

Füge- und Verbindungstechnik für Kunststoffkonstruktionen

# Beiträge zu einer besseren Schnapphakenauslegung

Schnapphaken können heute wesentlich realitätsnaher berechnet und besser gestaltet werden. Dies dank genauerer Ansätze und neuen Empfehlungen, die auf Erkenntnissen aus Forschungsarbeiten beruhen, welche in den letzten Jahren am Institut für Werkstofftechnik und Kunststoffverarbeitung (IWK) der HSR Hochschule für Technik Rapperswil durchgeführt wurden.

**Prof. Dipl.-Ing. Johannes Kunz**, Institut für Werkstofftechnik und Kunststoffverarbeitung (IWK) an der HSR Hochschule für Technik Rapperswil, Dozent für Berechnen und Gestalten von Kunststoffteilen im MAS-Studiengang Kunststofftechnik an der Hochschule für Technik der FH Nordwestschweiz

**Dipl.-Ing. Matthias Holzinger**, wissenschaftlicher Mitarbeiter am IWK Rapperswil

**Dipl.-Ing. Mario Studer**, ETH Zürich, vormals wissenschaftlicher Mitarbeiter am IWK Rapperswil



Institut für Werkstofftechnik und Kunststoffverarbeitung

Schnapphaken werden in der Füge- und Verbindungstechnik von Kunststoffkonstruktionen verbreitet angewendet, insbesondere als bewährtes Element der Integralbauweise. Ihre Gestaltung orientiert sich in der Praxis an Bauformen, wie sie in Konstruktionsempfehlungen in der Fachliteratur, in Richtlinien oder von Kunststoffherstellern in anwendungstechnischen Hinweisen dargestellt werden [1–7]. In diesen werden auch Formeln für die Berechnung präsentiert, die teilweise auch in Form von Programmen zur Verfügung stehen [8, 9].

## Handlungsbedarf

Am IWK wurde erkannt, dass diese seit langen Jahren unverändert bestehenden Grundlagen für die Auslegung der Schnapphaken verbesserungswürdig sind. So erfasst das bisher bekannte Rechenmodell wesentliche Erscheinungen des mechanischen Verhaltens nicht: Der Einfluss der Hakenneigung bei der

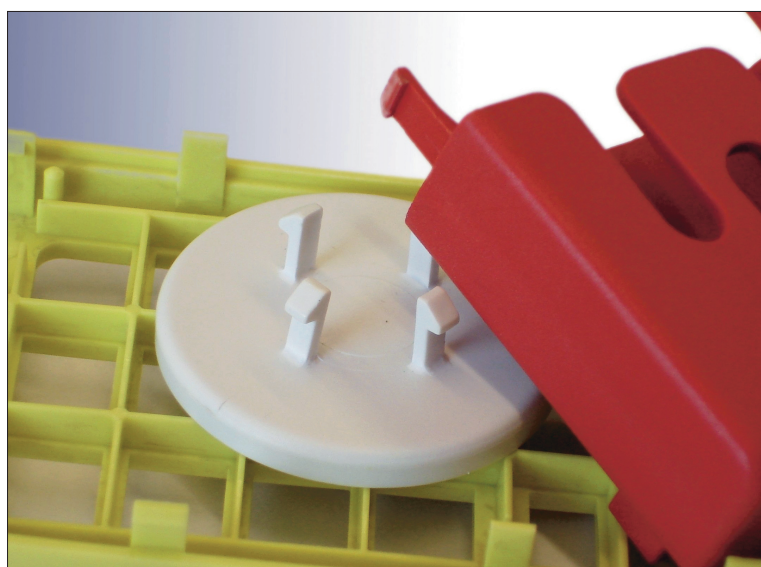


Bild: IWK

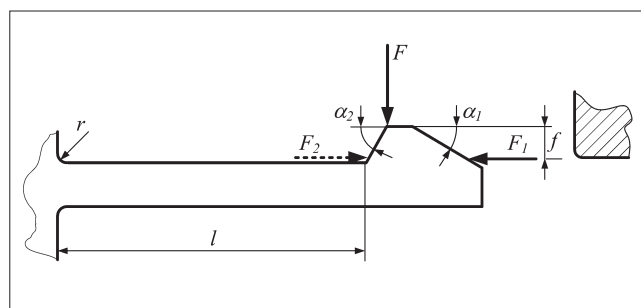
Auslenkung auf die Füge- bzw. die Lösekraft wird ebensowenig berücksichtigt wie die Überhöhung von Spannungen und Dehnungen bei der Anbindung der Haken an das Formteil. Auch die übliche Gestaltung der eigentlichen Fügegeometrie mit einer schiefen Ebene hatte sich als nicht optimal erwiesen.

Aus dieser Situation heraus wurde – aufgeteilt in mehrere Teilprojekte – der Versuch unternommen, die relevanten Berechnungs- und Gestaltungsgrundlagen zu verbessern. Dies mit gutem Erfolg, wie sich zeigte. Die angewendete Untersuchungsmethodik verbindet in bewährter Weise theoretisch-analytische Betrachtungen, gezielte Versuche und rechnerisch-numerische Parameterstudien mittels der Finite Elemente Methode (FEM) mit anschließender mathematischer Beschreibung der gefundenen Gesetzmässigkeiten. Bei der Ableitung von

Berechnungsformeln steht nebst der Erzielung realistischer Ergebnisse die praktische Handhabung in der Praxis im Vordergrund, weshalb da und dort zugunsten der Einfachheit gewisse Abstriche an der Genauigkeit hingenommen werden.

## Einfluss der Hakenneigung

Die einfachste Form eines Schnapphakens weist eine gerade Achse und über die ganze Länge denselben Querschnitt sowie schiefe Ebenen für die Kraftumsetzung beim Fügen und beim Lösen auf (Abb. 1). Mit einem konstanten Querschnitt über die Länge  $l$  wird aber das Material nicht optimal ausgenutzt. Daher werden häufig beanspruchungsgerechte Grundformen mit zum Haken hin verjüngtem Querschnitt verwendet. Für Abweichungen vom konstanten Querschnittsverlauf und von der rechteckigen Querschnittsform finden sich in der Lite-



**Abb. 1: Kräfte und geometrische Verhältnisse am geraden Schnapphaken [10, 11].**

- |                                     |                               |
|-------------------------------------|-------------------------------|
| $F$ : Auslenkkraft, Biegekraft      | $f$ : Federweg, Hinterschnitt |
| $F_1$ : Fügekraft                   | $l$ : Länge des Schnapparms   |
| $F_2$ : Löse- bzw. Haltekraft       | $h$ : Höhe des Schnapparms    |
| $\alpha_1$ : Fügewinkel             | $b$ : Breite des Schnapparms  |
| $\alpha_2$ : Löse- bzw. Haltewinkel |                               |

ratur entsprechende Zahlenfaktoren, weshalb diese Optimierungsmassnahmen nicht Gegenstand der Untersuchungen waren.

Bei Schnapphaken ist der Einfluss der Hakenneigung auf die Füge- und die Lösekraft erheblich. Insbesondere die Unterschätzung der Haltekraft nach bisheriger Berechnung kann sich je nach Geometrie und Reibungsverhältnissen sehr nachteilig auswirken. Das neu entwickelte, einfache Rechenmodell [10, 11] berücksichtigt den Einfluss dieser Hakenneigung auf die Kraftumsetzung (Abb. 1) durch eine Korrektur von Füge- und Lösewinkel (Tab. 1, Gleichungen (1) und (2)). Es führt damit zu wesentlich realistischeren Werten für die Füge- bzw. Lösekraft  $F_1$  bzw.  $F_2$  (3).

- Korrigierter Fügewinkel:

$$\alpha'_1 = \alpha_1 + c \cdot \frac{f}{l_1} \quad [\text{rad}] \quad (1)$$

- Korrigierter Lösewinkel:

$$\alpha'_2 = \alpha_2 - c \cdot \frac{f}{l_2} \quad [\text{rad}] \quad (2)$$

- Füge- bzw. Lösekraft:

$$F_{1,2} = \frac{\mu_0 + \tan \alpha'_{1,2}}{1 - \mu_0 \cdot \tan \alpha'_{1,2}} \cdot F \quad [\text{N}] \quad (3)$$

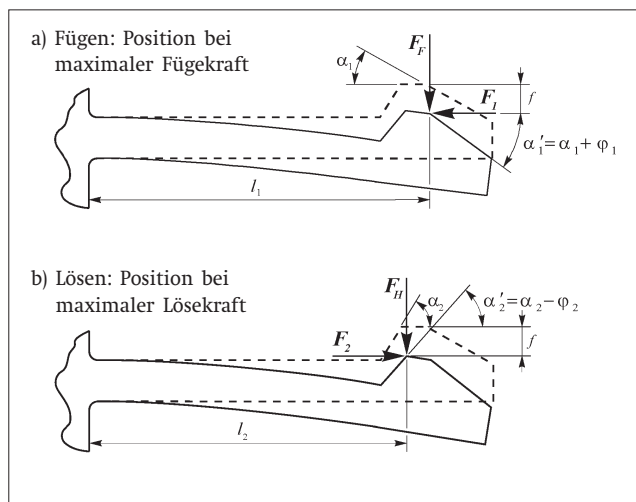


Abb.2: Schnapphaken im verformten Zustand [10, 11].

Querschnittsverlauf	Durchbiegung f [mm]	Achsneigung $\varphi$ [rad]	Faktor c [-]
	$\frac{Fl^3}{3EI}$	$\frac{Fl^2}{2EI}$	1,5
	$\frac{Fl^3}{2,59EI_A}$	$\frac{Fl^2}{1,63EI_A}$	1,59
	$\frac{Fl^3}{2,34EI_A}$	$\frac{Fl^2}{1,39EI_A}$	1,68
	$\frac{Fl^3}{1,83EI_A}$	$\frac{Fl^2}{EI_A}$	1,83
	$\frac{Fl^3}{1,19EI_A}$	$\frac{Fl^2}{0,5EI_A}$	2,38

Tab. 1: Durchbiegung  $f$ , Achsneigung  $\varphi$  und Faktor  $c$  für Schnapphaken mit unterschiedlichen linearen Querschnittsverläufen [10, 11].

### Kerbwirkung bei der Anbindung

Bei Schnapphaken ist in aller Regel die Anbindung an das Formteil eine kritische Stelle. Hier tritt das grösste Biegemoment auf, in der Regel liegt auch ein sprunghafter Übergang zwischen zwei unterschiedlichen Querschnitten mit entsprechenden Überhöhungen von Spannungen und Dehnungen vor. Diese als Kerbwirkung bezeichneten Überhöhungen verhalten sich umgekehrt proportional zum Rundungsradius im Übergang. Ein praktisch fehlender Radius würde also theoretisch zu unendlich grossen Spannungen und damit zum Versagen des Bauteils führen. Eine ausreichende Ausrundung des Übergangs ist somit unverzichtbar. Bei unsachgemässer Auslegung oder durch unsorgfältige Betätigung kann es hier also zu Überbeanspruchungen kommen, die die Funktionsfähigkeit der Schnappverbindung beeinträchtigen, oder gar zum Versagen durch Abbrechen des Schnapphakens führen. In den bekannten Konstruk-

tionsempfehlungen wird daher zu Recht auf diese Problematik hingewiesen [1–7]. Angaben zu Berechnungs- oder zumindest Abschätzungsmöglichkeiten bilden aber die Ausnahme [12].

Als Grundlage für die Untersuchung wurde eine Systematik der Anbindungen erarbeitet, wie sie in der Praxis mehr oder weniger verbreitet vorkommen. Sie orientiert sich an der Anzahl und der Ausrichtung der einzelnen Flächenübergänge von der Biegefeder des Schnapphakens zum Bauteil in einem kartesischen Koordinatensystem. Dessen x- und y-Koordinaten liegen in der Querschnittsfläche der Anbindung, die z-Achse steht darauf senkrecht in Richtung der Biegefeder (Tab. 2). Interessant ist die Erkenntnis, dass sich die einbezogenen Anbindungsvarianten zu zwei Grundtypen A und B zuordnen lassen (Bild 3), welche sich im Wesentlichen durch den Ort der auftretenden Grösstwerte der Spannungen und Dehnungen unterscheiden [13].

Die Kerbwirkungen, also die Überhöhungen der Spannungen und der Dehnungen, aber auch die Zunahme der Steifigkeit infolge Ausrundung der Anbindung, können nun mit Hilfe einfacher Formeln quantitativ erfasst werden. Die Formzahlen als Verhältnis der Maximalwerte zu den Nennwerten, für beide Grundtypen A und B ermittelt und mathematisch ausgewertet, werden erwartungsgemäss primär vom radiusabhängigen Geometrieparameter  $r/h$  bestimmt (Abb. 1). Im Vergleich dazu haben sich die Einflüsse der Geometrieparameter  $r/b$  und  $l/h$  sowie der Querkontraktionszahlen als uner-

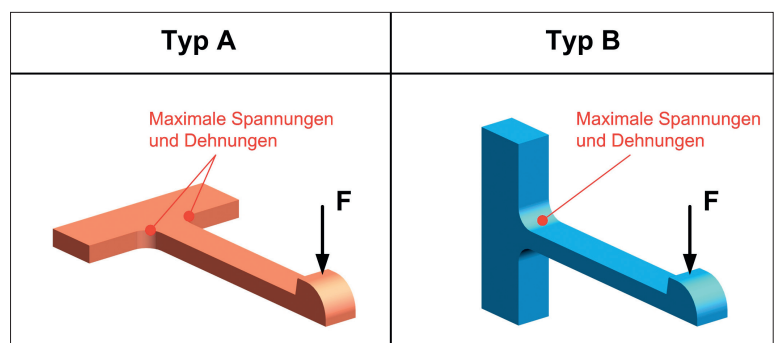


Abb.3: Grundtypen A und B der Schnapphaken-Anbindungen [13].

heblich erwiesen, so dass die hyperbolischen Verläufe (Abb. 4) in guter Approximation mit einem Potenzansatz erfasst werden können (4, 5). Darin sind  $E$  der Kurzzeit-Elastizitätsmodul,  $W_b$  das axiale Wider-

standsmoment des Querschnitts und  $M_b$  das Biegemoment bei der Anbindung. Für die Formzahlen der Spannungsüberhöhungen und der Steifigkeitszunahme ergaben sich analoge Ausdrücke.

● Dehnungs-Formzahl, Anbindung A:

$$\alpha_{ke} = \frac{\epsilon_{max}}{\epsilon_n} = \frac{\epsilon_{max} \cdot E \cdot W_b}{M_b} = 0,85 + 0,5 \cdot \left(\frac{r}{h}\right)^{-0,3} \quad [-] \quad (4)$$

● Dehnungs-Formzahl, Anbindung B:

$$\alpha_{ke} = \frac{\epsilon_{max}}{\epsilon_n} = \frac{\epsilon_{max} \cdot E \cdot W_b}{M_b} = 1,0 + 0,1 \cdot \left(\frac{r}{h}\right)^{-1} \quad [-] \quad (5)$$

		Anzahl Anbindungen in y- und z-Richtung					Typ
		0/0	0/1	0/2	1/0	2/0	
Anzahl der Anbindungen in x-Richtung	0						A
	1						
	2						

Tab.2: Systematik der Anbindungen von Schnapphaken [13].

### Optimierte Fügegeometrie

Die verbreitet angewendete Grundkontur des Schnapphakenkopfes zeichnet sich durch schiefe Ebenen auf der Füge- und der Halteseite mit definierten Winkeln aus (Abb. 1). Sie ist jedoch nicht optimal, denn sie führt insbesondere zu einer hohen Fügekraft im Vergleich zur Halte- bzw. Lösekraft, aber auch zu sehr hohen Druckspannungen in der Kontaktzone am Hakenkopf, also im Bereich der Krafteinleitung. Beide Effekte, verstärkt durch die oben beschriebene Änderung der Füge- und Lösewinkel beim Fügen bzw. Lösen, haben zur Folge, dass die meist nur minim gerundeten Kanten durch die hohe lokale Belastung bei der Kraftübertragung beschädigt werden können.

Die Suche nach einer Schnapphakenkontur, die diese Nachteile vermeidet, führte zum naheliegenden Gedanken, die schiefe Ebene auf der

Fügeseite durch eine konvex gekrümmte Fläche zu ersetzen [14], und zwar so, dass der wirkliche Fügewinkel unter der zunehmenden Auslenkung während des Fügevorgangs in etwa konstant bleibt. Als optimierte Fügegeometrie erwies sich eine Kontur mit einem grossen Radius  $r_1$  und einem Rundungsradius  $r_2$  als Übergang zur schiefen Ebene auf der Halteseite (Abb. 5) mit

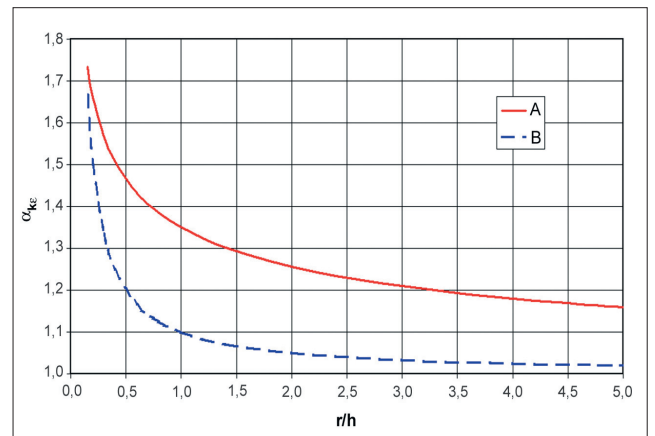
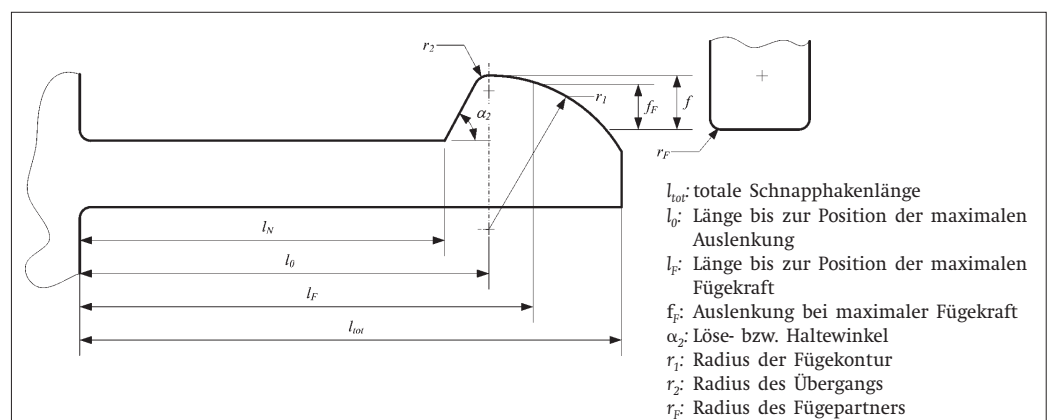


Abb.4: Dehnungs-Formzahl in Funktion des Geometrieparameters  $r/h$  [13].

tangentialen Anschlüssen der Kurven. Hiefür wird eine einfache Konstruktion mit geeigneten Abmessungsverhältnissen vorgeschlagen (Abb. 6). Ausgangsgrößen sind der Federweg  $f$ , der in etwa der Hinterscheidung entspricht, und der Löse- bzw. Haltewinkel  $\alpha_2$ . Mit der Wahl der Radien  $r_1$  und  $r_2$  innerhalb der empfohlenen Verhältnisse (Abb. 6) ist die Kontur unter Zuhilfenahme eines gleichseitigen Dreiecks mit  $r_1$  als Seitenlänge geometrisch bestimmt.

Die so optimierte Fügegeometrie bewirkt sowohl einen stetigen Kraftverlauf über ein grosses Stück des Fügewegs als auch ein deutlich verbessertes Verhältnis der Fügekraft zur gleich bleibenden Lösekraft, sowie eine markante Senkung des maximalen Kontaktdrucks dank Wegfall der Spannungsspitzen. So wird bei einem Lösewinkel  $\alpha_2 = 70^\circ$  und einer Reibungszahl  $\mu = 0,2$  das Verhältnis der Füge- zur Lösekraft von 0,6 auf 0,33 nahezu halbiert (Abb. 7), der Kontaktdruck sogar auf einen Viertel reduziert. Interessanter-

Abb.5: Geometrische Größen am Schnapphaken mit optimierter Fügegeometrie [14].



weise hat der Fügewinkel innerhalb der empfohlenen geometrischen Verhältnisse eine nahezu konstante Grösse von etwa 0,35 rad, also zirka 20°. Für die Berechnung dieser Kräfte konnten vergleichsweise einfache Formeln (6, 7) entwickelt werden.

● Maximale Fügekraft:

$$F_1 \approx \frac{18 \cdot E \cdot I}{7 \cdot l_F^3} \cdot \frac{\mu_0 + \tan(\alpha_1 + \varphi_1)}{1 - \mu_0 \cdot \tan(\alpha_1 + \varphi_1)} \cdot f \quad [\text{N}] \quad (6)$$

mit

$$l_F \approx l_N + \frac{4}{5} \cdot \left( \frac{3}{2} + \cos \alpha_2 \right) \cdot f \quad [\text{mm}]$$

$$\alpha_1 \approx 0,35 \text{ rad} \triangleq 20^\circ$$

$$\varphi_1 \approx \frac{9}{7} \cdot \frac{f}{l_F} \quad [\text{rad}]$$

● Halte- bzw. Lösekraft:

$$F_2 \approx \frac{12 \cdot E \cdot I}{5 \cdot l_L^3} \cdot \frac{\mu_0 + \tan(\alpha_2 - \varphi_2)}{1 - \mu_0 \cdot \tan(\alpha_2 - \varphi_2)} \cdot \sqrt{\cos \alpha_2} \cdot f \quad [\text{N}] \quad (7)$$

mit

$$l_L \approx l_N + \frac{4}{5} \cdot \cos \alpha_2 \cdot f \quad [\text{mm}]$$

$$\varphi_2 \approx \frac{6}{5} \cdot \frac{f}{l_L} \quad [\text{rad}]$$

**Abschliessende Gedanken**

Mit den hier vorgestellten Erkenntnissen können Schnapphaken verlässlicher als bisher ausgelegt werden, indem mit der Hakenneigung beim Fügen bzw. Lösen und der Kerbwirkung bei der Anbindung nun wesentliche Effekte des mechanischen Verhaltens erfasst werden, die im bisher bekannten Rechenmodell unberücksichtigt blieben. Darüberhinaus wird eine optimierte Fügegeometrie vorgeschlagen, die zu deutlich besseren Kräfteverhältnissen und geringerem lokalem Kontaktdruck führt.

Ein weiterer Effekt, der die Steifigkeit der Schnappverbindung und damit die Kräfte beim Fügen und Lösen beeinflusst, ist die Verformung jener Partien des Formteils, die an die Anbindung des Schnapphakens anschliessen. In der Fachliteratur finden sich zwar hierfür Ansätze, die aber alle sehr kompliziert und theo-

retisch sind, so dass sie bislang noch keinen Eingang in die Praxis finden konnten. Der Einbezug der Formteilverformung in das Rechenmodell der Füge- und Lösemechanik der Schnapphaken wäre natürlich sehr wünschenswert, dürfte aber angesichts der Vielfalt an möglichen Anbindungen (Tab. 2) ein sehr schwieriges Unterfangen sein. Angesichts dieser Situation bleibt in den Fällen, wo die Mitverformung des Formteils als relevant einzustufen ist, der Ausweg über eine FEM-Analyse.

**Literatur**

[1] Schmitz, J., in: Delpy, U., et al.: Schnappverbindungen aus Kunststoff. expert Verlag, Ehningen bei Böblingen 1989  
 [2] Tres, P. A.: Designing Plastic Parts for Assembly. 4<sup>th</sup> Ed., Carl Hanser Verlag München, 2000  
 [3] N.N.: Feinwerkelemente – Schnappverbindungen. VDI/VDE-Richtlinie 2251, Blatt 7. 1998  
 [4] N.N.: Schnappverbindungen aus Kunststoff. Praxisinformation Bayer AG. Firmenschrift KU 46040, Leverkusen 1988  
 [5] N.N.: Berechnen von Schnappverbindungen mit Kunststoffteilen. Hoechst AG, Firmenschrift B.3.1, Frankfurt/Main 1991  
 [6] Bonenberger, P. R.: The First Snap-Fit Handbook. Carl Hanser Verlag München, 2000  
 [7] Erhard, G.: Konstruieren mit Kunststoffen. 3. Aufl. Carl Hanser Verlag, München 2004  
 [8] Snaps. Berechnung von Schnappverbindungen. CD-ROM, Version 6.0.1. BASF AG, Ludwigshafen  
 [9] FitCalc. Berechnungsprogramm für Schnappverbindungen. In: Engineering Polymers for Technical Solutions. CD-ROM, Version 1.0. TICONA GmbH, Frankfurt/Main 1998  
 [10] Kunz, J.: Schnapphakenkräfte mit neuem Ansatz genauer berechnen. Kunststoffe-Synthetics 47(2000)11, S. 35-38  
 [11] Kunz, J.: Schnappverbindungen berechnen. Kunststoffe 90(2000)12, S. 56  
 [12] Delpy, U.: Schnappverbindungen aus Kunststoff. expert Verlag, Ehningen bei Böblingen 1989  
 [13] Kunz, J., Studer, M.: Die Kerbwirkung bei der Anbindung von Schnapphaken. Kunststoffe 97(2007)7, S. 46-51  
 [14] Kunz, J., Holzinger, M.: Fügegeometrie von Schnapphaken optimiert. Kunststoffe 96(2006)10, S. 232-236

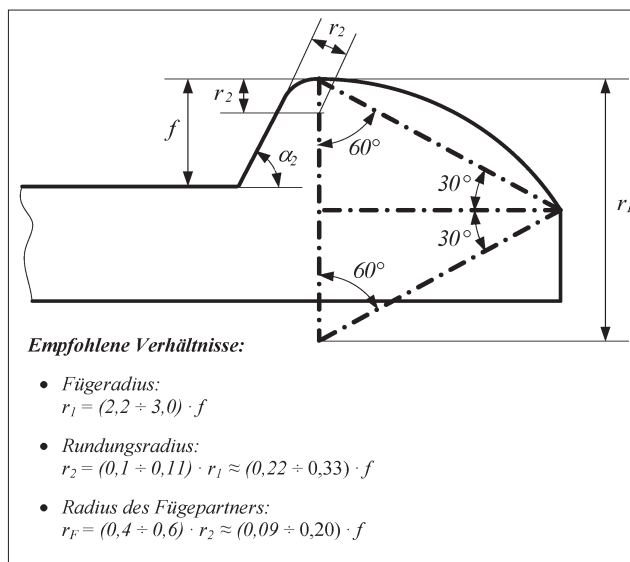


Abb. 6: Konstruktion der optimierten Fügegeometrie [14].

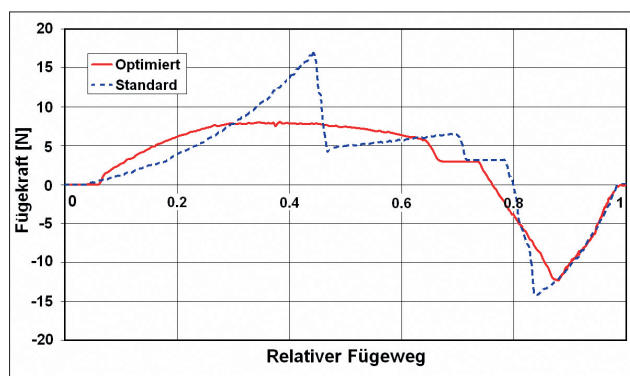


Abb. 7: Verlauf der Fügekraft über dem Fügeweg [14].

**Dank**

Die vorliegende Arbeit entstand im Rahmen des Forschungsprojekts «Grundlagen für die Auslegung von Kunststoffkonstruktionen». Für dessen Förderung danken die Verfasser der Gebert Rüt Stiftung, Basel, und dem Forschungsfonds der HSR Hochschule für Technik Rapperswil.