

Rollreibung zylindrischer Laufräder aus Kunststoff

D. Severin, Berlin, und H. Lütkebohle, Offenbach

Die an einem rollenden Kunststoffrad zu überwindende Rollreibungskraft wird maßgebend vom viskoelastischen Materialverhalten bestimmt. Theoretische Überlegungen führen zu einer leicht handhabbaren Gleichung, mit der unter Berücksichtigung der materialspezifischen Kenngrößen „dynamischer Elastizitätsmodul E'' “ und „Verlustfaktor d “ die Rollreibungskraft an zylindrischen Kunststoffrädern berechnet werden kann. Mit einem rechnergesteuerten Prüfstand wird experimentell der Einfluß des Werkstoffs, der Normalkraft, der Rollgeschwindigkeit, des Raddurchmessers und der Eigenerwärmung auf die Rollreibungskraft untersucht. Die Meßergebnisse zeigen eine gute Übereinstimmung mit den errechneten Werten.

1 Einführung

Die Verwendung von Laufrädern aus thermoplastischen Kunststoffen hat in den letzten 15 Jahren stetig zugenommen. Als Werkstoffe bewährten sich neben vernetzt-elastomeren Radbelägen (z.B. vernetzte Polyurethane), die bei hochelastischem Materialverhalten eine gute Verschleißfestigkeit bieten, besonders Thermoplaste. Diese Werkstoffe haben eine relativ hohe Festigkeit. Sie sind preiswert zu beschaffen, kostengünstig zu verarbeiten und ermöglichen multifunktionale Bauweisen [1, 2].

Als Radmaterial benutzt man bevorzugt Polyamid (PA), Polyoxymethylen (POM) und lineares (thermoplastisches) Polyurethan (TPU). Außerdem findet noch hochmolekulares Polyäthylen (HD-PE) oder auch Polyäthylenterephthalat (PETP) Anwendung [3, 4].

Die Dimensionierung von Kunststoffrädern wird erschwert durch das gegenüber metallischen Werkstoffen komplexere Eigenschaftsbild der Kunststoffe. Die Materialkennwerte — z.B. Elastizitätsmodul, Festigkeit und Verlustfaktor — hängen von vielen Einflußgrößen ab. Im wesentlichen sind dies die Temperatur, Beanspruchungshöhe, Beanspruchungszeit bzw. -frequenz, Feuchtigkeit, Gefügestruktur und Art der Verarbeitung.

Folgende Größen beeinflussen unter anderem die Funktionssicherheit der Paarung Kunststoffrad-Stahlschiene:

- Rollreibung,
- Formänderung,
- Wälzreibung,
- Erwärmung.

Bis heute gibt es keine abgesicherten Erkenntnisse, die eine rechnerische Vorherbestimmung dieser Größen ermöglichen. Am Institut für Fördertechnik und Getriebe-technik (ITG) der TU Berlin werden seit einigen Jahren Grundlagenuntersuchungen an Kunststoffrädern durchgeführt. Dieser Beitrag berichtet über Untersuchungsergebnisse zur Rollreibung zylindrischer Räder aus Kunststoff.

2 Stand der Erkenntnisse

Zur Aufrechterhaltung einer stationären Rollbewegung in der Ebene ist an einem Rad neben den Lager- und Strömungsverlusten die materialspezifische Rollreibungskraft FR zu überwinden. Zur Kennzeichnung der Rollreibung ist unter Einbeziehung der Normalkraft FN auch der Begriff Rollreibungszahl μ_R gebräuchlich.

$$\mu_R = FR/FN \quad (1)$$

Hervorgerufen wird die Rollreibung in erster Linie durch die unvollkommene Elastizität der Werkstoffe.

Rollt ein Kunststoffrad auf einer Stahlschiene, so führt das viskoelastische Materialverhalten des Kunststoffs zu einer asymmetrischen Druckspannungsverteilung in der Kontaktfläche, welche die Rollreibung maßgebend bestimmt.

In [5–9] wurden die grundlegenden Zusammenhänge zwischen dem viskoelastischen Materialverhalten und der Rollreibung in analytischer Form untersucht, beispielsweise unter Zugrundelegung viskoelastischer Werkstoffmodelle sowie mit Hilfe experimenteller Modelluntersuchungen (z.B. rollende Stahlkugel zwischen Kunststoffscheiben).

Bis weit in die 70er Jahre hinein lagen keine ausreichend detaillierten Aussagen über das Rollreibungsverhalten von Rädern aus Kunststoffen vor. In der Literatur findet man Größenangaben über die Rollreibung nur als Einzahlangaben oder in Abhängigkeit von der Temperatur [10]. Über den Einfluß weiterer Parameter gibt es zum Teil nur Vermutungen. So wird in [3] angenommen, daß die Rollgeschwindigkeit quadratisch in die Rollreibungszahl eingeht.

Kunze [11] erkannte diese Lücke. Er veröffentlichte 1978 Ergebnisse über experimentelle und theoretische Rollreibungsuntersuchungen an der Paarung Kunststoffrad-Stahlschiene. Die Messung der Rollreibungskräfte wurde indirekt über die Beschleunigung der Räder auf einer geneigten Stahlschiene durchgeführt. Die Rollreibungszahl ermittelte Kunze analytisch nach Berech-

nungen von Minato und Takemura [9], die auf dem Ansatz der sogenannten „geometrischen Verformungsfunktion“ aufbauen. Die Problematik dieses Ansatzes wird in Abschnitt 5.2 deutlich gemacht.

Der Einfluß der Rollgeschwindigkeit ist nach den Meßergebnissen von Kunze gering; seine Versuche erfassen allerdings nur sehr kleine Geschwindigkeiten (bis etwa 0,2 m/s). Unklar bleibt, wie bei der versuchstechnisch bedingten nichtkonstanten Rollgeschwindigkeit dieser Einfluß bestimmt werden konnte.

Zur Erweiterung des Kenntnisstands auf diesem Gebiet wurden an der TU Berlin experimentelle Rollreibungsuntersuchungen an zylindrischen Rädern aus verschiedenen Kunststoffen bei Rollgeschwindigkeiten bis zu 10 m/s durchgeführt. Zur rechnerischen Abschätzung der Rollreibungskraft diente eine leicht handhabbare Beziehung, die auf einer Näherungsbetrachtung zur Beanspruchung des viskoelastischen Radkörpers unter rollendem Kontakt aufbaut.

3 Prüfstand und Meßverfahren

Zur Durchführung der experimentellen Untersuchungen wurde ein rechnergesteuerter Radprüfstand entwickelt. Das System Rad-Schiene wird hier mit dem System Rad-Scheibe angenähert. Bild 1 zeigt schematisch die im Bereich des Prüfrades liegende Meßtechnik und die beim Antrieb des Prüfrades durch die Laufscheibe wirkenden Systemkräfte. Folgende Größen werden gemessen:

- F_t Tangentialkraft (Quarzkristall-Kraftmeßelement),
- FN Normalkraft (DMS-Kraftmeßgeber),
- v_R Rollgeschwindigkeit (Tachogenerator),
- Z_0 Radkörperabplattung (induktiver Weggeber),
- T_1, T_2, T_3 Radkörpertemperaturen im Radinnern in verschiedenen Abständen von der Lauffläche (Thermoelemente),
- $FDUB$ Verlustkraft des Schleifringübertragers (DMS-Biegebalken).

Nach Bild 1 wirkt am Quarzkristall-Kraftmeßelement die Kraft

$$FM_x = F_t = FR + FL + FDU \quad (2)$$

Um die Rollreibungskraft ermitteln zu können, müssen die in der Kontaktfläche des Rades tangential wirkenden Verlustkräfte der Prüfradlager FL und des Schleifringübertragers FDU genau bestimmt werden. Die Verlustkraft des Schleifringübertragers wird direkt während der Messung erfaßt. Die Verlustkräfte der Lager werden in Vorversuchen mit Hilfe eines gesonderten Versuchsaufbaus bestimmt.

Zur Elimination des Nullpunktfehlers infolge undefinierbarer Reibungskräfte bei Stillstand des Rades ist die Tangentialkraft F_t in beiden Rollrichtungen zu messen. Sie ergibt sich dann aus dem Mittelwert der in beiden Rollrichtungen gemessenen Tangentialkräfte F_{t+} und F_{t-} . Bild 2 verdeutlicht dieses Meßverfahren anhand des zeitlichen Verlaufs der Tangentialkraft F_t und der Rollgeschwindigkeit v_R .

Mit Gl. (2) ergibt sich die Rollreibungskraft zu

$$FR = \frac{1}{2}(|F_{t+}| + |F_{t-}| - |FDU_+| - |FDU_-|) - FL \quad (3)$$

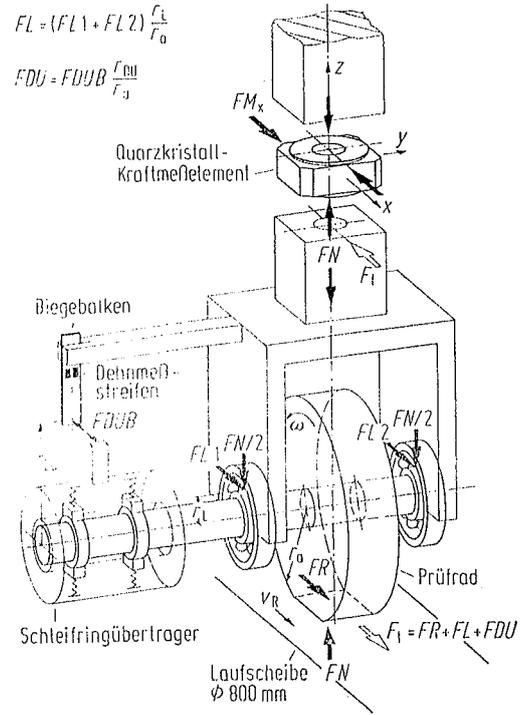


Bild 1. Anordnung des Prüfrades mit Meßtechnik und Systemkräften; r_a Außenradius des Rades, r_L wirksamer Radius der Lagerverlustkraft, r_{DU} Radius des Meßbiegebalkens, (Schleifringübertrager)

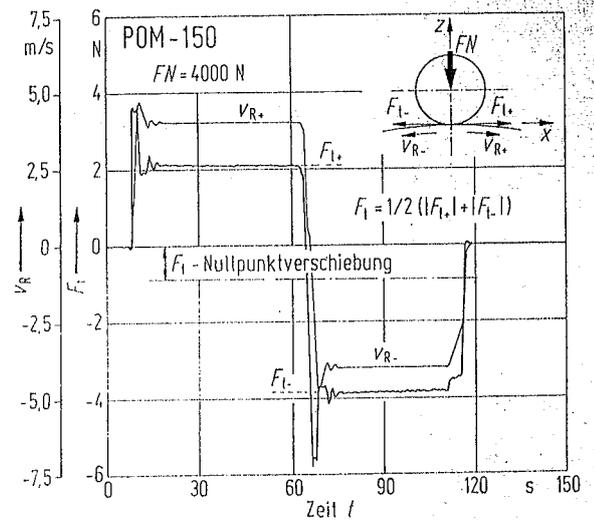


Bild 2. Gemessener Verlauf der Tangentialkraft F_t und der Rollgeschwindigkeit v_R in Abhängigkeit der Drehrichtung

Ein Prozeßrechner übernimmt die Steuerung des Prüfstands sowie die Erfassung und Aufbereitung der Meßdaten. Die Meßgrößen werden in Abhängigkeit der betriebsbedingten äußeren Beanspruchungsgrößen Normalkraft FN und Rollgeschwindigkeit v_R ermittelt. Innerhalb eines Meßzyklus sind FN und v_R konstant. Ein Meßzyklus setzt sich dabei aus n Meßspielen zusammen, wobei diese jeweils aus der eigentlichen Meßphase und einer in der Zeitdauer vorwählbaren stationären Rollphase bestehen. In letzterer wird dem Prüfrad die Möglichkeit gegeben, sich aufgrund der dynamischen Kontaktbeanspruchung zu erwärmen. Ausgehend von der Raumtemperatur werden die Meßgrößen bei

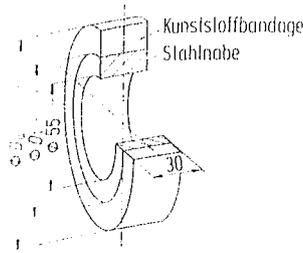


Bild 3. Gestaltung der Laufräder; bei einem Außendurchmesser von $D_a = 100, 150$ bzw. 200 mm ist für PA66, POM und TPU der Innendurchmesser $D_i = 60, 100$ bzw. 100 mm sowie für PUR 60, 110 bzw. 110 mm

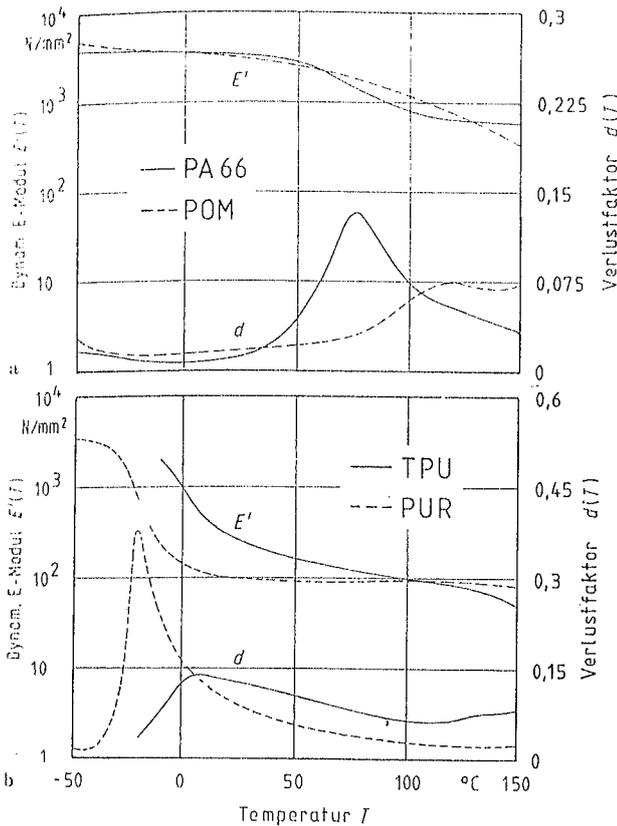


Bild 4 a und b. Dynamischer Elastizitätsmodul E' und Verlustfaktor d in Abhängigkeit von der Temperatur für die Versuchswerkstoffe a) PA66 (trocken) und POM, b) TPU und PUR nach Herstellerangaben [12–16]

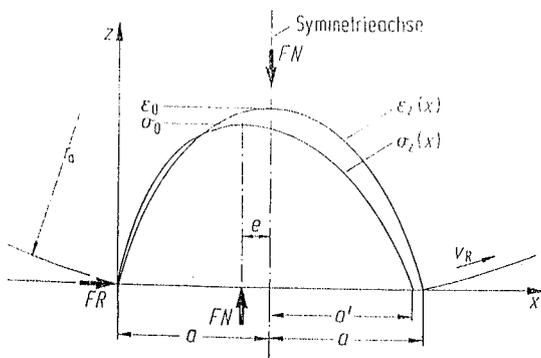


Bild 5. Schematischer Verlauf der Normaldehnung und der Normalspannung in der Kontaktfläche eines rollenden Rades aus viskoelastischem Material; σ_0 Amplitude der Spannungsfunktion (z -Richtung), ϵ_0 Amplitude der Dehnungsfunktion (z -Richtung)

den verschiedenen Radkörpertemperaturen erfaßt. Der Meßzyklus wird beendet, wenn die gemessene Tangentialkraft F_t sowie die gemessenen Radkörpertemperaturen T_1, T_2, T_3 konstante Werte angenommen haben, d. h., wenn die Werte des $(n + 1)$ -ten Meßspiels mit den Werten des n -ten Meßspiels innerhalb eines festgelegten Toleranzbereichs übereinstimmen.

4 Versuchskörper und Versuchswerkstoffe

Als Versuchskörper werden wälzgelagerte zylindrische Bandagenräder nach Bild 3 verwendet. Die Werkstoffe sind

- Polyamid 66 (PA66, Handelsname: Ultramid A4k),
- Polyoxymethylen-Copolymerisat (POM, Handelsname: Ultraform H 2320),
- thermoplastisches Polyurethan (TPU, Handelsname: Elastollan 598 A),
- vernetztes Polyurethan (PUR, Handelsname: Vulkollan 30).

Mit Ausnahme des vernetzten PUR handelt es sich hierbei um Thermoplaste, wobei die Kunststoffe PA66 und POM (hartelastisch) sowie TPU und PUR (weichelastisch-elastomer) jeweils ähnliche Materialeigenschaften haben.

Bild 4 zeigt für die vier Versuchswerkstoffe die Abhängigkeit des dynamischen Elastizitätsmoduls E' und des mechanischen Verlustfaktors d von der Temperatur. Diese beiden Größen ermöglichen eine Beurteilung der mechanisch-thermischen Eigenschaften dynamisch beanspruchter Kunststoffbauteile.

5 Theoretische Betrachtungen zur Berechnung der Rollreibungskraft

5.1 Viskoelastisches Materialverhalten als Ursache der Rollreibung

Die Rollreibungskraft FR läßt sich aus dem Beanspruchungsverlauf in der Kontaktfläche des Rades bestimmen. Bild 5 zeigt schematisch die aus einem angenommenen Dehnungsverlauf $\epsilon_z(x)$ resultierende Normalspannung $\sigma_z(x)$ in der Kontaktfläche eines auf einer Schiene rollenden Rades, die aufgrund des viskoelastischen Materialverhaltens asymmetrisch zur vertikalen Mittelachse verläuft.

Die Dehnungs-Spannungs-Hysterese führt gegenüber einem verlustfreien Material zu einer Verkürzung der halben Kontaktbreite im Auslaufbereich von a auf a' und zu einer asymmetrischen Verzerrung des Spannungsverlaufs zum Einlauf hin. Die Summe der Spannungsanteile in der Kontaktfläche entspricht der Normalkraft FN . Die Asymmetrie der Spannungsfunktion läßt sich durch die Verschiebung der Normalkraftwirkungslinie um das Maß e kennzeichnen und über den Schwerpunkt der von der Spannungskurve berandeten Fläche berechnen. Dieser Abstand zwischen der resultierenden Normalkraft und der Symmetrieachse in der Kontaktfläche des rollenden Rades (Hebelarm der Rollreibung) ist

$$e = a - \frac{a+a'}{\int_0^{a+a'} x \sigma_z(x) dx} / \frac{a+a'}{\int_0^{a+a'} \sigma_z(x) dx} \quad (4)$$

Aus der Gleichgewichtsbedingung

$$FR \cdot r_a = FN \cdot e \tag{5}$$

ergibt sich mit Gl. (4)

$$FR = \frac{FN}{r_a} \left[a - \int_0^{a+a'} x \sigma_z(x) dx \right] \bigg/ \int_0^{a+a'} \sigma_z(x) dx \tag{6}$$

Zur Bestimmung von FR nach Gl. (6) muß die Spannungsfunktion $\sigma_z(x)$ bekannt sein. Bei Kunststoffen hängt die Spannung σ von vielen Einflußgrößen, vor allem aber von der Zeit t und der Temperatur T ab. Berücksichtigt man diese beiden Größen, so läßt sich die Spannungsfunktion allgemein ausdrücken als

$$\sigma = \sigma[t, T(\sigma, \epsilon), \epsilon(\sigma, T)] \tag{7}$$

Da eine derartige Funktion analytisch nicht lösbar ist und die funktionalen Zusammenhänge der einzelnen Einflußparameter auch weitgehend unbekannt sind, können Berechnungen an dynamisch beanspruchten Konstruktionselementen aus Kunststoff im allgemeinen nur abschätzenden Charakter haben. Aus diesen Gründen werden für die hier durchgeführten Berechnungen folgende Vereinfachungen getroffen:

- Es wird linear-viskoelastisches Materialverhalten vorausgesetzt.
- Das linear-viskoelastische Materialverhalten wird durch ein einfaches Feder-Dämpfer-Modell angenähert.
- Die Spannungsfunktion im Rad-Schiene-Kontakt ermittelt man über den Ansatz einer sinusförmigen Dehnungsfunktion, wobei die Radkörperbeanspruchung als eindimensional betrachtet wird.

5.2 Abschätzende Berechnung der Rollreibungskraft mit Hilfe eines einfachen Maxwell-Modells

Zur phänomenologischen Beschreibung der linearen Viskoelastizität haben sich Werkstoffmodelle bewährt, die ideal-elastische und ideal-viskose Anteile miteinander verknüpfen. Bild 6 zeigt ein viskoelastisches Grundmodell, bestehend aus einer Feder (Elastizitätsmodul E) und einem Dämpfer (dynamische Viskosität η). Bei Anordnung der Elemente in Reihe wird das Grundmodell als Maxwell-Modell bezeichnet.

Der Ansatz einer harmonischen Dehnungsfunktion $\epsilon(t) = \epsilon_0 \sin \omega t$ (8)

als Näherung für die Materialdehnung des Rades in der Kontaktfläche führt nach [17] mit dem Feder-Dämpfer-Modell nach Bild 6 auf die Spannungsfunktion

$$\sigma(t) = E' \epsilon_0 \sin(\omega t + \delta) \tag{9}$$

mit E' dynamischer Elastizitätsmodul, ϵ_0 Dehnungsamplitude in der Kontaktfläche, ω Kreisfrequenz, δ Verlustwinkel, wobei $\tan \delta = d$ der Verlustfaktor ist.

Der Spannungsnulldurchgang im Auslaufbereich der Kontaktzone folgt aus Gl. (9) mit der Bedingung

$$\sin(\omega t + \delta) = 0 \tag{10}$$

zu

$$\sigma(\omega t = \pi - \delta) = 0 \tag{11}$$

Die Spannungsfunktion nach Gl. (9) entspricht prinzipiell der Darstellung in Bild 5. Mit ihr läßt sich nun über den Zusammenhang

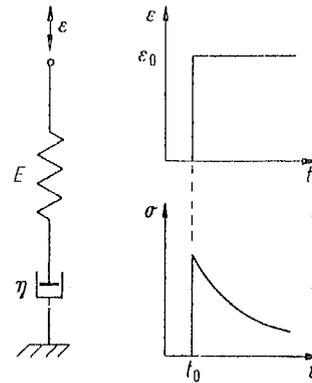


Bild 6. Maxwell-Modell mit den charakteristischen Zeitfunktionen von Dehnung ϵ und Spannung σ

$$\omega t = \frac{\pi x}{2a} \quad \text{bzw.} \quad \omega t = \frac{\pi x}{2a_M} \tag{12}$$

die Rollreibungskraft nach Gl. (6) bestimmen.

$$FR = 2 \frac{FN a_M}{r_a \pi} \left(\frac{\pi}{2} - \frac{\pi - \delta - \sin \delta}{\cos \delta + 1} \right) \tag{13}$$

Zur Unterscheidung der nach der Hertz'schen Theorie berechenbaren halben Kontaktbreite a_H wird die hier über das Modell zu bestimmende halbe Kontaktbreite mit a_M bezeichnet.

Für den Klammerausdruck in Gl. (13) läßt sich bei den meisten Kunststoffen wegen des kleinen Verlustwinkels δ mit ausreichender Genauigkeit

$$\left(\frac{\pi}{2} - \frac{\pi - \delta - \sin \delta}{\cos \delta + 1} \right) = \tan \delta$$

setzen. Da $\tan \delta = d$ gilt, vereinfacht sich Gl. (13) zu

$$FR = 2 \frac{a_M}{r_a} FN \cdot d \tag{14}$$

Die Größe a_M läßt sich aus der Normalkraft FN durch Integration der Normalspannung (Gl. (9)) über die Kontaktfläche bestimmen.

$$FN = E' \epsilon_0 B \frac{2a_M}{\pi} \int_0^{\pi-\delta} \sin(\omega t + \delta) d\omega t \tag{15}$$

$$= E' \epsilon_0 B \frac{2a_M}{\pi} (1 + \cos \delta) \tag{16}$$

Mit $\cos \delta \approx 1$ ergibt sich

$$a_M = \frac{FN \cdot \pi}{4E' \epsilon_0 B} \tag{17}$$

(B Radbreite).

Zur Berechnung der Rollreibungskraft FR nach Gl. (14) muß die in Gl. (17) enthaltene, bisher noch unbekannte Dehnungsamplitude ϵ_0 bestimmt werden.

In vielen bekannt gewordenen Arbeiten wird für die Radkörperdehnung im Kontaktbereich näherungsweise die auf die Bandagenhöhe h bezogene Abplattung $\epsilon_0 = Z_0/h$ gesetzt (Bild 7), wobei die Radkörperabplattung Z_0 ebenfalls eine unbekannte Größe ist.

Während Schmidt [48] für Z_0 eine für den Werkstoff POM empirisch ermittelte Beziehung benutzt, wird in den Arbeiten [5, 7, 9, 11, 16] bei theoretischen

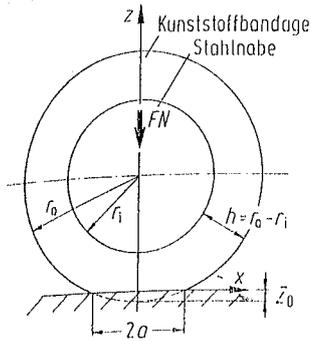


Bild 7

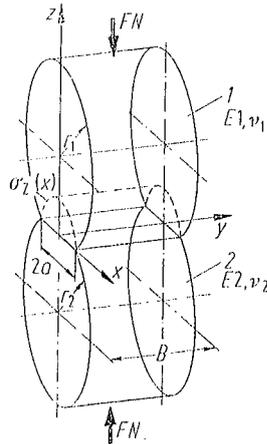


Bild 8

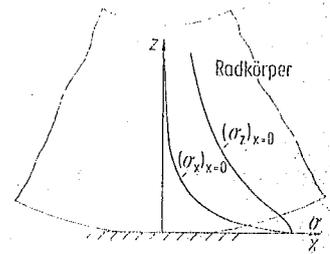


Bild 9

Bild 7. Radkörperabplattung Z_0 in der Kontaktzone Rad—Schiene; r_a Außenradius des Rades; r_i Innenradius des Radkörpers

Bild 8. Normalspannungsverteilung in der Kontaktfläche zweier achsparalleler Zylinder; ν Querkontraktionszahl

Bild 9. Verlauf von Normal- und Tangentialspannung in der Symmetrieachse des Rades unterhalb der Kontaktfläche (nach [20])

Ansätzen zur Ermittlung der Verformung bzw. Rollreibung die sogenannte „geometrische Verformungsfunktion“ $Z(x)$ zugrunde gelegt, die aus dem geometrischen Zusammenhang der halben Kontaktbreite a und dem Radradius r_a errechnet werden kann.

$$Z(x) = \frac{a^2}{2r_a} \left[1 - \left(\frac{x}{a} \right)^2 \right]$$

Hieraus ergibt sich an der Stelle $x = 0$ (Bild 7) die Maximalverformung $Z_0 = a^2/(2r_a)$ als geometrische Radkörperabplattung.

Experimentelle Untersuchungen am IFG zeigten [17], daß die aus der geometrischen Verformungsfunktion errechnete Abplattung die wirkliche Verformung zu ungenau wiedergibt. Für ein Rad aus PA66 sind z. B. die Meßwerte drei mal größer als die errechneten Werte.

Die aus dieser Verformungsfunktion errechnete Dehnungsamplitude $\epsilon_0 = Z_0/h$, wie sie als Grundlage von Berechnungen zur Radkörperbeanspruchung im Rad-Schiene-Kontakt bisher häufig verwendet wird, muß daher prinzipiell als falsch angesehen werden. Auch kann nicht richtig sein, daß mit zunehmender Bandagendicke im Grenzfall ($h \rightarrow \infty$, Halbraum) die Randdehnung ϵ_0 zu null wird.

Die im folgenden beschriebene Verknüpfung der bekannten theoretischen Grundlagen des elastischen Halbraumes mit den Resultaten des Rechenmodells führt zu Ergebnissen, welche die realen Verhältnisse besser wiedergeben.

Beim Kontakt zweier Zylinder nach Bild 8 kann die Kontaktbeanspruchung und die aus der elastischen Verformung resultierende Kontaktgeometrie nach den bekannten Hertzschen Gleichungen berechnet werden. Legt man bei der Betrachtung der Radkörperbeanspruchung den ebenen Spannungszustand zugrunde, dann ergibt sich zwischen der maximalen Hertzschen Pressung $\sigma_H = \sigma_z(x=0)$ und der halben Hertzschen Kontaktbreite a_H der Zusammenhang

$$\sigma_H = a_H \frac{Ec}{4r_e} \quad (18)$$

Dabei ist

$$r_e = \frac{r_1 r_2}{r_1 + r_2} \quad \text{der Ersatzradius,} \quad (19)$$

$$Ec = 2 \frac{E_1 \cdot E_2}{E_1 + E_2} \quad \text{der Ersatz-E-Modul.} \quad (20)$$

Bei der Betrachtung des Radkörpers (Zylinder 1, Bild 8) als zweidimensional beanspruchter Halbraum kann der Beanspruchungsverlauf unterhalb der Lauffläche nach Föppl [20] berechnet werden (Bild 9). Für $z = 0$ und $x = 0$ gilt

$$\sigma_z = \sigma_x = \sigma_H \quad (21)$$

Die gesuchte Normaldehnungsamplitude läßt sich nun mit der allgemeinen Spannungs-Dehnungs-Beziehung des ebenen Spannungszustands bestimmen. Mit der Querkontraktionszahl $\nu = \nu_1 \approx \nu_2$ gilt für den Zylinder 1 in z -Richtung

$$\epsilon_z = \frac{1}{E_1} (\sigma_z - \nu \sigma_x) \quad (22)$$

Mit den Gln. (21) und (18) folgt daraus

$$\epsilon_0 = (\epsilon_z)_{z=0} = (1 - \nu) a_H \frac{Ec}{4r_0 E_1} \quad (23)$$

Betrachtet man in Bild 8 Zylinder 1 als Kunststoffrad und Zylinder 2 als Stahlschiene, so ist beim rollenden Kontakt in Gl. (23) für E_1 der dynamische Elastizitätsmodul E' zu setzen. Für den Ersatzmodul nach Gl. (20) gilt mit $E' \ll E_{\text{Stahl}}$ in guter Näherung $Ec = 2E'$. Damit vereinfacht sich Gl. (23) zu

$$\epsilon_0 = (1 - \nu) \frac{a_H}{2r_0} \quad (24)$$

Die Verknüpfung dieser über Grundgleichungen der Elastizitätstheorie ermittelten Normaldehnungsamplitude mit den Ergebnissen des eindimensionalen Feder-Dämpfer-Modells läßt sich herstellen, wenn in Gl. (24) anstelle von a_H die halbe Kontaktbreite a_M eingesetzt wird.

$$\epsilon_0 = (1 - \nu) \frac{a_M}{2r_0} \quad (25)$$

Mit den Gln. (25), (17) und (14) errechnet sich dann die

Rollreibungskraft zu

$$FR = \frac{2 \cdot FN}{r_a \pi} d \sqrt{\frac{FN \cdot r_a \pi}{BE^2 (1 - \nu)}} \quad (26)$$

6 Ergebnisse aus Experiment und Rechnung

6.1 Allgemeines

Im folgenden werden Ergebnisse der Rollreibungsmessungen vorgestellt und mit den nach Gl. (26) errechneten Werten verglichen. Aus Platzgründen beschränkt sich die Darstellung der Untersuchungsergebnisse auf einen Vertreter der hartelastischen (PA66) und auf einen der weichelastischen Kunststoffe (TPU). Ausgenommen von einigen werkstoffspezifischen Besonderheiten zeigen die beiden anderen untersuchten Kunststoffe POM und PUR qualitativ ähnliche Ergebnisse.

Für die Berechnungen bei Raumtemperatur werden die Werkstoffkennwerte nach Tabelle 1 zugrunde gelegt. Da Erkenntnisse über den Einfluß der Beanspruchung und der Beanspruchungsfrequenz auf das Materialverhalten in quantitativer Form nicht vorliegen, werden die Kennwerte als konstant angesehen.

Tabelle 1. Für die Berechnungen bei Raumtemperatur verwendete Materialkennwerte der Versuchswerkstoffe

Eigenschaft	Einheit	PA 66	POM	TPU	PUR
Dyn. E-Modul E'	N/mm ²	3200	3200	250	70
Verlustfaktor d	—	0,013	0,018	0,14	0,1
Querkontraktionszahl ν	—	etwa 0,4 für alle Versuchswerkstoffe			

6.2 Einfluß der Normalkraft und der Rollgeschwindigkeit auf die Rollreibungskraft

Bild 10a und b zeigt für die beiden Versuchswerkstoffe PA66 und TPU die Abhängigkeit der gemessenen Rollreibungskraft FR von der Normalkraft FN bei Raumtemperatur für die kleinste und größte Rollgeschwindigkeit $v_R = 0,5$ und 10 m/s sowie zusätzlich die nach Gl. (26) gerechneten Kurven. Infolge des relativ großen Verlustfaktors und des relativ kleinen Elastizitätsmoduls von TPU sind die ermittelten Rollreibungskräfte bei diesem Material erheblich größer als die des hartelastischen PA66. Abgesehen von dem rechnerisch nicht erfassbaren Einfluß der Rollgeschwindigkeit auf die Rollreibungskraft, stimmen die nach Gl. (26) gerechneten Kurven sowohl qualitativ als auch quantitativ verhältnismäßig gut mit den Meßwerten überein.

In Bild 11a und b sind die gemessenen Rollreibungskräfte in Abhängigkeit von der Rollgeschwindigkeit aufgetragen. Während die Rollreibungskraft des TPU-Rades nahezu unabhängig von der Rollgeschwindigkeit ist, nimmt die Rollreibungskraft des PA66-Rades mit steigender Rollgeschwindigkeit zu, wobei sich die Kurvensteigung mit zunehmender Normalkraft vergrößert. Auffällig ist bei diesem Werkstoff ein im oberen Normalkraftbereich zwischen 1 und 2 m/s auftretendes Minimum im Kurvenverlauf. Eine Erklärung für dieses Minimum konnte nicht gefunden werden. Ein vermuteter Einfluß von Kriechvorgängen im Radmaterial auf die Rollreibungskraft bei kleinen Roll-

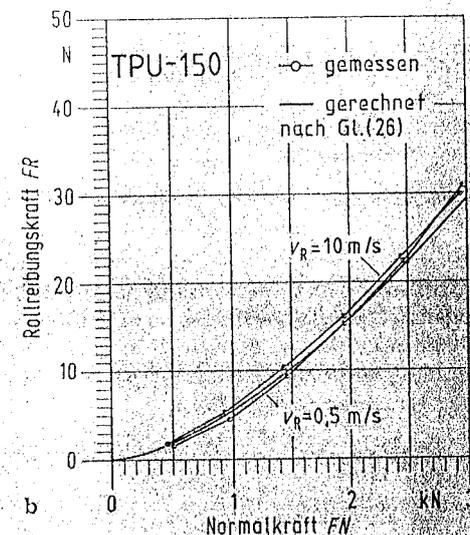
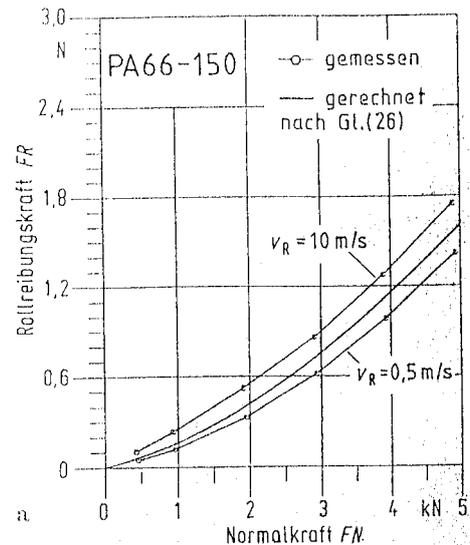


Bild 10 a und b. Gemessene und gerechnete Rollreibungskraft in Abhängigkeit von der Normalkraft (Versuchsräder mit 150 mm Durchmesser); a) PA66; b) TPU.

geschwindigkeiten ließ sich durch länger andauernde Kontrollmessungen nicht bestätigen.

Die Untersuchungsergebnisse zeigen, daß auch bei großen Rollgeschwindigkeiten ein erheblicher Anstieg der Rollreibungskraft nicht zu erwarten ist. Die von Erhard und Strickle [3] geäußerte Vermutung, daß die Rollgeschwindigkeit quadratisch in die Rollreibungskraft einget, kann nicht zutreffen.

6.3 Einfluß des Raddurchmessers auf die Rollreibungskraft

Bild 12a und b zeigt den gemessenen und gerechneten Einfluß des Raddurchmessers auf die Rollreibungskraft bei Raumtemperatur. Um hier die Meß- und Rechenwerte besser vergleichen zu können, sind die Meßwerte bezüglich der Rollgeschwindigkeit gemittelt. Für beide Werkstoffe ergibt sich auch bei den unterschiedlichen Raddurchmessern eine verhältnismäßig gute Übereinstimmung zwischen den gemessenen und gerechneten Werten. Bei dem TPU-Rad mit 100 mm Durchmesser kann die etwas größere Abweichung im oberen Norm-

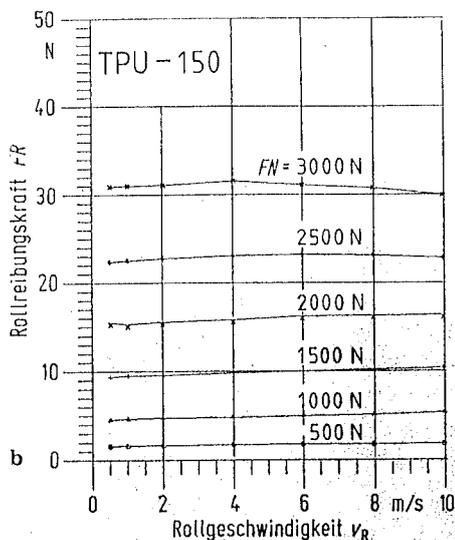
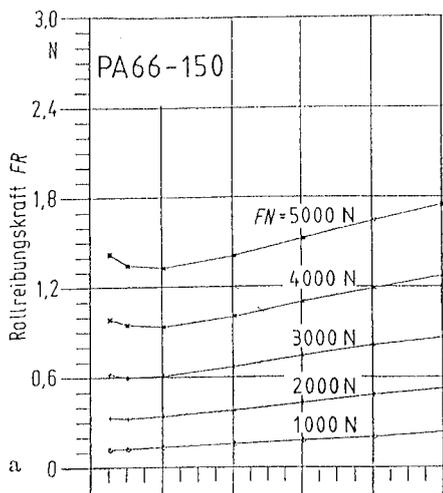


Bild 11 a und b. Gemessene Rollreibungskräfte in Abhängigkeit von der Rollgeschwindigkeit bei verschiedenen Normalkräften (Versuchsräder mit 150 mm Durchmesser); a) PA66; b) TPU

raftbereich mit der bei großen Materialbeanspruchungen auftretenden Abweichung vom linear-viskoelastischen Materialverhalten erklärt werden. Untersuchungen über den Zusammenhang von Druckspannung und Dehnung bei den Versuchswerkstoffen zeigen, daß der Elastizitätsmodul von TPU schon von einer relativ kleinen Materialbeanspruchung an abfällt [17].

6.4 Einfluß der Radkörpertemperatur auf die Rollreibungskraft

Da sich im untersuchten Belastungsbereich das Prüfrad aus PA66 auch bei großen Rollgeschwindigkeiten nur geringfügig erwärmt, beschränkt sich die Diskussion über die Zusammenhänge zwischen der Radkörperrwärmung und der Rollreibungskraft auf das weichelastische Material TPU.

Bild 13 zeigt für diesen Kunststoff den zeitlichen Verlauf der Rollreibungskraft, der Radkörperabplattung und der Radkörpertemperatur während der Erwärmungsphase. Die Rollreibungskraft nimmt mit steigender Temperatur ab. Diese Eigenschaft ist für Kunst-

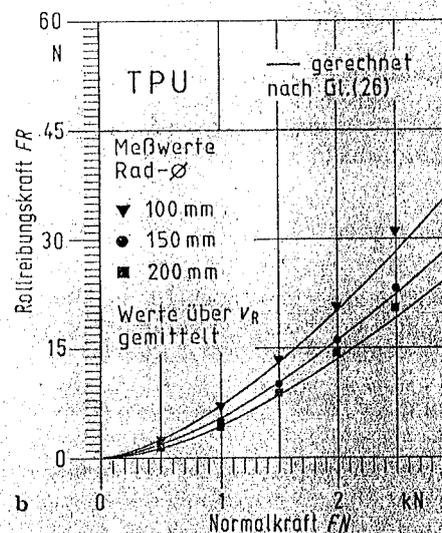
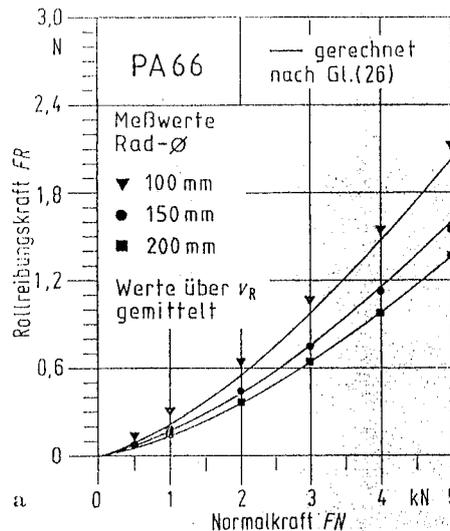


Bild 12 a und b. Gemessene und gerechnete Rollreibungskräfte in Abhängigkeit von der Normalkraft bei verschiedenen Rad-durchmessern; a) PA66; b) TPU

stoffe mit elastomerem Charakter bezeichnend, denn das Dämpfungsmaximum liegt bei diesen Materialien im allgemeinen unterhalb der Gebrauchstemperatur, so daß mit steigender Temperatur der Verlustfaktor d abfällt (Bild 4b) und die Rollreibung mindert. Der nach Bild 4b mit der Temperatur ebenfalls abnehmende Elastizitätsmodul wirkt dem zwar entgegen, sein rollreibungsvergrößernder Einfluß ist aber geringer als der rollreibungsmindernde Einfluß des abnehmenden Verlustfaktors.

Für den Kunststoff PA66 ist bei Radkörperrwärmung prinzipiell ein anderes Verhalten zu erwarten. Da das Maximum des Verlustfaktors bei etwa $+70^\circ\text{C}$ liegt (Bild 4a), nimmt die Rollreibungskraft bei diesem Material mit steigender Temperatur zu, wobei der abnehmende Elastizitätsmodul diese Tendenz noch verstärkt.

Die für das TPU-Rad gerechnete Kurve in Bild 13 zeigt, daß sich bei der Berechnung der Rollreibungskraft die Temperatur als Einflußparameter mit ausreichender Genauigkeit erfassen läßt, wenn man in Gl. (26) $E'(T)$ und $d(T)$ nach Bild 4 einsetzt.

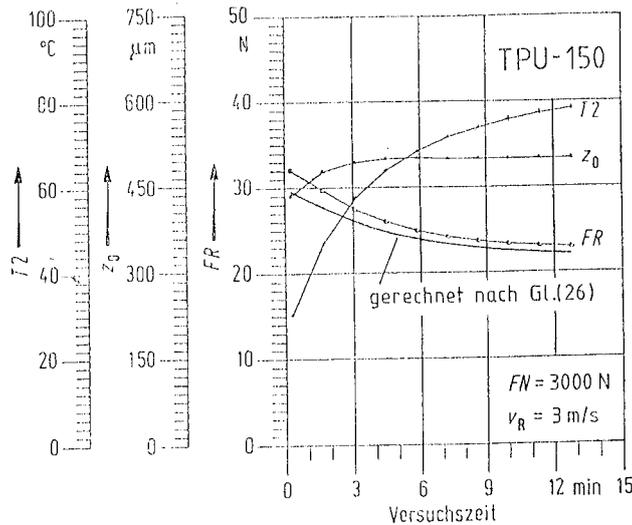


Bild 13. Gemessener Zusammenhang zwischen der Radkörpertemperatur T_2 und der Rollreibungskraft FR sowie der Radkörperabplattung Z_0 bei dem Versuchsräder aus TPU mit 150 mm Durchmesser; Rollreibungskraft FR gerechnet mit $E'(T)$ und $d(T)$ nach Bild 4 (Temperatur T_2 8 mm unterhalb der Lauffläche, axial in Radmitte gemessen)

7 Zusammenfassung

Der vorliegende Beitrag zeigt experimentelle und theoretische Untersuchungsergebnisse zur Rollreibung zylindrischer Räder aus Kunststoff. Die Berechnung der Rollreibungskraft gründet sich auf eine Näherungsbetrachtung der dynamischen Kontaktbeanspruchung des viskoelastischen Radkörpers. Zur Beschreibung des viskoelastischen Materialverhaltens dient ein einfaches Feder-Dämpfer-Modell. Für die Verteilung der Normaldehnung in der Kontaktfläche wird eine sinusförmige Funktion angesetzt. Die experimentell ermittelten Rollreibungskräfte zeigen gute Übereinstimmung mit den errechneten Werten.

Untersucht werden die Einflußparameter Werkstoff, Normalkraft, Rollgeschwindigkeit, Raddurchmesser und Temperatur. Aus den Untersuchungsergebnissen wird deutlich, daß die an einem rollenden Kunststoffrad zu überwindende Rollreibungskraft FR maßgebend durch das viskoelastische Materialverhalten bestimmt wird. Die bei der dynamischen Kontaktbeanspruchung wirksamen materialspezifischen Kenngrößen sind der Verlustfaktor d und der dynamische Elastizitätsmodul E' . Auf diese Kennwerte einflußnehmende Parameter wie Temperatur, Beanspruchungshöhe und Beanspruchungsfrequenz beeinflussen daher zwangsläufig auch die Rollreibungskraft.

Literatur

1. Haferkamp, H.; v. Heimburg, H.: Konstruieren mit Kunststoffen. Konstruktion 22 (1970) H. 10, S. 381–401.

2. Koller, R.; Lauscher, H. J.: Methodisches Konstruieren mit Kunststoffen. Konstruktion 28 (1976); Teil 1: H. 6, S. 219–226; Teil 2: H. 7, S. 259–266.
3. Erhard, G.; Strickle, E.: Maschinenelemente aus thermoplastischen Kunststoffen. Bd. 1: Grundlagen und Verbindungselemente. Bd. 2: Lager und Antriebsselemente. Düsseldorf: VDI-Verlag 1974 und 1978.
4. Tietz, J.: Belastbarkeit von Maschinenelementen aus thermoplastischen Kunststoffen. Maschinenmarkt 8 (1974) H. 70, S. 1362–1366.
5. May, W. D.; Morris, E. L.; Atack, D.: Rolling friction of a hard cylinder over a viscoelastic material. J. Appl. Phys. 30 (1959) H. 11, S. 1713–1724.
6. Flom, D. G.; Bueche, A. M.: Theory of rolling friction of spheres. J. Appl. Phys. 30 (1959) H. 11, S. 1725–1733.
7. Moore, D. F.: On the decrease in contact area for spheres and cylinders rolling on a viscoelastic plane. Wear (1972) S. 179–194.
8. Flom, D. G.: Rolling friction of polymeric materials I. Thermoplastics. J. Appl. Phys. 32 (1961) H. 8, S. 1426–1436.
9. Minato, K.; Takemura, T.: Rolling friction of polymeric material. Jap. J. Appl. Phys. 6 (1967) H. 6, S. 719–724.
10. Tietz, J.: Laufräder aus Polyamid für Krane und Eisenbahnen. Fördern u. Heben 19 (1969) H. 4, S. 218 bis 218.
11. Kunze, G.: Rollreibung der Paarung Plast-Stahl, gültig für Laufrollen aus Thermoplast mit linear viskoelastischen Eigenschaften. Diss. TU Dresden 1978.
12. Tietz, J.: Polyformaldehyd als Werkstoff für den Maschinenbau. VDI-Z 113 (1971) H. 5, S. 359–364.
13. BASF-Kunststoffe: Ultramid-A-Marken (Firmenschrift). Techn. Merkbl. M 2324 d. Ludwigshafen 1970.
14. Vulkollan (Firmenschrift). Techn. Inform. Bayer-Leverkusen 1979.
15. Elastollan (Firmenschrift). Techn. Inform. BASF-Elastollan, Lemförde 1979.
16. Bayer-Polyurethane. Taschenbuch. Ausg. 1. 79. Leverkusen 1979.
17. Lütkebohle, H.: Roll- und Wälzreibung zylindrischer Räder aus thermoplastischen Kunststoffen. Diss. Berlin 1984.
18. Schmidt, H.: Rollen aus Hostaform. Verformungsverhalten und Versagenskriterien. Konstruktion 25 (1973) H. 6, S. 211–219.
19. Beck, K.; Brünings, L.: Belastungsgrenzen von Laufrollen aus Ultraform. Ind.-Anz. 97 (1975) H. 79, S. 1720 bis 1720.
20. Föppl, L.: Drang und Zwang. Bd. 3. München: Leibniz-Verlag 1947.

Anwendungen aus der Sicht des Herausgebers

Zylindrische Laufräder aus Kunststoff oder mit einer dicken Kunststoffauflage werden aus Gründen der Reibungs- und Verschleiß- und Geräuschminderung in Fördersystemen häufig verwendet. Aber auch für dieses Funktionselement benötigt die Konstruktionspraxis rechnerische Auslegungslagen und experimentell ermittelte Kennwerte, um betriebs sichere und materialsparende Lösungen schaffen zu können. Der vorliegende Beitrag liefert solche Konstruktionslagen in umfassender Weise.