsionsmoment (siehe Abb. 6.52), das die jeweilige Verbindung übertragen kann, wird in folgender Gleichung beschrieben:

$$M_{Tmax} = \pi \cdot \frac{D_1^2}{2} \cdot L \cdot p \cdot \mu_o \ \ [MPa] \tag{80}$$

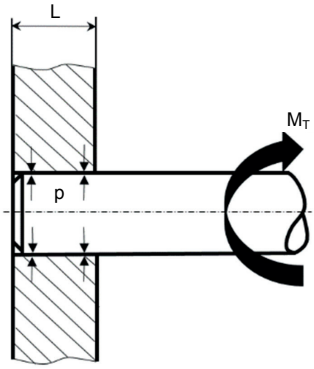


Abb. 6.52 *Torsionsmoment der Pressverbindung*

Die einfachste Möglichkeit, diese Verbindung zu bilden, ist es die Nabe zu erwärmen oder die Welle zu kühlen. Die Wärmeausdehnung (siehe Kapitel 5.8) führt zu einer Änderung des Durchmessers, wodurch die anschließende Einführung der Welle in die Hülse ermöglicht wird.

LITERATURVERZEICHNIS L

[1] ALLEN, K. W. *Joining of plastics*. Oxford: Pergamon Press, 1992. ISBN 978-008-0419-640.

[2] BELOFSKY, Harold. *Plastics: Product design and process engineering*. New York: Hanser, 1995. ISBN 3-446-18155-5.

[3] BELOFSKY, Harold. *Plastics: product design and process engineering*. Cincinnati: Hanser, 1995. ISBN 15-699-0142-2.

[4] BONENBERGER, Paul R. *The first snap-fit handbook: creating and managing attachments for plastics parts*. Munich: Hanser, 2016. ISBN 978-1-56990-595-1.

[5] CAMPO, E. Alfredo. *The complet part design handbook: For injection molding of thermoplastics*. Ohio: Hanser, 2006. ISBN 978-3-446-40309-3.

[6] ERHARD, Gunter. *Designing with plastics*. Munich: Hanser, 2006. ISBN 978-344-6225-909.

[7] FISCHER, Jerry M. *Handbook of molded part shrinkage and warpage*. Amsterdam: Elsevier/William Andrew, 2013. ISBN 14-557-2597-8.

[8] HARPER, Charles A. *Handbook of plastics technologies: the complete guide to properties and performance*. New York: McGraw-Hill, 2006. ISBN 978-007-1491-860.

[9] CHEREMISINOFF, Nicholas P. *Handbook of engineering polymeric materials*. New York: Marcel Dekker, 1997. ISBN 08-247-9799-X.

[10] JIN KUK, Kim, SABU, Thomas und Saha PROSENJIT. *Multicomponent polymeric materials*. Dordrecht: Springer, 2016. ISBN 978-940-1773-232.

[11] KUTZ, Myer. *Applied plastics engineering handbook: processing, materials, and applications*. Boston: Elsevier, 2016. ISBN 978-032-3390-408.

[12] LEVY, Sidney und J. Harry DUBOIS. *Plastics Product Design Engineering Handbook*. Boston: Springer, 1985. ISBN 978-146-1295-839.

[13] MACLEAN-BLEVINS, Mark. *Designing Successful Products with Plastics: Fundamentals of Plastic Part Design*. Norwich: William Andrew, 2017. ISBN 9780323445016.

[14] MILLER, Edward. *Plastics products design handbook*. New York: M. Dekker, 1983. ISBN 08-247-1886-0.

[15] NEIL L. Hancox und Rayner M. MAYER. *Design Data for Reinforced Plastics A guide for engineers and designers*. Dordrecht: Springer Netherlands, 1994. ISBN 978-940-1043-045.

[16] RAO, Natti S. und Günter SCHUMACHER. *Design formulas for plastics engineers*. Cincinnati: Hanser, 2004. ISBN 34-462-2674-5.

[17] REES, Herbert. *Understanding product design for injection molding*. Cincinnati: Hanser/Gardner Publications, 1996. ISBN 34-461-8815-0.

[18] ROSATO, Dominick V. und Donald V. ROSATO. *Plastics engineered product design*. New York: Elsevier Advanced Technology, 2003. ISBN 18-561-7416-6.

[19] ROSATO, Dominick V., ROSATO, Donald V. und Marlene G. ROSATO. *Plastics design Handbook*. Massachusetts: Kluwer academic publisher, 2001. ISBN 978-0-7923-7980-5.

[20] ROSATO, Donald V., MATTIA David P. und Dominick V. ROSATO. *Designing with Plastics and Composites: A Handbook*. Boston: Springer, 1991. ISBN 978-146-1597-230.

[21] ROSATO, V. Dominick, ROSATO, Donald V. und Marlene G. ROSATO. *Injection Molding Handbook*. Boston: Springer, 2000. ISBN 978-146-1370-772.

[22] TRES, Paul A. *Designing plastic parts for assembly*. Cincinnati: Hanser, 2014. ISBN 978-1-56990-555-5.

[23] TROUGHTON, Michael. *Handbook of Plastics Joining: A Practical Guide*. Norwich: William Andrew, 2008. ISBN 978-0-81-551581-4.

Technische Dokumentation von:

BASELL Polyolefins | BASF Corporation | BAYER AG | DSM Engineering Plastics - Royal DSM | DOW Chemical Company | DuPont | EASTMAN Chemical Company | ECONOLOGY Ltd. | GE Plastics | KEP Korea Engineering Plastics | LANXESS | LATI SpA. | MARPLEX Australia Pty. Ltd. | SANDVIK Coromant | SEMBLEX Corporation | SPIROL International Corporation | STANLEY Engineered Fastening | TICONA - CELANESE Corporation | TR Fastenings

Titel	**Konstruktion von Kunststoffbauteilen**
Autor	**Ing. Martin Seidl, Ph.D.**
Bestimmt für	**Studierende der Fakultät für Maschinenwesen der TU in Liberec und HS Zittau/Görlitz**
Herausgeber	**Technische Universität in Liberec Studentská 1402/2, Liberec**
Genehmigt von	**Rektorat der TUL am 15. 2. 2019, Ref.-Nr. RE 9/19**
Erscheinungsdatum	**März 2019**
Umfang	**176 Seiten**
Auflage	**erste**
Auflagenummer	**55-009-19**
Druckerei	**Vysokoškolský podnik Liberec, s.r.o. Studentská 2, CZ-Liberec**

Diese Publikation wurde nicht redaktionell überarbeitet und korrigiert.

ISBN 978-80-7494-462-8

9 788074 944628