

› Konstruktionselemente: Kontaktmechanik von Kunststoffrollen

Verkanten zylindrischer K-Laufmantelrollen

Wenn zylindrische Kunststoffrollen nicht ideal auf der ebenen Unterlage aufliegen, sondern verkantet, entstehen einseitige Verformungen und Spannungskonzentrationen, die mit den verfügbaren Berechnungsformeln nicht erfasst werden können. Am Rapperswiler Institut für Werkstofftechnik und Kunststoffverarbeitung IWK ist die Kontaktmechanik verkanteter Zylinderrollen untersucht worden, mit dem Ziel, auch diese komplexe Situation formelmässig beschreibbar zu machen.

› **Johannes Kunz¹,**
Florian Gschwend²

Kunststoffrollen mit zylindrischem Laufmantel haben gegenüber Rollen mit ballig oder dachartig profiliertem Laufmantel unter anderem den Vorteil, dass sie unter gleicher Rollenlast und bei sonst gleichen Abmessungen und Werkstoffeigenschaften eine deutliche grössere Kontaktfläche und dementsprechend geringere Werte von Kontaktdruck und Abplattung aufweisen. Da gleichzeitig die Abmessung der Kontaktfläche in Laufrichtung beim Zylinder kleiner ist, ergibt sich daraus auch ein geringerer Rollwiderstand. Diese Aussagen gelten allerdings nur dann, wenn die zylindrische Lauffläche ideal auf der Unterlage aufliegt, das heisst dass die Rollenachse parallel zur Unterlage ausgerichtet ist und damit theoretische Linienberührung vorliegt. Diese Voraussetzung ist nicht mehr erfüllt, wenn die Rolle gegenüber der Unterlage verkantet, so dass theoretische Punktberührung auftritt (Bild 1). Während für den Idealfall der parallelen Rollenachse mittlerweile recht genaue und gut handhabbare Berechnungsformeln für die wichtigsten kontaktmechanischen Grössen verfügbar sind [1-3], fehlten solche bislang für den weit komplexeren Fall der leicht verkanteten Rollen.

Dieses Verkanten von Rollen dürfte in der Praxis vor allem bei Unebenheiten der als

¹ 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

² Dipl.-Ing. Florian Gschwend, wissenschaftlicher Mitarbeiter am IWK Rapperswil

eben vorausgesetzten Unterlage auftreten, aber auch durch die Nachgiebigkeit der Rollenlagerung und/oder Ungenauigkeiten bei der Montage der Rollenachsen.

Komplexe Problemstellung

Um auch leicht verkantete Kunststoffrollen mit zylindrischem Laufmantel der Berechnungspraxis zugänglich zu machen, stellte sich im Rahmen eines anwendungsorientierten Forschungsprojekts die Aufgabe, auch für diesen Fall brauchbare Formeln für die Berechnung der wichtigsten kontaktmechanischen Grössen zu entwickeln [4]. Dazu gehören Aussagen über die Kontaktfläche, den maximalen Kontaktdruck, die Abplattung (Bild 2), die grösste Dehnung und die grösste Vergleichsspannung in Funktion der relevanten Parameter. Hierzu zählen nebst den Abmessungsverhältnissen und den Werkstoffeigenschaften vor allem der Verkantungswinkel β (Bild 3).

Eine besondere Komplexität der Problemstellung ergibt sich insbesondere durch den Übergang von der theoretischen Linienberührung bei $\beta = 0$ zur theoretischen Punktberührung bei Verkantungswinkeln $\beta > 0$. Selbst die bekannte Hertz'sche Theorie der Kontaktprobleme [5, 6] vermag keinen nahtlosen Übergang zwischen Punkt- und Linienberührung zu erfassen. Es wäre natürlich denkbar, den Fall der verkanteten Rollen so zu behandeln, dass die zur Unterlage parallele Rollenachse bei $\beta = 0$ ausgeklammert würde, d.h. eine Theorie zu entwickeln, die von allem Anfang an auf theoretischer Punktberührung beruht. Eine solche Begegnung hätte zur Folge, dass für die Berechnung von Rollen mit zylindrischem Laufmantel zwei verschiedene Formelsätze angewendet werden müssten, nämlich ei-

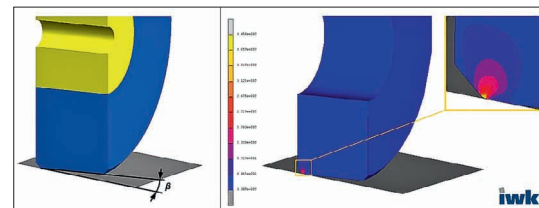


Bild 1: Maximale Vergleichsspannung nach der Gestaltänderungsenergiehypothese (von Mises) am Übergang von der zylindrischen Lauffläche zur Anfasung; Verkantungswinkel $\beta = 5^\circ$.

nen für nicht verkantete und einen für verkantete Rollen. Für die Praxis wäre aber eine Theorie wünschbar, die beide Situationen umfasst. Daher schien es sinnvoll, trotz der erkannten Komplexität der Problemstellung den Versuch zu wagen, eine solche umfassende Theorie zu entwickeln.

Bewährtes Vorgehen

Bearbeitet wurde die Problemstellung auf bewährte Weise mittels rechnerisch-numerischen und experimentellen Untersuchungen in Kombination mit qualitativ-theoretischen

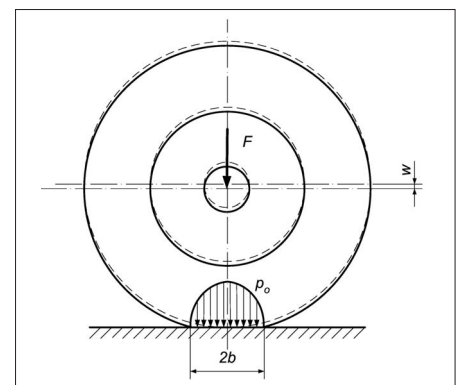


Bild 2: Grössen der Kontaktmechanik; b : Halbe Kontaktflächenbreite in Umfangsrichtung [mm]; p_0 : Maximaler Kontaktdruck der unverkanteten Rolle [N/mm²]; w : Abplattung [mm].

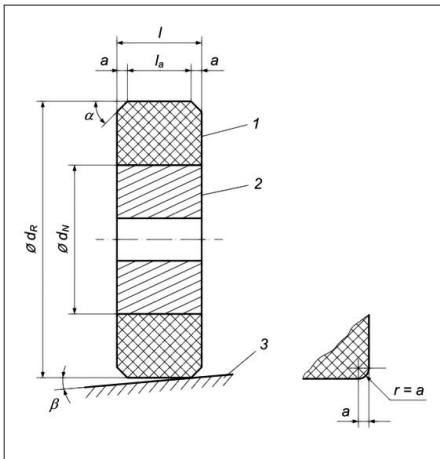


Bild 3: Geometrie der zylindrischen Laufmantelrollen mit Verkantung

1: Laufmantel mit zylindrischem Profil und Anfasung bzw. Abrundung; 2: Nabe; 3: Unterlage (Laufbahn), verkantet; d_r : Rollendurchmesser [mm]; d_n : Nabendurchmesser [mm]; l_n : Auflagelänge (Laufflächenbreite) [mm]; l : Rollenbreite [mm]; r : Rundungsradius [mm]; a : Fasenlänge [mm]; α : Fasenwinkel [° bzw. rad]; β : Verkantungswinkel [° bzw. rad]

schon Überlegungen. Die wesentlichen Schritte dieses Vorgehens sind:

- Identifikation der massgeblichen Parameter des Problems anhand qualitativer Überlegungen
- Rechnerisch-numerische Analysen mit der Finite Elemente Methode (FEM) unter gezielter Variation der Parameter zwecks Herausarbeitung der geltenden Gesetzmässigkeiten
- Experimentelle Bestätigung der Ergebnisse
- Vergleich der Ergebnisse mit den Resultaten aus früheren Untersuchungen für den Idealfall ohne Verkanten
- Erarbeiten von möglichst einfachen, aber hinreichend genauen Berechnungsformeln für die wichtigsten kontaktmechanischen Grössen in Funktion des Verkantungswinkels β und der übrigen Parameter.

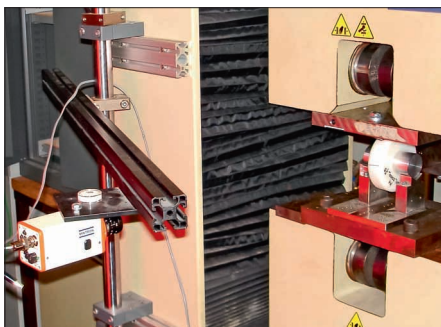


Bild 4: Verformungsmessungen mittels Videoextensometrie von Zwick GmbH & Co. KG, D-Ulm

Bild: IWK

Voraussetzungen und Idealisierungen

Die Überlegungen basieren auf einer Reihe von Voraussetzungen und Idealisierungen:

- der Laufmantel ist von zylindrischer Form, mit Anfasung bzw. Rundungsradius zu den Stirnflächen (Bild 3);
- Laufmantel und Nabe sind von gleicher Zylinderlänge (Rollenbreite);
- der Kunststoff des Laufmantels verhält sich linear viskoelastisch, d.h. die zeitabhängige Werkstoffsteifigkeit, beschrieben durch den Kriechmodul, ist keine Funktion der Last, und es kann das Boltzmannsche Zeit-Verformungs-Superpositionsprinzip [3] angewendet werden;
- zwischen Nabe und Laufmantel besteht kein Stoffschluss;
- allfällige Vorspannungen durch Aufpressen bzw. Umspritzen lassen sich linear überlagern;
- die Nabe besteht aus einem steifen Werkstoff, so dass ihre Verformung vernachlässigt werden kann;
- die Krafteinleitung in die Nabe erfolgt in deren Zentrum;
- die Rolle wirkt als reine Laufrolle, d.h. es wirken keine Tangentialkräfte in der Berührungsfäche;
- die Unterlage ist eben und wird als linear elastischer bzw. linear viskoelastischer Halbraum betrachtet.

Untersuchungen

Die erforderlichen Parametervariationen wurden in bewährter Weise mittels FEM-Rechnungen durchgeführt. Deren Verlässlichkeit kann aufgrund der Erfahrungen aus den bisherigen Untersuchungen als gegeben gelten, was die Beschränkung auf einige wenige Vergleichsmessungen anhand ausgewählter Geometrien rechtfertigt (Bild 4). Bei diesen wurde die Abplattung mittels Videoextensometrie gemessen und von der Kontaktfläche mittels Papier und Kohlepapier ein Abdruck genommen.

Die Untersuchungen wurden aus Gründen der Vergleichbarkeit wie bisher an Rollen aus POM C natur Tecaform (Kundert AG, Jona) mit einem Rollendurchmesser $d_r = 100$ mm durchgeführt. Variiert wurden der Nabendurchmesser ($d_n = 20, 40, 60, 80$ mm), die Rollenbreite ($l = 15, 20, 25, 30, 35$ mm), die Fasenlänge ($a = 0, 1, 2,$

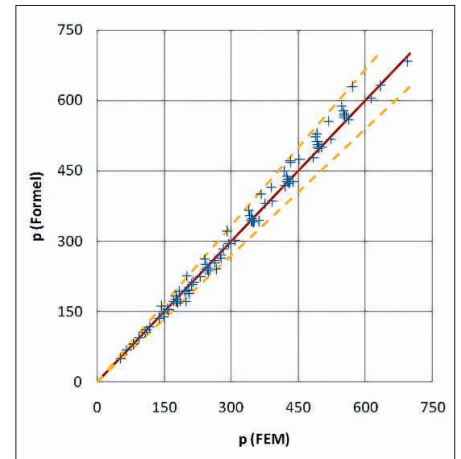


Bild 5: Vergleich des mit der Formel (2) berechneten maximalen Kontaktdrucks p_{max} mit dem Wert p_{max} aus der FEM-Analyse

4,375 mm), der Fasenwinkel ($\alpha = 15^\circ, 30^\circ, 45^\circ, 60^\circ, 75^\circ$), der Verkantungswinkel ($\beta = 0^\circ, 0,5^\circ, 1^\circ, 2^\circ, 3^\circ, 4^\circ, 5^\circ$), die Kraft ($F = 1000, 2000, 3000$ N) und der Kriechmodul ($E_c = 500, 1500, 3000$ N/mm²). Die Erfassung anderer Grössen ist durch die dimensionslose Auswertung gewährleistet. Der effektive Kriechmodul von POM C natur wurde bereits früher mit $E_c = 3000$ N/mm² experimentell bestimmt. Für die Poissonzahl wurde in allen FEM-Rechnungen $\mu = 0,3$ eingesetzt. Für die Unterlage (Laufbahn) wurde Stahl gewählt. Damit wird aber die Allgemeingültigkeit der Ergebnisse nicht eingeschränkt, da ja die Steifigkeit der Werkstoffpaarung durch den Vergleichs-Elastizitätsmodul

$$E_v = 2 \cdot \frac{E_c \cdot E_L}{E_c + E_L} \quad (1)$$

für den Kontakt zwischen Kunststoff-Laufmantel (E_c : Kriechmodul in Abhängigkeit der statischen Belastungsdauer) und Laufbahn bzw. Unterlage (E_L : Elastizitätsmodul) ausgedrückt wird. Somit können für die Unterlage auch andere Werkstoffe, insbesondere auch Kunststoffe, mit ihrem jeweiligen Elastizitätsmodul E_L eingesetzt werden.

Ergebnisse

Wichtigstes Ergebnis ist sicher die Tatsache, dass der maximale Kontaktdruck und die Abplattung als entscheidende kontaktmechanische Grössen in Abhängigkeit des Verkantungswinkels recht genau formelmässig beschrieben werden können. Zudem ist es auch gelungen, den Übergang von der the-

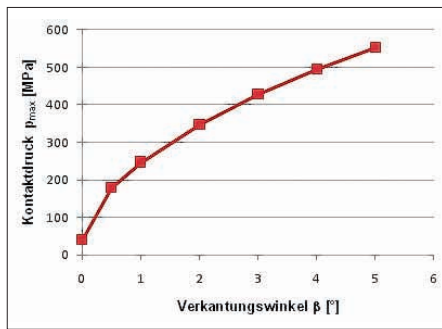


Bild 6: Maximaler Kontaktdruck in Funktion des Verkantungswinkels für die Rollenparameter $d_R = 100 \text{ mm}$, $d_N = 40 \text{ mm}$, $l = 30 \text{ mm}$, $a = 2 \text{ mm} \times 45^\circ$, $E = 3000 \text{ N/mm}^2$, $F = 2000 \text{ N}$

oretischen Linienberührung bei $\beta = 0^\circ$ zur theoretischen Punktberührung bei $\beta > 0$ mit in die Formeln einzubeziehen. Mit $\beta = 0^\circ$ entstehen genau die Formeln, die früher schon für unverkantete Rollen mit zylindrischem Laufmantel erarbeitet wurden [1]. Dies alles ist angesichts der komplexen Problemstellung nicht ganz selbstverständlich. Die Formeln selber widerspiegeln diese Komplexität in ihrem Aufbau. Da sie nicht theoretisch ableitbar waren, sondern pragmatisch erarbeitet werden mussten, lassen sie sich auch kaum analytisch deuten. Der praktischen Anwendbarkeit tut dies jedoch keinerlei Abbruch. Weiter konnten auch Formeln für die maximale Dehnung und die Vergleichsspannung entwickelt werden, die allerdings nur für die Punktberührung beim Verkanten, also für $\beta > 0$ gelten.

Die erarbeiteten, nachstehend aufgeführten Berechnungsformeln haben für die Geometrieparameter folgende Gültigkeitsbereiche: $0,2 \leq d_N/d_R \leq 0,8$; $0,03 \leq a/l_a \leq 0,3$; $0,01 \leq a/d_R \leq 0,05$; $40^\circ \leq \alpha \leq 50^\circ$; 0° bzw. $0,5^\circ \leq \beta \leq 5^\circ \approx 0,0873 \text{ rad}$. In den Formeln ist der Verkantungswinkel β im Bogenmass [rad] einzusetzen. Wird der Übergang zwischen zylindrischer Lauffläche und Stirnfläche mit einem Radius gerundet statt angefast, so werden mit den Formeln die effektiven Werte etwas überschätzt. Dassel-

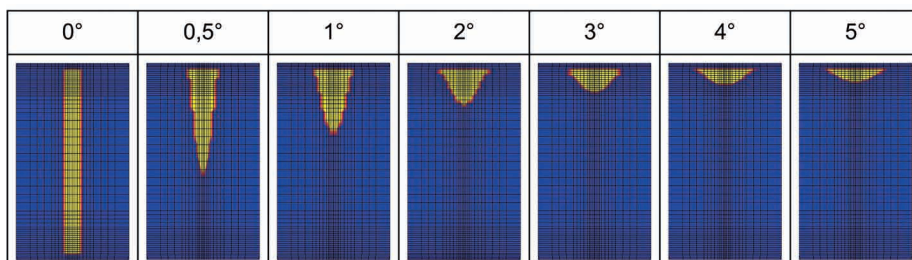


Bild 7: Kontaktfläche einer zylindrischen Rolle in Abhängigkeit des Verkantungswinkels β ($d_R = 100 \text{ mm}$, $d_N = 40 \text{ mm}$, $l_a = 28 \text{ mm}$, $a = 1 \text{ mm} \times 45^\circ$, $E = 3000 \text{ N/mm}^2$, $F = 2000 \text{ N}$).

be gilt auch für Fasenwinkel ausserhalb des angegebenen Gültigkeitsbereichs $40^\circ \leq \alpha \leq 50^\circ$. Obwohl der Kriechmodul E_C lediglich zwischen 500 N/mm^2 und 3000 N/mm^2 variiert wurde, dürften die Formeln wie bei früheren Untersuchungen [1, 2] im Bereich $100 \text{ N/mm}^2 \leq E_C \leq 5000 \text{ N/mm}^2$ brauchbare Resultate liefern. Abweichungen von der eingesetzten Poissonzahl $\mu = 0,3$ sind von geringem Einfluss und daher vernachlässigbar.

• **Maximaler Kontaktdruck**

Der maximale Kontaktdruck tritt im theoretischen Berührungspunkt des verkanteten zylindrischen Laufmantels mit der ebenen Unterlage auf, d.h. am Rand der zylindrischen Lauffläche. Seine Abhängigkeiten von den verschiedenen Parametern, so insbesondere vom Verkantungswinkel β , werden für den Bereich $0^\circ \leq \beta \leq 5^\circ$ mit der Formel

$$p_{max} \approx p_0 \cdot \left\{ 1 + \left[4,7 + 10 \cdot \left(\frac{a}{d_R} \right)^{0,25} \right] \cdot \beta^{0,6} \cdot \left(\frac{E_V \cdot l_a^2}{F} \right)^{0,25} \right\} \quad (2)$$

recht gut erfasst (Bild 5). Darin ist

$$p_0 \approx 0,590 \cdot \sqrt{\frac{F \cdot E_V}{l_a \cdot d_R}} \quad (3)$$

der maximale Kontaktdruck für den vollen Zylinder ohne Verkantung [1]. Bemerkenswert ist, dass die Ergebnisse wie bei der unverkanteten Rolle praktisch nicht vom Durchmesser Verhältnis d_N/d_R abhängen. Die Standardabweichung über alle untersuchten Parametervariationen beträgt $3,1 \%$. Der Einfluss einer Verkantung auf den maximalen Kontaktdruck ist enorm. Nur schon bei $\beta = 0,5^\circ$ kann er – in Abhängigkeit der übrigen Parameter – ohne weiteres auf das Vierfache des Wertes bei unverkanteter Rolle und höher steigen (Bild 6).

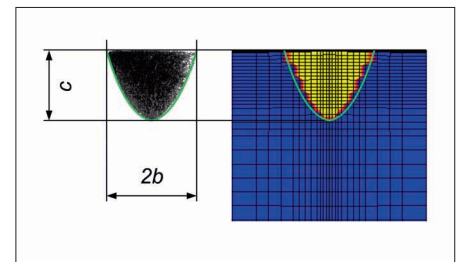


Bild 8: Abmessungen der Kontaktfläche (Ellipsensegment) einer verkanteten zylindrischen Rolle ohne Anfassung.

• **Abplattung**

Für die Berechnung der Abplattung, definiert als die radiale Verschiebung des Rollenmittelpunkts unter der Last F (Bild 3), erwies sich die Beziehung

$$w \approx w_0 \cdot \left(1,2 - 0,65 \cdot \frac{d_N}{d_R} \right) \cdot \left(1 - 0,95 \cdot \frac{a}{l_a} \right) \cdot \left[1 + 0,016 \cdot (1 - e^{-50 \cdot \beta}) \cdot \left(\frac{F}{E_V \cdot l_a^2} \right)^{-0,72} \right] \quad (4)$$

mit der Abplattung

$$w_0 \approx 5,7 \cdot \frac{F}{E_V \cdot l_a} \quad (5)$$

des unverkanteten vollen Zylinders [7] für den ganzen Bereich $0^\circ \leq \beta \leq 5^\circ$ als gut brauchbar. Die Standardabweichung über alle Parametervariationen beträgt $5,6 \%$. Wie erwartet, hat die Laufmanteldicke einen wesentlichen Einfluss auf die Abplattung.

• **Kontaktfläche**

Als Kontaktfläche stellt sich ein mehr oder weniger ausgeprägtes Ellipsensegment ein, das je nach Grösse des Verkantungswinkels ein- oder beidseitig durch die Randlinien der Zylinderoberfläche begrenzt wird (Bild 7). Bei $\beta = 0$ erstreckt sich die Kontaktfläche in Form eines Rechtecks über die ganze Auflagelänge l_a . Die experimentellen Untersuchungen ergaben eine gute Übereinstimmung mit den FEM-Resultaten (Bild 8). Wie bei den andern kontaktmechanischen Grössen wurde versucht, die FEM-Daten der massgebenden Kontaktflächenabmessungen b und c (Bild 8) in Abhängigkeit der Parameter Belastung, Steifigkeit, Rollengeometrie und Verkantungswinkel dahingehend auszuwerten, dass sie durch empirische Formeln ausreichend genau beschrieben werden können. Leider haben diese Bemü-

hungen nicht zum Ziel geführt und mussten abgebrochen werden.

• Maximale Dehnung

Die grösste positive Dehnung ist bei der Dimensionierung der Rolle eine massgebende Grösse [8]. Sie tritt etwas ausserhalb des Druckbereichs auf, und zwar in der seitlichen Anfasung in geringem Abstand vom Laufflächenrand (Bild 9). Sie ist praktisch vom Verhältnis d_N/d_R unabhängig. Sie kann mit der Beziehung

$$\epsilon_{\max} \approx \left[1 + 2,67 \cdot \left(\frac{a}{d_R} \right)^{0,2} \right] \cdot \left[0,08 \cdot \left(\frac{d_R}{l_a} \right)^{0,14} + 2,3 \cdot \beta^{0,6} \right] \cdot \left(\frac{F}{E_V \cdot d_R^2} \right)^{0,29} \quad (6)$$

recht gut erfasst werden. Die Standardabweichung für den Bereich $0,5^\circ \leq \beta \leq 5^\circ$ liegt bei 2,8 %. Mit Einschluss von $\beta = 0$ steigt sie auf 7,2 %.

Die maximale Dehnung wird mit zunehmendem Verkantungswinkel stark überhöht. Bei $\beta = 0,5^\circ$ wird sie bereits mehr als verdoppelt, bei $\beta = 2,0^\circ$ erhöht sie sich schon fast auf das Fünffache und kann damit für das Versagensverhalten kritische Werte erreichen oder übersteigen.

• Spannungen

Stellvertretend für den komplexen räumlichen Spannungszustand wurde die Vergleichsspannung nach der Gestaltänderungsenergiehypothese [5, 6] ausgewertet. Der Grösstwert dieser Vergleichsspannung tritt wie erwartet am Übergang von der zylindrischen Laufmantelfläche zur Anfasung auf (Bild 1). Sie kann unter Verwendung von (2) mit der einfachen Beziehung

$$\sigma_{V \max} \approx 0,76 \cdot p_{\max} \quad (7)$$

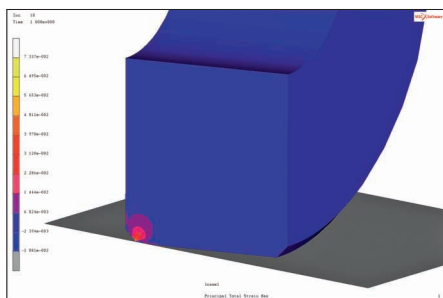


Bild 9: Maximale Dehnung ausserhalb des Druckbereichs in der seitlichen Anfasung in geringem Abstand vom Laufflächenrand.

berechnet werden. Sie beschreibt die Ergebnisse aus allen Parametervariationen im Bereich $0,5^\circ \leq \beta \leq 5^\circ$ mit einer Standardabweichung von 3,0 %. Die Spannungen aus der Lochleibung zwischen Nabe und Laufmantel und aus dem relaxierenden Druck zwischen Nabe und Laufmantel auf rund des Aufpressens bzw. Umspritzens fallen in aller Regel geringer aus und können daher ausser Betracht bleiben.

Die Überhöhung der Vergleichsspannung infolge Verkantung bewegt sich in ähnlicher Grössenordnung wie beim maximalen Kontaktdruck.

Abschliessende Gedanken

Die Beanspruchung zylindrischer Rollen reagiert, wie dargelegt, sehr empfindlich auf Verkantungseffekte, indem Kontaktdruck, Spannung und Dehnung gegenüber der Situation mit idealer Auflage auf der ebenen Unterlage massiv überhöht werden. Dies heisst zum einen, dass diese Einflüsse einer Verkantung bei der Auslegung mit einbezogen werden müssen. Dazu stehen nun als Ergebnis der hier vorgestellten Untersuchung geeignete Berechnungsformeln zur Verfügung. Es ist sicher aber auch angezeigt, bei der Wahl und Auslegung der Rollen andere als zylindrische Geometrien in die Überlegungen mit einzubeziehen, etwa Rollen mit leicht balligem Profil, wobei der eingangs erwähnte Vorteil zylindrischer Rollen preisgegeben würde, oder gar 2K-Rollen mit zylindrischem Laufmantel und weichem Radkörper [9]. Letztere Radkörper zeichnen sich u.a. durch eine weiche Verformungscharakteristik aus. Dadurch verhalten sie sich bei Unebenheiten und anderen Verkantungsursachen wesentlich toleranter als herkömmliche zylindrische Rollen. So kann beispielsweise der maximale Kontaktdruck die maximale Vergleichsspannung beinahe halbiert werden (Bild 10).

Inwieweit Profilloptimierungen im Randbereich, also Anfassungen bzw. Rundungen zur Stirnfläche, die Überhöhung der Beanspruchung zu vermindern vermögen, ist Gegenstand weiterer Untersuchungen. Erste Ergebnisse deuten an, dass durch geeignete Detailgestaltung die Überhöhungen bei Verkantung stark reduziert werden könnten und damit die Vorteile der zylindrischen Rollen im Wesentlichen gewahrt bleiben [10].

Literatur

[1] Kunz, J.: Kontaktmechanik zylindrischer Kunststoff-Laufmantelrollen. *Kunststoffe-Synthetic* 52(2005)6, S. 19-22
 [2] Kunz, J., Studer, M.: Zylindrische Laufmantelrolle mit partieller Abstützung. *Kunststoffe-Synthetic* 53(2006)1, S. 18-21
 [3] Kunz J.: Laufrollen. In: Kunz, J., Michaeli, W., Herrlich, N., Land, W. (Hrsg.): *Kunststoffpraxis: Konstruktion*, WEKA Media GmbH Kissing, Aktualisierungsstand Oktober 2011
 [4] Kunz, J., Gschwend, F., Salzmann, S.: Forschungsprojekt Auslegung von Kunststoff-Laufrollen. Diverse interne, unveröffentlichte Dokumente. HSR Hochschule für Technik Rapperswil, 2007-2011
 [5] Grothe, K.-H., Feldhusen, J. (Hrsg.): *Dubbel – Taschenbuch für den Maschinenbau*. Springer Verlag Berlin, 23. Aufl., 2011
 [6] Czichos, H., Hennecke, M. (Hrsg.): *Hütte – Das Ingenieurwissen*. Springer Verlag Berlin, 33. Aufl., 2008
 [7] Kunz, J., De Maria, E.: Die Abplattung im Kontaktproblem paralleler Zylinder. *Forschung im Ingenieurwesen* 67(2002)4, S. 146-156
 [8] Kunz, J.: Zur kontaktmechanischen Auslegung von Kunststoff-Laufrollen. *Konstruktion* 63(2011)7/8, S. 67 - 71
 [9] Kunz, J., Studer, M.: Neuartige 2K-Laufrollen und ihre Kontaktmechanik. *SwissPlastics* 30(2008)3, S. 17-20
 [10] Kunz, J.: Kunststoff-Laufmantelrollen und ihre kontaktmechanische Auslegung. In: *KISSOFT AG (Hrsg.): Schweizer Maschinenelemente Kolloquium 9./10. November 2010 Rapperswil, Tagungsband*. TUDpress, Verlag der Wissenschaften GmbH, Dresden 2010

Dank

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

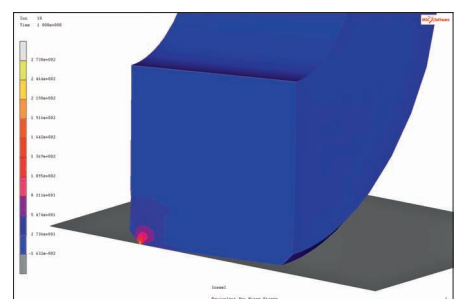


Bild 10: 2K-Rolle: Die wesentlich weichere Verformungscharakteristik reduziert die Vergleichsspannung im 5 mm dicken Laufmantel von 446 N/mm² (Bild 1) auf 274 N/mm².