

Füge- und Verbindungstechnik für Kunststoffkonstruktionen

Gekröpfte Schnapphaken und ihre Auslegung

Auch für gekröpfte Schnapphaken stehen nun praktische Auslegungsgrundlagen und realitätsnahe Berechnungsformeln zur Verfügung, wie sie für gerade Schnapphaken bereits erarbeitet worden sind. Diese Grundlagen sind im Rahmen des Forschungsprojekts «Konstruieren mit Kunststoffen» am IWK Rapperswil entwickelt worden (Abb. 1).

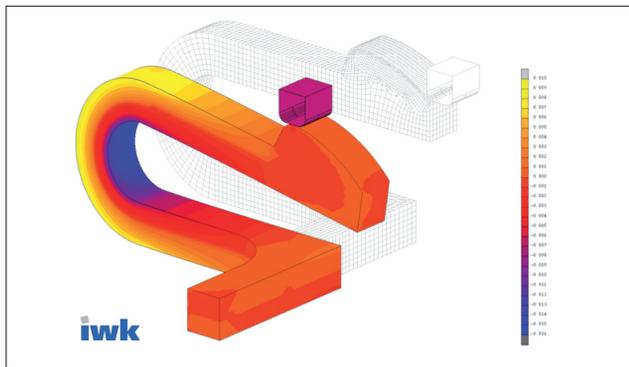


Abb. 1: Dehnung am U-förmig gekröpften Schnapphaken beim Fügen, berechnet mit FEM.

Gekröpfte Schnapphaken sind in der Füge- und Verbindungstechnik für Kunststoffkonstruktionen immer dann eine Möglichkeit, wenn die verfügbaren Platzverhältnisse die Anwendung gerader Schnapphaken verhindern [1–3]. Allerdings trifft man sie in der Praxis eher selten an. Auch ist ihre Auslegung infolge der zusätzlichen Geometrieparameter etwas aufwendiger als bei geraden Haken und zusätzlich erschwert durch das weitgehende Fehlen praxisnaher Berechnungsgrundlagen in der Fachliteratur. Die wenigen bisher verfügbaren Berechnungstools [4, 5] basieren auf der Theorie 1. Ordnung, das heisst, dass sie die Hakenauslenkung und die damit verbundene Winkeländerung beim Fügen und Lösen nicht berücksichtigen und daher unrealistische Resultate liefern. Damit stellte sich die Aufgabe, wirklichkeitsnähere und zugleich möglichst einfach handhabbare Formeln zu entwickeln.

Problemstellung

Bei der Auslegung von Schnapphaken interessieren in erster Linie die möglichst genaue Erfassung des Füge- und des Löseverhaltens sowie die Sicherstellung zulässiger Dehnungen und Spannungen mittels geeig-

netter Berechnungsformeln. Dies sollte bei der vorliegenden Aufgabenstellung in weitgehender Anlehnung an die bereits erarbeiteten Grundlagen für gerade Schnapphaken erfolgen [6]. Dies beinhaltet den Einbezug der Winkeländerung beim Fügen und beim Lösen [7, 8], die Erarbeitung einer optimierten Fügegeometrie [9] und die Berücksichtigung der Spannungs- und Dehnungsüberhöhungen (Kerbwirkung) bei der Anbindung des Hakens an das Formteil [10].

Die Problemstellung beschränkte sich auf L- und U-förmig gekröpfte Schnapphaken als Grundformen und mit Fügerichtung vom freien Ende her (Abb. 2). Für die Untersuchung wurden in bewährter Weise theoretisch-analytische Betrachtungen und rechnerisch-numerische Parameterstudien mittels der Finite Elemente Methode (FEM) kombi-

nirt. Die gefundenen Gesetzmässigkeiten wurden anschliessend grafisch interpretiert und möglichst gut mathematisch beschrieben. Bei der Erarbeitung der Berechnungsformeln wurde jedoch nicht allein auf die Genauigkeit geachtet, sondern ebenso sehr auf möglichst einfache Beziehungen, um die praktische Handhabbarkeit zu gewährleisten.

Voraussetzungen und Idealisierungen

Die Untersuchungen gehen von einer Reihe von Voraussetzungen und Idealisierungen aus:

- der federnde Teil des Schnapphakens ist von konstantem rechteckigem Querschnitt;
- der Schnapphaken besteht aus einem Kunststoff mit linear-viskoelastischem Verhalten, das heisst die zeitabhängige Werkstoffsteifigkeit,

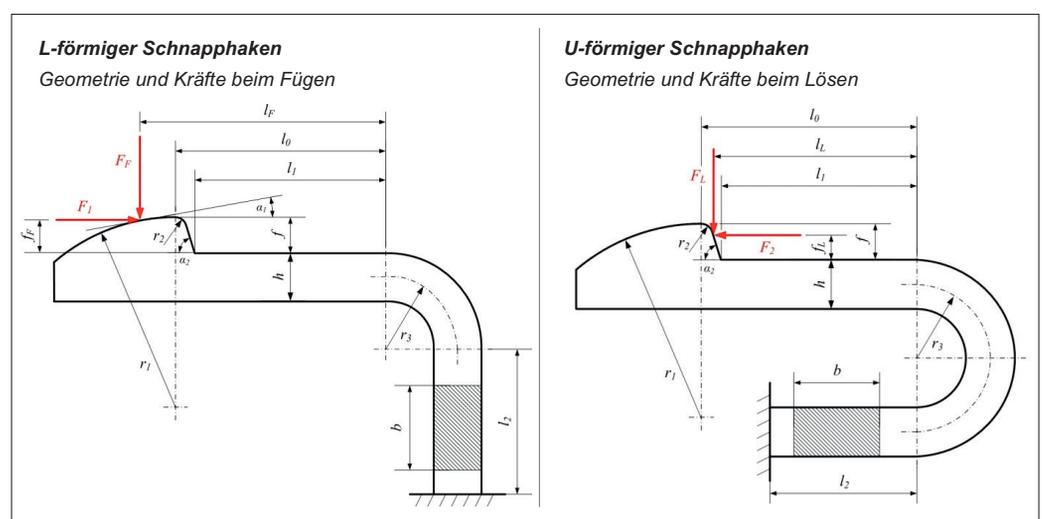


Abb. 2: L- und U-förmig gekröpfte Schnapphaken mit Fügerichtung von Seite des freien Endes (hier von links) und optimierter Fügegeometrie.

F : Auslenkkraft, Biegekraft. F_F : Auslenkkraft beim Fügen. F_1 : Auslenkkraft beim Lösen. F_1 : Fügekraft. F_2 : Löse- bzw. Haltekraft. α_1 : Fügewinkel. α_2 : Löse- bzw. Haltewinkel. f : Federweg, Auslenkung (Hinterschnitt). f_F : Auslenkung bei maximaler Fügekraft. f_L : Auslenkung bei maximaler Lösekraft. b : Breite des Schnapparm-Querschnitts. h : Höhe des Schnapparm-Querschnitts. l_0 : Länge bei maximalem Hinterschnitt. l_1 : Länge des Schnapparm-Schenkels 1. l_2 : Länge des Schnapparm-Schenkels 2. l_F : Länge bei maximaler Fügekraft. l_L : Länge bei maximaler Lösekraft. r_1 : Fügeradius. r_2 : Rundungsradius. r_3 : Mittlerer Radius des Übergangsbogens.

beschrieben durch den Kriechmodul, ist keine Funktion der Last;
 c) die Werkstoffsteifigkeit beim – kurzzeitigen – Füge- bzw. Lösevorgang wird durch den im Kurzzeitversuch ermittelten Elastizitätsmodul hinreichend gut beschrieben;
 d) der Fügepartner besteht aus einem Werkstoff von vergleichsweise hoher Steifigkeit, sodass er näherungsweise als starrer Körper modelliert werden kann;
 e) die Reibung zwischen den beiden Körpern wird mit gleicher Grösse für Haft- und Gleitreibung angenommen.

Interessante Ergebnisse

Mit der FEM wurden an L-förmigen Schnapphaken insgesamt 30 Parameterkombinationen untersucht, bei den U-förmigen Schnapphaken waren es 20 Parameterkombinationen. Dabei wurden die Proportionen innerhalb der Bereiche $0 \leq l_2/l_1 \leq 2$, $0,167 \leq r_3/l_1 \leq 0,33$ und $0,125 \leq h/l_1 \leq 0,33$ variiert. Diese begrenzen damit in etwa auch die Gültigkeit der herausgearbeiteten Formeln.

Durch numerische Auswertung der erhaltenen FEM-Resultate wurden Berechnungsformeln für die Füge- und die Lösekraft sowie für die maximale Dehnung im Bereich des Übergangsbogens in Funktion der massgebenden Parameter entwickelt (Tab. 1 und 2). Die Standardabweichung gegenüber den FEM-Resultaten beträgt je nach Formel (2.7, 2.9, 2.11; 3.7, 3.9, 3.11) zwischen 4,8 und 8,95 Prozent, was als recht gute Übereinstimmung bezeichnet werden kann (Abb. 6).

Schnapphakenneigung und Kraftumsetzung

Die Neigung des Schnapphakens bei der Auslenkung (Abb. 3) beeinflusst die Füge- und die Lösekraft erheblich, wie sich dies bereits beim geraden Haken gezeigt hat [7, 8]. So wird beim Fügen der Fügewinkel α_1 um den Winkel φ_1 der Hakenneigung erhöht, beim Lösen wird der Lösewinkel α_2 entsprechend um φ_2 verringert. Die Hakenneigung wird geometrisch durch die Auslenkung f und die für das Fügen bzw. Lösen massge-

Prof. Dipl.-Ing. Johannes Kunz, Institut für Werkstofftechnik und Kunststoffverarbeitung (IWVK) 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

Roman Frei, BSc FHO in Maschinentechnik, wissenschaftlicher Mitarbeiter am IWVK Rapperswil

benden Längen l_F bzw. l_L bestimmt. Für die Umsetzung der Fügekraft F_1 bzw. der Lösekraft F_2 in die erforderliche Auslenkkraft F des federnden Schnapphakens ergeben sich damit die Umsetzungsfaktoren zu

$$\eta_{1,2} = \frac{F_{1,2}}{F} = \frac{\mu_0 + \tan(\alpha_{1,2} \pm \varphi_{1,2})}{1 - \mu_0 \cdot \tan(\alpha_{1,2} \pm \varphi_{1,2})} \quad (1)$$

Darin weisen der Index 1 und das Pluszeichen in der Klammer auf die Situation beim Fügen hin, der Index 2 und das Minuszeichen auf jene beim Lösen.

Wird die Hakenneigung vernachlässigt, wie dies bei der noch immer verbreitet angewendeten Theorie 1.Ordnung der Fall ist, so ergibt sich rechnerisch eine zu geringe Fügekraft. Umgekehrt wird die Löse- bzw. Haltekraft überschätzt, was sich natürlich sehr nachteilig auswirkt. Dies trifft auch auf die gekröpfte Form der

verbreitet propagiert wird. Die Optimierung für die L- und die U-förmig gekröpften Schnapphaken gelingt gut, wenn eine kreisbogenförmige Kontur mit einem Radius r_1 gewählt wird, der rund 4-mal so gross ist wie der Federweg f , der ja in etwa der Hinterschneidung entspricht (Abb. 4). Noch etwas besser wäre ein

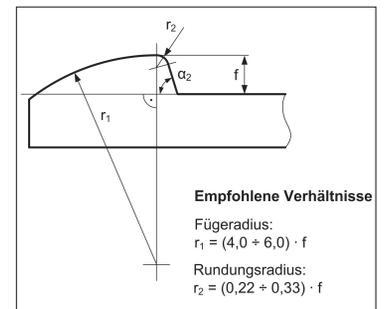


Abb. 4: Optimierte Fügegeometrie: Empfohlene Verhältnisse.

Radius von $6 \cdot f$, doch führt dies zu einem sehr langen Hakenkopf. Der Unterschied gegenüber der optimierten Fügegeometrie des geraden Hakens beruht auf der geometriebedingt unterschiedlichen Verformungskinematik des gekröpften Schnapphakens.

Die so optimierte Fügegeometrie bewirkt eine markante Senkung von Fügekraft und maximalem Kontaktdruck dank Wegfall der Kraft- und Spannungsspitzen. Dies gelingt mit einem Kraftverlauf, der auch bei zunehmender Auslenkung und Neigung des Hakens während des Fügevorgangs über einen weiten Bereich des Fügewegs stetig verläuft. Diese Reduktion der erforderlichen Fügekraft gegenüber jener auf einer schiefen Ebene mit 30° Fügewinkel beträgt gut und gern 65 bis 75 Prozent (Abb. 5).

Im Zusammenhang mit dieser Optimierung wurden auch die massgebenden Längen l_F bzw. l_L als jene Längen ermittelt, bei denen die Füge- und die Lösekraft ihren Höchstwert erreichen (Abb. 2), sowie die zugehörigen Füge- und Neigungswinkel α_1 und φ_1 bzw. φ_2 . Für die Festlegung dieser Grössen in Abhängigkeit der gegebenen Geometriedaten konnten einfache Formeln entwickelt werden (Tab. 1a und 2a).

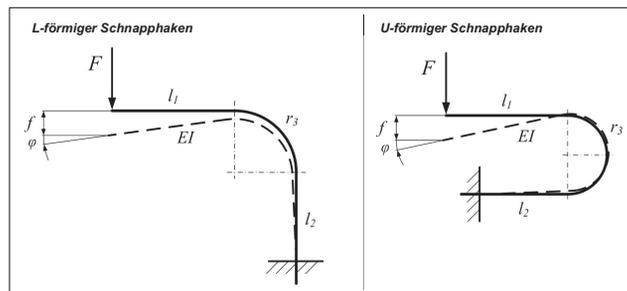


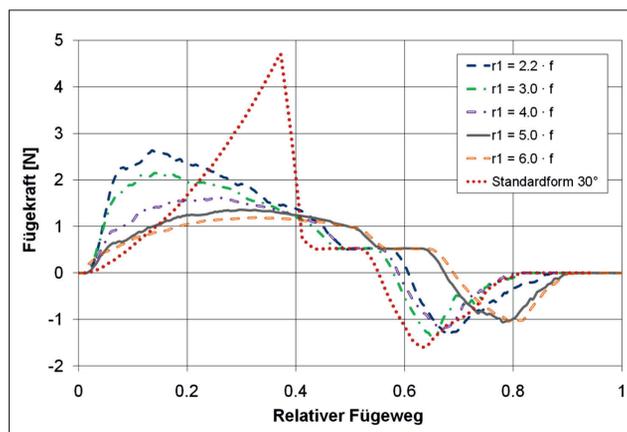
Abb. 3: Neigung φ von L- und U-förmig gekröpften Schnapphaken infolge Auslenkung um den Federweg f .

Schnapphaken zu, allerdings wegen der unterschiedlichen Geometrie in leicht verändertem Mass.

Optimierte Fügegeometrie

Mit einer optimierten Fügegeometrie in Form einer konvex gekrümmten Fläche können die Fügekräfte wesentlich geringer gehalten werden als mit der schiefen Ebene auf der Fügeseite [9], wie sie leider noch immer

Abb. 5: Verlauf der Fügekraft über den Fügeweg bei unterschiedlichen Fügegeometrien [11].



Als Bezugsbasis der vergleichenden Untersuchung dienten Schnapphaken herkömmlicher Fügegeometrie. Entscheidendes Vergleichskriterium war dabei die jeweils gleich grossen Halte- bzw. Lösekräfte der zu vergleichenden Schnapphaken.

Füge- und Lösekraft

Aufgrund analytischer Berechnungen an idealisierten Modellen gekröpfter Balken wurden die massgebenden geometrischen Parameter für die Auswertung der umfangreichen Berechnungen mit der FEM herausgearbeitet. Als massgebend für die Füge- und die Lösekraft stellten sich die drei Geometrieverhältnisse l_2/l_1 , r_3/l_1 und $r_3 \cdot l_2/l_1^2$ heraus, wobei das drittgenannte Verhältnis bei den U-förmigen Schnapphaken einen vernachlässigbaren Einfluss zeigte (Tab. 1b und c sowie Tab. 2b und c).

Der Versuch, die beiden unterschiedlichen Fügekraftformeln (2.7 und 3.7) für den L- und den U-förmigen Schnapphaken einander so anzugleichen, dass sie dieselben Faktoren und Exponenten aufweisen, führt zu einer wesentlich geringeren Übereinstimmung mit den FEM-Ergebnissen [11]. Er wurde daher nicht weiter verfolgt.

Von der Anwendung der Formeln auf gerade Schnapphaken wird abgeraten, auch wenn durch Nullsetzen der Grössen l_2 und r_3 formal ein nahtloser Übergang zu geraden Haken vollzogen werden kann. Die Resultate wären nicht ausreichend genau, nicht zuletzt auch wegen der spezifisch abgestimmten Fügegeometrie [11].

Maximale Spannungen und Dehnungen am Übergangsbogen

Auf die Frage nach Ort und Grösse der maximalen Spannungen und Dehnungen als mitentscheidende Kriterien bei der Auslegung gibt es im vorliegenden Fall keine eindeutige Antwort. Je nach den Abmessungsverhältnissen können diese Extremwerte am Übergangsbogen zwischen den beiden Schnapparm-Schenkeln oder bei der Anbindung auftreten, wo sie durch die Kerbwirkung

L-förmiger Schnapphaken	
a) Geometrie:	
$l_f = l_1 + f \cdot \left(\frac{3}{2} + \cos \alpha_2\right)$ (2.1)	$\alpha_1 = \arctan \left \frac{l_0 - l_f}{\sqrt{r_1^2 - (l_f - l_0)^2}} \right \approx 13^\circ$ (2.4)
$l_L = l_1 + f \cdot \frac{2}{3} \cdot \cos \alpha_2$ (2.2)	$\varphi_1 = \frac{9}{7} \cdot \frac{f}{l_f}$ (2.5)
$l_0 = l_1 + f \cdot \cos \alpha_2 + r_3 \cdot \tan \left(\frac{\alpha_2}{2}\right)$ (2.3)	$\varphi_2 = \frac{2}{3} \cdot \frac{f}{l_L}$ (2.6)
b) Fügekraft:	
$F_1 = F_F \cdot \eta_1 \cdot \left[1 - 0,55 \cdot \left(\frac{l_2}{l_1}\right)^{0,35}\right] \cdot \left[1 - 0,95 \cdot \left(\frac{r_3}{l_1}\right)^{0,35}\right] \cdot \left[1 + 0,6 \cdot \left(\frac{r_3 \cdot l_2}{l_1^2}\right)^{2,5}\right]$ (2.7)	
$F_F = \frac{3 \cdot E \cdot I \cdot f}{l_f^3}$ (2.8)	
c) Lösekraft:	
$F_2 = F_L \cdot \eta_2 \cdot \left[1 - 0,76 \cdot \left(\frac{l_2}{l_1}\right)^{0,28}\right] \cdot \left[1 - \left(\frac{r_3}{l_1}\right)^{0,09}\right] \cdot \left[1 + 0,5 \cdot \left(\frac{r_3 \cdot l_2}{l_1^2}\right)^{1,5}\right]$ (2.9)	
$F_L = \frac{3 \cdot E \cdot I \cdot f}{l_L^3}$ (2.10)	
d) Maximale Dehnungen: Im Übergangsbogen	
$\epsilon_{\max} = \frac{3}{2} \cdot \frac{f \cdot h}{(l_0 + r_3)^2} \cdot \left[1 - 0,55 \cdot \left(\frac{l_2}{l_1}\right)^{0,4}\right] \cdot \left[1 - 0,4 \cdot \left(\frac{r_3}{l_1}\right)^{0,15}\right] = \frac{\sigma_{\max}}{E}$ (2.11)	

Tab. 1: L-förmig gekröpfter Schnapphaken: Berechnungsgleichungen.

noch überhöht werden [10]. Damit empfiehlt es sich, die Spannungen und die Dehnungen sowohl am Übergangsbogen als auch bei der Anbindung zu berechnen und sich an den jeweils grösseren Werten zu orientieren.

Analytische Überlegungen lassen die maximale Beanspruchung am Übergangsbogen bei der maximalen Auslenkung erwarten, die ja dem Federweg f entspricht, und zwar in dem Punkt, der von der Auslenkkraft F den maximalen Abstand $l_0 + r_3$ aufweist. Zu erwarten ist auch ein gewisser Einfluss der Krümmung auf die

Tab. 2: U-förmig gekröpfter Schnapphaken: Berechnungsgleichungen.

U-förmiger Schnapphaken	
a) Geometrie:	
$l_f = l_1 + f \cdot \left(\frac{4}{3} + \cos \alpha_2\right)$ (3.1)	$\alpha_1 = \arctan \left \frac{l_0 - l_f}{\sqrt{r_1^2 - (l_f - l_0)^2}} \right \approx 11^\circ$ (3.4)
$l_L = l_1 + f \cdot \frac{2}{3} \cdot \cos \alpha_2$ (3.2)	$\varphi_1 = \frac{7}{8} \cdot \frac{f}{l_f}$ (3.5)
$l_0 = l_1 + f \cdot \cos \alpha_2 + r_3 \cdot \tan \left(\frac{\alpha_2}{2}\right)$ (3.3)	$\varphi_2 = \frac{2}{3} \cdot \frac{f}{l_L}$ (3.6)
b) Fügekraft:	
$F_1 = F_F \cdot \eta_1 \cdot \left[1 - 0,2 \cdot \left(\frac{l_2}{l_1}\right)^{0,4}\right] \cdot \left[1 - 1,05 \cdot \left(\frac{r_3}{l_1}\right)^{0,3}\right]$ (3.7)	
$F_F = \frac{3 \cdot E \cdot I \cdot f}{l_f^3}$ (3.8)	
c) Lösekraft:	
$F_2 = F_L \cdot \eta_2 \cdot \left[1 + 1,35 \cdot \left(\frac{l_2}{l_1}\right) - 1,7 \cdot \left(\frac{l_2}{l_1}\right)^{0,82}\right] \cdot \left[1 - 1,03 \cdot \left(\frac{r_3}{l_1}\right)^{0,07}\right]$ (3.9)	
$F_L = \frac{3 \cdot E \cdot I \cdot f}{l_L^3}$ (3.10)	
d) Maximale Dehnungen: Im Übergangsbogen	
$\epsilon_{\max} = \frac{3}{2} \cdot \frac{f \cdot h}{(l_0 + r_3)^2} \cdot \left[1 - 0,2 \cdot \left(\frac{l_2}{l_1}\right)^{0,3}\right] \cdot \left[1 - 0,85 \cdot \left(\frac{r_3}{l_1}\right)^{0,23}\right] = \frac{\sigma_{\max}}{E}$ (3.11)	

Dehnungswerte. Die grösste Dehnung ist damit rein geometrisch bestimmt und unabhängig davon, ob die Verbindung gefügt oder gelöst wird. Diese grössten Dehnungswerte am Übergangsbogen lassen sich ebenfalls durch empirische Formeln (2.11 und 3.11) beschreiben (Abb. 6). Die FEM-Analysen bestätigten zudem, dass an diesen Stellen der Spannungszustand praktisch einachsrig ist und somit die Grösstwerte der Spannungen aus den Dehnungen mit dem einfachen Hookeschen Gesetz berechnet werden können.

Kerbwirkung bei der Anbindung

Bei der Anbindung des Schnapphakens an das Formteil weist das Biegemoment auch bei gekröpften Schnapphaken zumindest ein relatives Maximum auf. Die daraus resultierenden Spannungen und Dehnungen werden infolge des sprunghaften Übergangs zwischen den beiden unterschiedlichen Querschnitten umgekehrt proportional zum Rundungsradius überhöht, das heisst sie unterliegen der Kerbwirkung. Ein praktisch fehlender Radius würde theoretisch zu unendlich grossen Spannungen und damit zum Versagen des Bauteils führen. Eine ausreichende Ausrundung des Übergangs ist damit unverzichtbar. Andererseits darf der Radius nicht zu gross gewählt werden, damit die lokalen Masseanhäufungen begrenzt bleiben.

Die Kerbwirkung kann auch bei gekröpften Schnapphaken mit denselben Formzahlen erfasst werden, wie sie für gerade Schnapphaken ermittelt wurden [10]. Bei beiden Grundtypen von Anbindungen (Abb. 7) zeigte sich eine gute Übereinstimmung. Da sich zudem die Spannungs- und Dehnungs-Formzahl nicht markant unterscheiden, können je Anbindungs-Grundtyp die Maximalwerte von Spannungen und Dehnungen mit der gleichen Formzahl errechnet werden. Diese Formzahlen sind als Verhältnis der Maximalwerte zu den Nennwerten der Spannungen bzw. Dehnungen definiert.

Die Maximalspannung bei der Anbindung des L-förmigen Schnapphakens tritt beim Lösen auf. Sie kann mit F_2 nach (2.9) und F_L nach (2.10) als massgebenden Kräften beim Lösen anhand der Beziehung

$$\sigma_{\max} = \alpha_k \cdot \frac{M_b}{W_b} = \alpha_k \cdot 6 \cdot \frac{F_2 \cdot \left(l_2 + r_3 + \frac{h}{2} \right) + F_L \cdot (l_L + r_3)}{b \cdot h^2} \quad (4)$$

berechnet werden, deren Resultate durchwegs auf die sichere Seite führen. Hieraus ergibt sich dann die maximale Dehnung bei der Anbindung mit dem einfachen Hookeschen Gesetz zu

$$\epsilon_{\max} = \frac{\sigma_{\max}}{E} \quad (5)$$

In diesen Beziehungen sind E der Kurzzeit-Elastizitätsmodul, W_b das achsiale Widerstandsmoment des Querschnitts vor der Ausrundung und M_b das Biegemoment bei der Anbindung.

Beim U-förmigen Schnapphaken erwies sich die Kerbwirkung bei der Anbindung als nicht relevant. Die Grösstwerte von Spannungen und Dehnungen treten unabhängig von den Verhältnissen l_2/l_1 und r_3/l_1 stets am Übergangsbogen zwischen den beiden Schnapparm-Schenkeln auf, und zwar an dessen Aussenseite. Dennoch empfiehlt sich auch hier für beide Anbindungs-Grundtypen einen minimalen Rundungsradius vorzusehen.

Fazit

Mit den hier präsentierten Resultaten liegen nun auch Erkenntnisse und Formeln für die Auslegung gekröpfter Schnapphaken vor, welche die Neigung des Hakens beim Fügen bzw. Lösen und eine optimierte Fügegeometrie berücksichtigen. Ihre Gültigkeit beschränkt sich allerdings auf die L- und die U-förmige Geometrie mit konstantem Querschnitt. Allgemeinere Geometrien würden einen entsprechend erhöhten Untersuchungsaufwand bedingen.

Die erarbeiteten Formeln gelten nur für das Fügen vom freien Schnapphakenende her. Die umge-

kehrte Anordnung der Hakenköpfe führt zu einer anderen Verformungskinetik, welche sich damit nicht erfassen lässt [11].

Literatur

[1] Niederhöfer, K.-H.: Konstruieren mit Kunststoffen. Verlag TÜV Rheinland Köln, 1989, S. 107
 [2] Bonenberger, P. R.: The First Snap-Fit Handbook. Carl Hanser Verlag München, 2000
 [3] Endemann, U.: Optimale Schnappverbindungen. Kunststoffe 84(1994) 4, S. 455-462
 [4] N.N.: Snaps. Berechnung von Schnappverbindungen. Download Berechnungsprogramm, Version 6.0.7, BASF AG Ludwigshafen, 2006 www.plasticsportal.net/wa/plastics EU~de_DE/portal/show/common/content/technical_resources/calculation_programmes

[5] N.N.: IFP Snap-Fit Design Tools. Online-Berechnungsprogramm, Version 2.1w, Rensselaer Polytechnic Institute Troy/NY USA, 1999 www.rpi.edu/dept/mane/deptweb/student/snapfit/index2.htm
 [6] Kunz, J., Holzinger, M., Studer, M.: Beiträge zu einer besseren Schnapphakenauslegung. SwissPlastics 29 (2007) 11, S. 29-32
 [7] Kunz, J.: Schnapphakenkräfte mit neuem Ansatz genauer berechnen. Kunststoffe-Synthetics 47 (2000) 11, S. 35-38
 [8] Kunz, J.: Schnappverbindungen berechnen. Kunststoffe 90 (2000) 12, S. 56
 [9] Kunz, J., Holzinger, M.: Fügegeometrie von Schnapphaken optimiert. Kunststoffe 96 (2006) 10, S. 232-236
 [10] Kunz, J., Studer, M.: Die Kerbwirkung bei der Anbindung von Schnapphaken. Kunststoffe 97 (2007) 7, S. 46-51
 [11] Kunz, J., Frei, R.: Forschungsprojekt Konstruieren mit Kunststoffen. Diverse interne, unveröffentlichte Dokumente. HSR Hochschule für Technik Rapperswil, 2009-2010

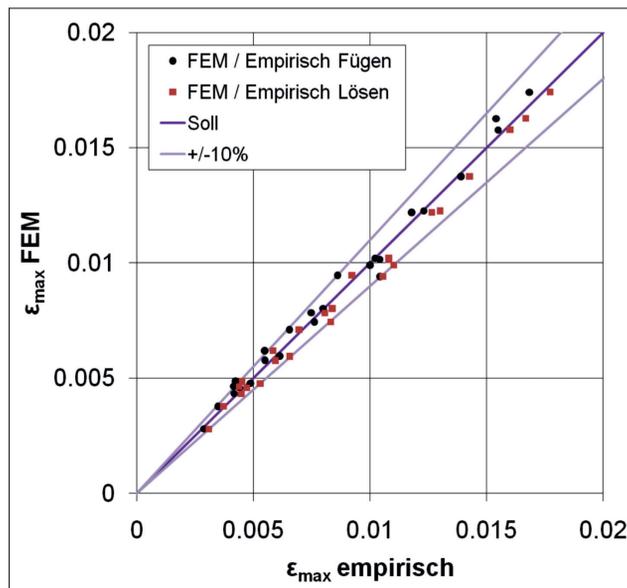


Abb. 6: Gegenüberstellung der mit FEM berechneten und der anhand der Formeln ausgewerteten Maximaldehnungen beim L-förmig gekröpften Schnapphaken [11].

Typ A	Typ B
$\alpha_k = 0,85 + 0,5 \cdot \left(\frac{r}{h} \right)^{-0,35}$	$\alpha_k = 1,0 + 0,2 \cdot \left(\frac{r}{h} \right)^{-0,8}$

Abb. 7: Anbindung der Schnapphaken: Grundtypen A und B und zugehörige Formzahl zur Erfassung der Kerbwirkung [10].

Dank

Die vorliegende Arbeit entstand im Rahmen des Forschungsprojekts «Konstruieren mit Kunststoffen». Für dessen Förderung danken die Verfasser dem Forschungsfonds der HSR Hochschule für Technik Rapperswil.