

Berechnung und beanspruchungsgerechter Einsatz von Kunststoffrädern

In zahlreichen Anlagen der Fördertechnik werden heute Räder aus Kunststoffen eingesetzt, weil sie bei richtiger Auslegung weniger verschleifen als solche aus metallischen Werkstoffen, weil sie die Gegenfahrbahn weniger oder gar nicht schädigen, vor allem aber, weil sie geräuscharmer laufen und i.a. auch preiswerter sind. Unerwartete Schadensfälle in der Praxis zeigen jedoch, daß es nicht genügt, die an metallischen Rädern gemachten Erfahrungen ungeprüft auf Kunststoffräder zu übertragen. Häufig sind in der Berechnung nicht berücksichtigte Zusatzbelastungen die Schadensursache. Prof. Dr.-Ing. D. Severin und Dipl.-Ing. X. Liu TU Berlin

Dieser Aufsatz gibt dem in der Praxis stehenden Ingenieur Hinweise für die Berechnung der Räder sowie für die beanspruchungsgerechte Konstruktion des Rad-Schienensystems. Die Ergebnisse stammen aus mehrjährigen Forschungsarbeiten, die durch die Deutsche Forschungsgemeinschaft maßgebend unterstützt wurden.

1 Radwerkstoffe

Die Werkstoffe für Rollen und Räder lassen sich entsprechend ihrer Steifigkeit in hartelastische und weichelastische Polymerwerkstoffe unterteilen.

Zu den bekannten hartelastischen Radwerkstoffen zählen Polyoxymethylen (POM), die Polyamide PA6, PA6.6 und PA12. Gegossen verarbeitet (Kurzzeichen G) haben die Polyamidwerkstoffe wegen der besseren Vernetzung und Molekülstruktur eine größere Festigkeit als in gespritzter Ausführung. Der Vergleich von PA12 und PA12G in **Bild 1** zeigt dies beispielhaft. Räder aus hartelastischen Werkstoffen ertragen bei gleichen Abmessungen größere Radlasten und haben einen kleineren Fahrwiderstand. Deshalb werden sie in fördertechnischen Anlagen in großer Stückzahl als Trag- und Führungselemente eingesetzt.

Der meistverwendete weichelastische Radwerkstoff ist das Polyurethan, das in einem Härtebereich zwischen 90 -95 Shore A sowohl gegossen (PUR) als auch gespritzt (TPU) zum Einsatz kommt. Der Handel bietet ihn unter den verschiedensten Markenbezeichnungen an. Räder aus PUR sind weniger belastbar als die hartelastischen Räder und haben einen größeren Fahrwiderstand. Dafür laufen sie nahezu geräuschfrei, sind abriebfester, ertragen beim Lauf auf

Stahlfahrbahnen stoßartige Belastungen z.B. beim Überfahren von Schienenstößen oder Schweißnähten wesentlich besser und erzeugen keinen Fahrbahnverschleiß. Wegen der relativ großen Reibungszahl (auf Stahlfahrbahnen $\mu_m = 0,35-0,5$) eignen sie sich als treibende Räder besonders gut. In gespritzter Ausführung ist der Polyurethanwerkstoff preiswerter als in gegossener Ausführung, allerdings ist dann die Tragfähigkeit kleiner. Gegenüber den preiswerteren Gummirädern sind Räder aus PUR höher belastbar, abriebfester und chemisch beständiger.

Einen starken Einfluß auf die mechanischen Kennwerte der Räder haben die Herstellungsparameter. Die Bezeichnung des Polymerwerkstoffs allein genügt zur Kennzeichnung seiner Eigenschaften daher nicht. Bei anspruchsvollen Aufgabenstellungen empfiehlt sich deswegen das Gespräch mit dem Werkstoffhersteller, dem es möglich ist, den Werkstoff in einem begrenzten Bereich den besonderen Anforderungen anzupassen.

2 Die Unterschiede zwischen den metallischen Rädern und den Kunststoffrädern

Der Elastizitätsmodul der Polymerwerkstoffe ist um Größenordnungen kleiner als der von metallischen Radwerkstoffen (**Tabelle 1**). Deswegen sind die ertragbaren Radlasten der Kunststoffräder bei gleichen äußeren Abmessungen kleiner. Trotzdem bilden sie mit der Fahrbahn eine wesentlich größere Kontaktfläche. Wegen der größeren Kontaktfläche hat ein möglicher Zwangsschlupf, der bei ungünstiger Rad/Schiene-Kombination auftreten kann, einen größeren schädigenden Einfluß auf den Verschleiß des Radkörpers als bei metallischen Rädern (Abschnitt 6).

Es besteht kein linearer Zusammenhang zwischen Spannung und Dehnung (**Bild 2**). Bei manchen Polymerwerkstoffen verkleinert sich der Elastizitätsmodul merklich mit zunehmender Belastung, was zu Abweichungen zwischen den mit konstantem E-Modul berechneten und den wirklichen Druckspannungen in der Kontaktfläche führt (**Bild 3**). In dieser Richtung wirkt auch die Radkörpertemperatur, denn, je nach Werkstoff, hat sie einen beachtlichen Einfluß auf die mechanischen Kennwerte (**Bild 4**).

Die eingangs vorgestellten Polyamide und das Polyoxymethylen nehmen mit steigender Luftfeuchtigkeit Wasser auf (**Bild 5a**). Mit dem Wassergehalt verändern sich die Abmessungen

der Radkörper (**Bild 5b**) aber auch ihre Festigkeitskennwerte (**Bild 5c**). PA12 und PA12G zeichnen sich durch einen besonders geringen Wassergehalt (unter 2%) aus und reagieren deswegen auf die Veränderung der Luftfeuchtigkeit kaum.

Polymerwerkstoffe haben viskoelastische Eigenschaften, d.h. die Steifigkeit des Radwerkstoffs verkleinert sich mit zunehmender Belastungsdauer, so daß bei gleicher Belastung die Kontaktfläche des stehenden Rades größer ist als die des rollenden Rades. Bei zu großer Belastung wird die sog. Streckspannung überschritten. Der Werkstoff kriecht dann merkbar, so daß sich das Rad im Bereich um die Kontaktfläche bleibend verformt. Nach längerzeitig statischer Belastung bewirkt das viskoelastische Verhalten des Werkstoffs einen unrunderen Radkörper im Kontaktbereich und beim Wiederanfahren größere Anfahrkräfte und einen unruhigeren Lauf.

Polymerwerkstoffe besitzen, im Vergleich zu metallischen Werkstoffen, eine relativ große innere Dämpfung. Schnellaufende Räder können sich deshalb so stark erwärmen, daß die Radkörpertemperatur das Maß für die zulässige Belastung wird. Wegen der inneren Dämpfung besitzen Räder aus Polymerwerkstoffen größere Fahrwiderstände als metallische Räder.

Da die Steifigkeiten der Kunststoffräder und ihrer Fahrbahnen i.a. stark unterschiedlich groß sind, wirken in der Kontaktfläche rollender Räder neben den Druckspannungen auch Schubspannungen beachtlicher Größe quer zur Rollrichtung. Diese erklärt sich durch die unterschiedliche Dehnungsfähigkeit der Kontaktpartner. Das weichere Rad möchte sich bei Normalbelastung auf der relativ härteren Fahrbahn quer zur Rollrichtung verschieben. Die Reibkräfte in der Kontaktfläche behindern oder begrenzen diese Verschiebung. Die auf diese Weise entstehenden Schubspannungen τ_{zy} in der Kontaktfläche steigen von der Symmetrielinie des Rades aus nach links und rechts an (**Bild 6**). Um die Schubspannungen an den Außenkanten der Lauffläche zu begrenzen, empfiehlt es sich, die Lauffläche zylinderförmiger Räder auch quer zur Rollrichtung geringfügig zu krümmen. Diese Maßnahme wirkt auch dem Aufbau überhöhter Kantenpressungen infolge von Ausrichtungsfehlern entgegen. Es hat sich bewährt $r_{12} = 2 \cdot r_{11}$ (**Bild 7**) zu wählen.

Da sich die Druck- und Schubspannungen in der Kontaktfläche gegenseitig beeinflussen, lassen sich die Schubspannungen analytisch nur über numerisch arbeitende Programme [3] berechnen.

Wegen der relativ starken Verformungen der Radkörper sind die Hertzschen Gleichungen, mit denen die Druckspannungen in der Kontaktfläche üblicherweise berechnet werden, nur bei Rädern mit relativ dicken Kunststoffbandagen annähernd gültig. Unterhalb einer bestimmten Bandagendicke steigen die maximalen Druckspannungen in der Kontaktfläche bei gleicher Radlast stark an, so daß die Berechnungsmethode nach Hertz zur Bestimmung der Druckspannungen ihre Gültigkeit verliert (Abschnitt 4).

Bei Rädern, die mit einem Kunststofflaufring (Bandage) ausgerüstet sind, unterscheiden sich die Steifigkeiten von Laufring und Nabe oft stark. Dies ruft zusätzliche Spannungen in der Teilfuge hervor, die häufig die Ursachen für eine Radkörperschädigung sind (Abschnitt 5).

3 Berechnung der Druckspannungen in der Kontaktfläche nach der Theorie von Hertz

Wenn zwei Räder 1 und 2 mit den jeweiligen Krümmungsradien r_{11} , r_{12} , r_{21} , r_{22} gegeneinander abwälzen, wie in Bild 7 dargestellt, bewirkt die Normalkraft F_N eine elastische Verformung an beiden Körpern im Bereich des Kontaktpunkts. Es entsteht dort eine ellipsenförmige Kontaktfläche mit den Halbachsen a und b . Die Kontaktflächenform, deren Größe und die Druckspannungsverteilung $p(x,y)$ in der Kontaktfläche lassen sich mit Hilfe der Hertzschen Theorie berechnen. Die Druckspannung $p(x,y)$ verteilt sich über diese Kontaktfläche in Form eines Ellipsoids. Die größte Pressung p_0 wirkt in der Mitte der ellipsenförmigen Kontaktfläche.

$$p_0 = \frac{3 \cdot F_N}{2 \cdot \pi \cdot a \cdot b} \quad (1)$$

Zur Berechnung von a und b müssen der Ersatzradius r_e und der Ersatz-Elastizitätsmodul E_e bekannt sein.

$$1/r_e = 1/r_{11} + 1/r_{12} + 1/r_{21} + 1/r_{22} \quad (2)$$

$$\frac{1}{E_e} = \frac{1}{2} \cdot \left[\frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2} \right] \quad (3)$$

Darin sind E_1 und E_2 bzw. ν_1 und ν_2 die Elastizitätsmodule bzw. die Querkontraktionszahlen der beiden Radkörper 1 und 2.

Die beiden Halbachsen a und b der ellipsenförmigen Kontaktfläche sind

$$a = s^* \cdot \sqrt[3]{3 \cdot F_N \cdot r_e \cdot \frac{1}{E_e}} \quad \text{und} \quad b = l^* \cdot \sqrt[3]{3 \cdot F_N \cdot r_e \cdot \frac{1}{E_e}} \quad (4)$$

Die Beiwerte s^* und l^* lassen sich in Abhängigkeit von $\cos \tau$ aus **Tabelle 2** entnehmen.

$$\cos \tau = (1/r_{11} - 1/r_{12} + 1/r_{21} - 1/r_{22}) / (1/r_{11} + 1/r_{12} + 1/r_{21} + 1/r_{22}) \quad (5)$$

Haben beide Räder eine Zylinderform, so sind $r_{12} = \infty$ und $r_{22} = \infty$. Die Kontaktfläche hat dann eine Rechteckform mit der Länge $2a$ und der Breite B . Läuft ein zylindrisches Rad auf einer ebenen Schiene, wird zusätzlich $r_{21} = \infty$. Der Ersatzradius in Gl. 3 ist dann gleich dem Laufradradius ($r_e = r_{11}$). Für die halbe Kontaktflächenlänge, a der rechteckförmigen Kontaktflächen und für die maximale Pressung p_0 gelten die folgenden Beziehungen (**Bild 8**):

$$a = \sqrt{\frac{8 \cdot F_N \cdot r_e}{\pi \cdot B} \cdot \frac{1}{E_e}} \quad (6)$$

$$p_0 = \frac{2 \cdot F_N}{\pi \cdot a \cdot B} \quad (7)$$

4 Grenzen für die Gültigkeit der Hertzschen Theorie

Die Hertzsche Theorie setzt eine lineare Beziehung zwischen der Spannung und der Dehnung für beide Kontaktwerkstoffe und eine relativ kleine Kontaktfläche im Vergleich zu den Radabmessungen voraus. In der Praxis sind diese Bedingungen vor allem bei weichelastischen Kunststoffrädern oft nicht einzuhalten. Hammele und Liu [4] haben experimentell und rechnerisch für das zylinderförmige Rad nachgewiesen, daß die nach Hertz berechneten Druckspannungen (Gl.7) mit ausreichender Genauigkeit für die Praxis mit den wirklichen Druckspannungen übereinstimmen, wenn folgende Beziehungen (Bild 8) zwischen der Bandagendicke h , der Radbreite B und der halben Kontaktflächenlänge a erfüllt sind:

$$h/a \geq 5 \quad \text{und} \quad B/a \geq 10$$

Zur Überprüfung dieser Beziehungen wird die halbe Kontaktflächenlänge a nach Gl.6 berechnet.

Sobald die Bandagendicke den Grenzwert $h/a=5$ unterschreitet (**Bild 9**), verkleinert sich die wirkliche Kontaktfläche trotz gleicher Belastung und gleichen äußeren Radabmessungen. Die maximale Druckspannung p_{\max} steigt entsprechend an, wobei der Anstieg um so größer ist, je kleiner die Bandagendicke wird. **Bild 10** macht dies am Beispiel eines zylinderförmigen

Gummirades deutlich. Oberhalb des Grenzwerts (hier $h=25$ mm) sind die Druckspannungen unabhängig von der Bandagendicke. Nur für diesen Bereich gelten die Hertzschen Gleichungen (6) und (7) annähernd zur Bestimmung von a und p_0 .

Liu hat für das zylinderförmige Rad eine Näherungslösung geschaffen, mit der sich die maximale Druckspannung p_0 und die Kontaktflächenlänge a auch bei relativ dünnen, weichelaststischen Bandagen berechnen lassen.

$$a = \sqrt[3]{\frac{3}{2} \cdot \frac{r_1 \cdot r_2}{r_1 + r_2} \cdot \frac{F_N}{B} \cdot \frac{E_1^* \cdot h_2 + E_2^* \cdot h_1}{E_1^* E_2^*}}, \quad (8)$$

$$p_0 = \sqrt[3]{\frac{9}{32} \cdot \frac{r_1 + r_2}{r_1 \cdot r_2} \cdot \left(\frac{F_N}{B}\right)^2 \cdot \frac{E_1^* \cdot E_2^*}{E_1^* \cdot h_2 + E_2^* \cdot h_1}}, \quad (9)$$

mit den Beziehungen nach **Bild 11** und mit:

$$E_1^* = \frac{E_1}{1 - \nu_1^2} \cdot \frac{(1 - \nu_1)^2}{1 - 2 \cdot \nu_1} \quad \text{und} \quad E_2^* = \frac{E_2}{1 - \nu_2^2} \cdot \frac{(1 - \nu_2)^2}{1 - 2 \cdot \nu_2} \quad (10)$$

5. Die Beanspruchung in der Teilfuge

Zur Aufnahme der Lager oder zur Übertragung von Drehmomenten wird häufig eine metallische Nabe eingesetzt, auf der die weichere Kunststoffbandage aufgebracht ist. Wegen des dann oft großen Steifigkeitssprunges in der Teilfuge kommt es dort zu Unstetigkeiten im Dehnungsverlauf und deswegen zu Spannungserhöhungen besonders an den Rändern, die bei kleinen Bandagendicken besonders groß werden können. **Bild 12** macht dies deutlich. Dort sind die in der Teilfuge eines rein rollendes Bandagenrades wirkenden Normalspannungen σ_x , σ_y , σ_z und die Schubspannung τ_{zy} über der normierten Radbreite aufgetragen.

Die Normalspannungen sind an den Rändern erheblich größer als in der Radmitte. Die Schubspannung steigt von der Radmitte aus zu den Rändern hin an. Besonders sie sind dafür verantwortlich, wenn sich die Bandagen auf ihren Naben gelegentlich lösen. Um dies zu verhindern, muß bei der Herstellung für eine gute Haftung zwischen Nabe und Bandage oder für eine formschlüssige Verbindung gesorgt werden. Dem Konstrukteur ist zu raten, bei relativ großen Radlasten die Bandagendicke nicht zu klein zu wählen. Die Spannungsspitzen in den

Teilfugen im Bereich der Radränder lassen sich durch Hohlkerben etwas oberhalb der Teilfuge reduzieren.

Wirkt zusätzlich eine Querkraft in der Kontaktfläche, wachsen die Spannungen in der Teilfuge an dem einen Rand weiter, während sie sich am anderen Rand verringern. **Bild 13** zeigt die Verhältnisse an einem solchen Rad. Dort ist der Verlauf der Vergleichsspannung in der Teilfuge für unterschiedlich große Querkräfte dargestellt. Die Querkraft F_Q ist in den Kurven durch den Kraftschlußbeiwert $f_q = F_Q/F_N$ repräsentiert.

6 Einfluß der Geometrie des Rad/Schienensystems auf den Beanspruchungszustand des Rades

Besonders große Zusatzbeanspruchungen, die bei der Auslegung i.a. nicht berücksichtigt werden, können in der Kontaktfläche entstehen, wenn infolge der gewählten Rad/Schieneanordnung neben der Normalkraft auch zwangsweise eine Querkraft wirkt. Dies ist immer dann der Fall, wenn die Richtung der auf das Rad/Schienensystem einwirkenden Belastung mit der Normalen auf die Kontaktfläche des Rades einen Winkel bildet. Die folgenden Beispiele zeigen solche in der Praxis eingesetzten Radschienesysteme, bei denen deswegen häufig unerwartete Schäden an den Rädern auftreten.

Im Rad/Schienensystem nach **Bild 14a** wird die äußere Kraft F von zwei Rädern aufgenommen, die um 90 Grad versetzt zueinander, auf einem Vierkantprofil laufen und auf diese Weise gleichzeitig Führungsaufgaben übernehmen. Bei der Berechnung der Radbelastung wird i.a. nur die Normalbelastung F_N berücksichtigt, wie sie sich aus dem Krafteck in **Bild 14b** ableitet. Dieses Krafteck ist aber nur bei starren Radkörpern gültig. In Wirklichkeit verformen sich besonders die Kunststoffräder im Bereich der Kontaktfläche relativ stark und verringern so ihren Laufkreisradius um den Betrag Δr . Deswegen verschieben sich die Räder bei Belastung quer zur Fahrtrichtung um den Betrag Δs (**Bild 14c**). Bei dieser Verschiebung müssen die Querkräfte $F_{Q1} = F_{N1} \cdot f_q$ und $F_{Q2} = F_{N2} \cdot f_q$ in den Kontaktflächen überwunden werden, so daß für die wirklichen am Rad/Schienensystem wirkenden Kräfte das in **Bild 14d** dargestellte Krafteck gilt. f_q ist ein von der Steifigkeit des Radkörpers und seine Aufhängung abhängiger Kraftschlußbeiwert, der im ungünstigsten Fall gleich der Reibungszahl sein kann ($f_{qmax} = \mu$).

Überschläge kann man für auf Stahlbahn rollende Räder annehmen: bei hartelastischen Radwerkstoffen $\mu=0.35$, bei weichelastischen Werkstoffen $\mu=0.5$.

Allgemein führt der Querschlupf in Verbindung mit der relativ großen Querkraft F_Q besonders bei hartelastischen Rädern zu frühzeitigem Verschleiß der Räder. Weichelastische Räder verschieben sich oft nicht quer auf der Fahrbahn, sondern sie verformen sich wegen ihrer geringeren Steifigkeit quer, sofern der Radkörper ausreichend elastisch ist. In diesem Fall wird die maximal mögliche Querkraft nicht erreicht.

Der gleiche Mechanismus in weniger ausgeprägter Form wirkt an dem System nach **Bild 15**, wo ein Radpaar mit zylinderförmigen Rädern auf einem geneigten Flansch eines I-Trägers läuft. Auch hier entsteht zwangsweise eine Querkraft $F_Q = F_N \cdot f_q$ an jedem Rad und ein Querschlupf infolge der beschriebenen Radkörperverformung und der zwangsweisen Verschiebung des Rades in der Aufstandsfläche um den Weg Δs . Eine weitere Querkraftkomponente kann sich in der Kontaktfläche aufbauen, wenn sich die Räder bei Belastung des Fahrwerkrahmens infolge dessen Verformung nach außen oder nach innen verschieben wollen.

Der Ersatz des zylinderförmigen durch ein kegelförmiges Rad bei gleichzeitiger Verdrehung der Radachse in die Waagerechte, wie in **Bild 16** gezeigt, bietet keine Abhilfe, denn hier entstehen theoretisch zwar keine Querkräfte infolge der Radkörperverformung in der Kontaktfläche, aber es entsteht nun infolge der ungleichen Laufkreisdurchmesser r_i und r_a ein sog. Bohrschlupf in der Kontaktfläche. Dabei verdrehen sich die Kontaktflächen beider Radkörper mit der sog. Bohrgeschwindigkeit $\omega_b = \omega_w \cdot \tan \alpha$ gegeneinander, während sich das Rad selbst mit ω_{Rad} um seine Achse dreht. Die Drehgeschwindigkeit ω_{Rad} läßt sich also aufteilen in die Bohrgeschwindigkeit ω_b und in die Wälzgeschwindigkeit ω_w (**Bild 16c**). Dieser beim Rollen ständig wirkende Bohrschlupf führt zum Verschleiß in der Kontaktfläche.

Zwangsschlupf entsteht in der Kontaktfläche, wenn Räder mit konkav geformten Laufflächen auf Fahrbahnen mit konvex gekrümmten Querschnitten geführt werden (**Bild 17**). Wie in **Bild 17c** gezeigt, tritt reines Wälzen v_w nur an einer Stelle der Kontaktfläche auf, während sich die anderen Kontaktflächenbereiche mit unterschiedlicher Umfangsgeschwindigkeit gegeneinander

bewegen. Auf diese Weise entsteht am inneren und äußeren Laufkreis zwangsweise eine Differenzgeschwindigkeit Δv zwischen Rad und Schiene. Dieser Zwangsschlupf $\Delta v/v_w$ hat einen Verschleiß am Kunststoffrad und oft auch an der Schiene zur Folge.

Noch ungünstiger ist eine Lösung nach **Bild 18**, die die Nachteile der Systeme von Bild 14 und Bild 17 in sich vereint. Hier wird die infolge der Verformung notwendige Querverschiebung der Räder auf der Fahrbahn durch die konvexe Form der Lauffläche behindert. Dadurch verschiebt sich die resultierende Radnormalkraft F aus der Symmetrieebene des Rades und bewirkt so eine starke Pressungsüberhöhung an den Innenseiten der beiden Räder. Entsprechend hoch sind dort dann auch die Schubspannungen, die sich infolge der zwangsweise entstehenden Querkraft F_Q einstellen.

Die günstigste konstruktive Lösung für Rad/Schienensysteme mit Rädern aus Polymerwerkstoffen ist stets, die Trag- und Führungsaufgaben durch den Einbau von Führungsrollen zu trennen. **Bild 19** zeigt als Beispiel ein solches Rad/Schienensystem. Dort liegt die Normalbelastung des tragenden Rades wie auch die der seitlichen Führungsräder jeweils in deren Symmetrieebene. Um eine Querkraft in der Kontaktfläche des tragenden Rades möglichst auszuschließen, sollten die Führungsräder ohne oder mit nur geringem Spiel angestellt werden. Dies setzt eine ausreichende gute Parallelität zwischen den beiden seitlichen Laufflächen voraus.

Literatur

- [1] Schneider, K.: Kunststoff-Handbuch VI, Polyamide, Kapitel 4, 1966, 437-576.
- [2] Yin, X.: Experimentelle Untersuchung des instationären Rollkontakts zwischen Rad und Fahrbahn. Fortschritt-Berichte VDI, Reihe 12; Nr. 313, VDI-Verlag, Düsseldorf 1997.
- [3] Kalker, J. J.: User's manual of the Fortran program CONTACT, Version CONPC 92/93. Delft University of Technology 1993.
- [4] Severin, D.: Die Besonderheiten von Rädern aus Polymerwerkstoffen. 2. Hamburger Staplertagung, 6. 1998, Universität der Bundeswehr Hamburg.
- [5] Hammele, W.: Ermittlung der elastischen und viskoelastischen Kennwerte von Polymerwerkstoffen durch Rollkontaktversuche. Fortschritt-Berichte VDI, Reihe 5; Nr 492, VDI-Verlag, Düsseldorf 1997.

Unterschriften für Bilder

Bild 1 Einfluß der Temperatur auf den E-Modul hartelastischer Polymerwerkstoffe [1].

Bild 2 Spannungs-Dehnungsbeziehung bei Raumtemperatur, **a** hartelastische Werkstoffe POM und PA12G **b** weichelastischer Werkstoff PUR (Vulkollan 30) [2].

Bild 3 Auswirkung der nichtlinearen Spannungs-Dehnungsbeziehung auf die Normalspannungsverteilung und die Kontaktflächenlänge $2a$. $D=250$ mm, $B=50$ mm, $h=55$ mm, $F=3796$ N, Werkstoffpaarung: PUR/Stahl.

Bild 4 Einfluß der Temperatur auf den E-Modul von Polymerwerkstoffen nach Herstellerangaben.

Bild 5 Einfluß der Luftfeuchtigkeit **a** auf die Wasseraufnahme, **b** auf die Längenänderung, **c** auf die Zugfestigkeit [1].

Bild 6 Gemessene Schubspannungsverteilung τ_{zy} quer zur Rollrichtung für PUR-Rad auf Stahlfahrbahn. $D=200$ mm, $B=50$ mm, $h=40$ mm.

Bild 7 Geometrische Beziehungen, Kontaktflächenform und Normalspannungsverteilung bei der Berührung zweier allseitig gekrümmter Körper nach Hertz.

Bild 8 Beziehungen am zylinderförmigen Rad.

Bild 9 Beziehung zwischen der normierten Pressung p_{max}/p_0 und h/a bei zylinderförmigen Rädern mit weichelastischen Bandagen aus PUR (p_0 nach Gl. 7, a nach Gl. 6).

Bild 10 In Radbreitenmitte gemessene Druckspannungsverteilung bei zylinderförmigen Gummirädern mit konstanter Normalbelastung und verschiedenen Bandagendicken [5].

Bild 11 Geometrische Größen zur Berechnung der max. Druckspannung p_0 in der Kontaktfläche bei relativ dünnen Bandagen.

Bild 12 Gerechnete Spannungsverteilung über die Teilfugenbreite eines Rades bei Normalkraftbelastung (FEM).

Bild 13 Gerechnete Vergleichsspannungsverteilung über die Teilfugenbreite eines Rades aus PUR bei gleichzeitiger Wirkung von Normal- und Querkraft. $D=200$ mm, $B=30$ mm, $h=25$ mm, $F_z=2000$ N (FEM).

Bild 14 Doppelradführung auf Rechteckschiene **a** und **b** ohne Berücksichtigung **c** und **d** mit Berücksichtigung der Radkörperverformung.

Bild 15 Fahrwerk auf I-Träger mit geneigten Flächen und zylinderförmigen Rädern **a** und **c** ohne Berücksichtigung **b** und **d** mit Berücksichtigung der Radkörperverformung.

Bild 16 Fahrwerk auf I-Träger mit geneigten Flächen und kegelförmigen Rädern.

Bild 17 Zwangsschlupf bei konvex gekrümmten Laufflächen.

Bild 18 Doppelradführung durch Räder mit konvex gekrümmten Laufflächen.

Bild 19 Günstiges Rad/Schienesystem durch Trennung der Trag- und Führungsaufgaben.

Unterschriften für Tabellen

Tabelle 1 Richtwerte für Materialkennwerte gebräuchlicher Radwerkstoffe.

Tabelle 2 Hertzsche Beiwerte s^* und l^* als Funktion des Hilfswertes $\cos\alpha$.

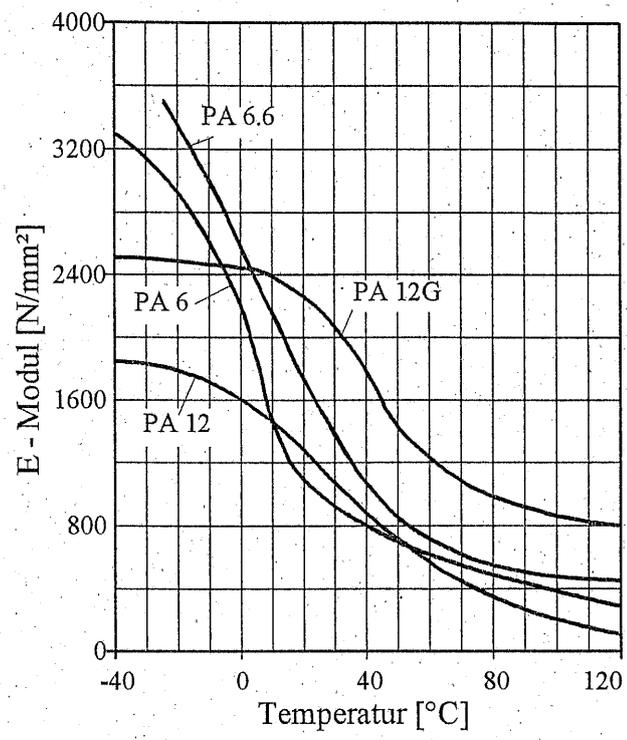


Bild 1

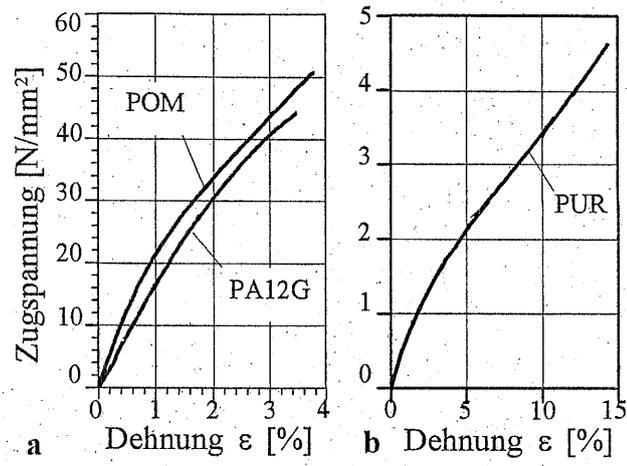


Bild 2

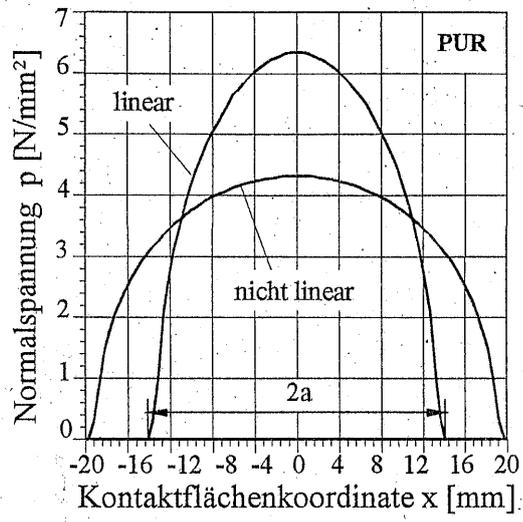


Bild 3

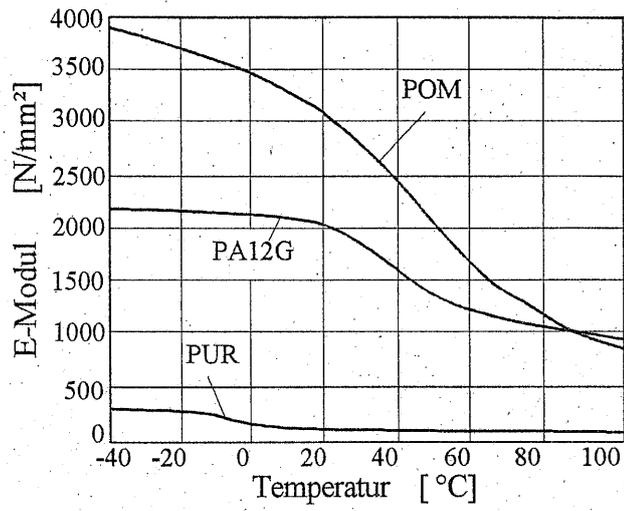


Bild 4

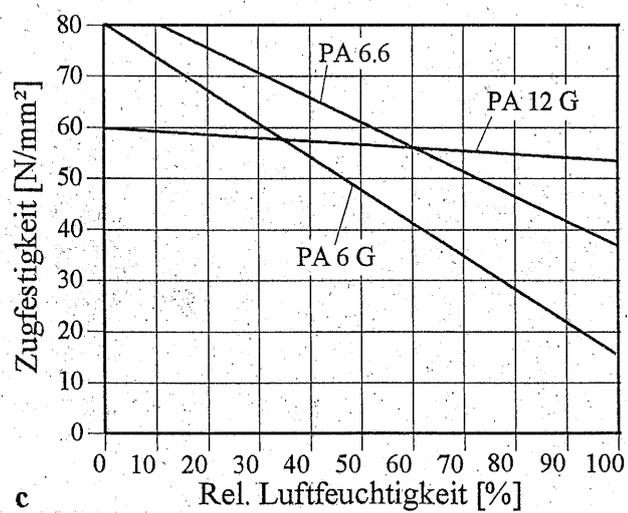
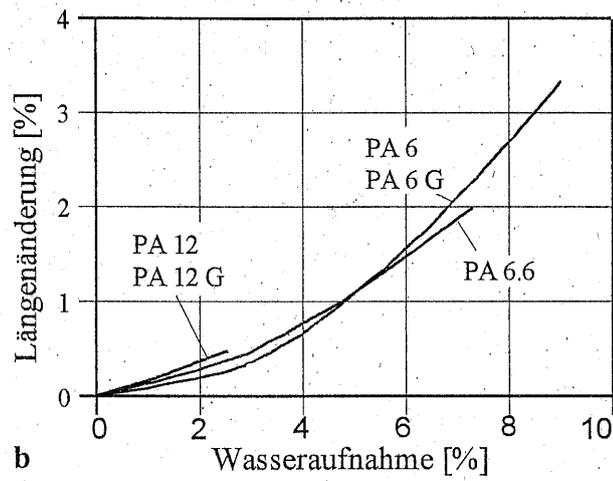
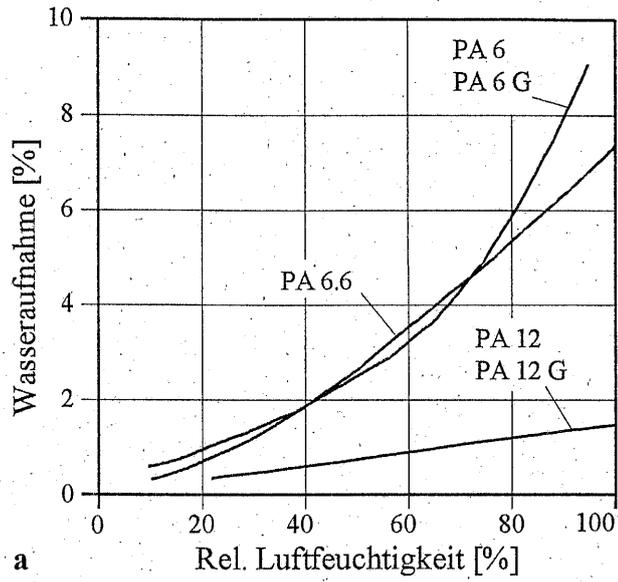


Bild 5

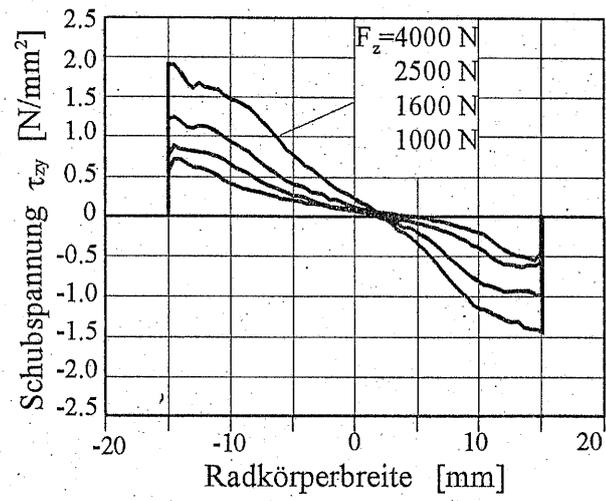


Bild 6

Hauptkrümmungsebene 1 Hauptkrümmungsebene 2

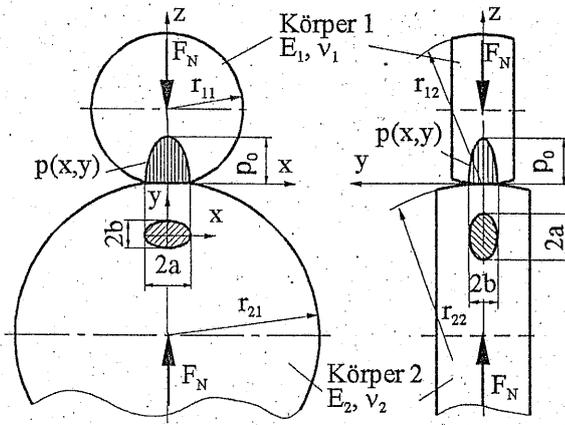


Bild 7

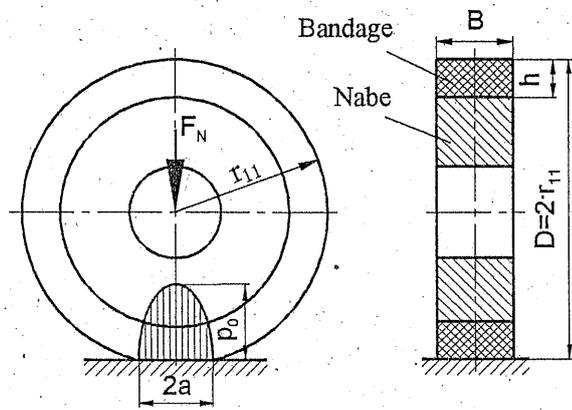


Bild 8

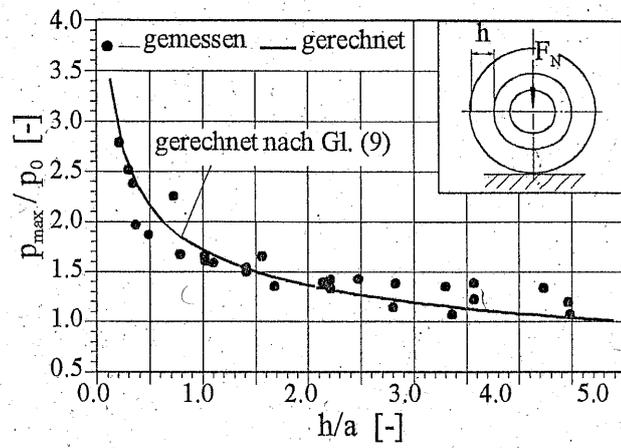


Bild 9

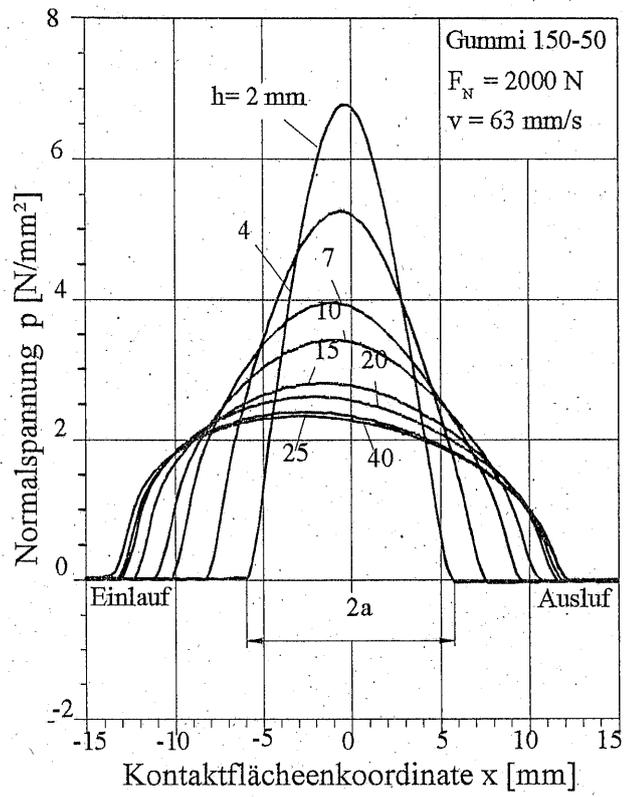


Bild 10

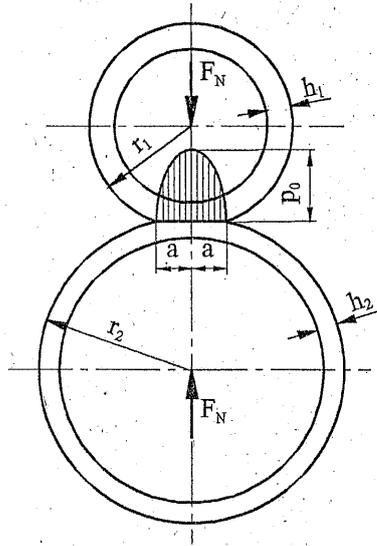


Bild 11

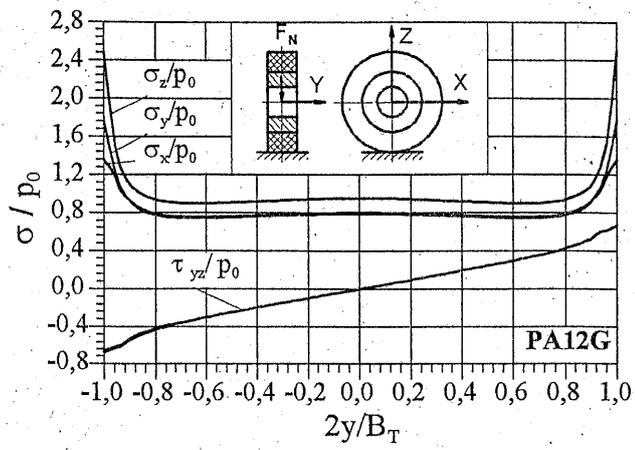


Bild 12

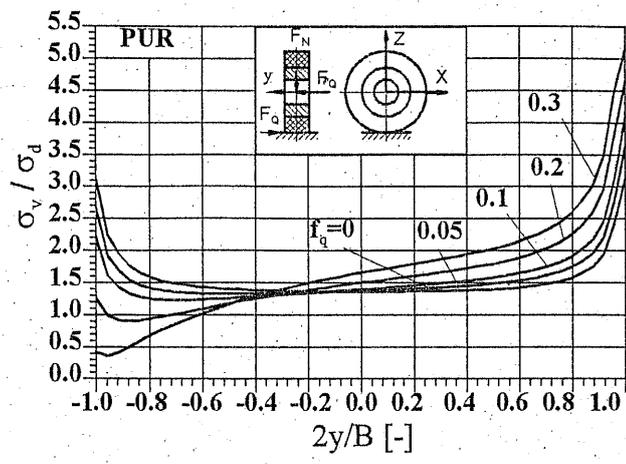


Bild 13

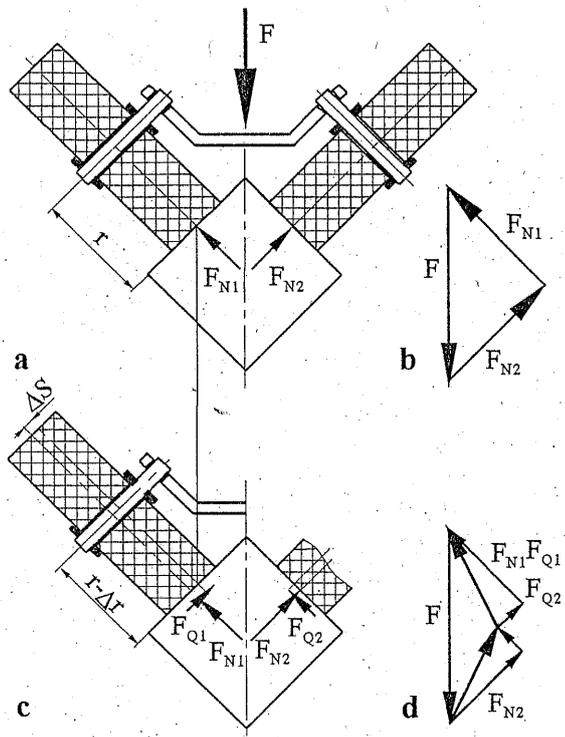
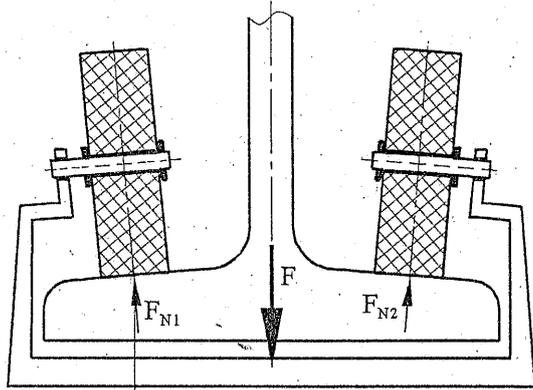
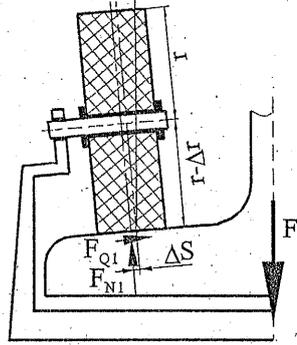


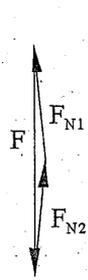
Bild 14



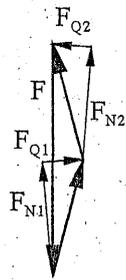
a



b



c



d

Bild 15

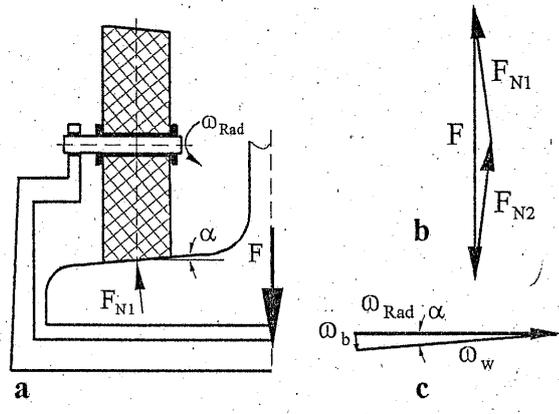


Bild 16

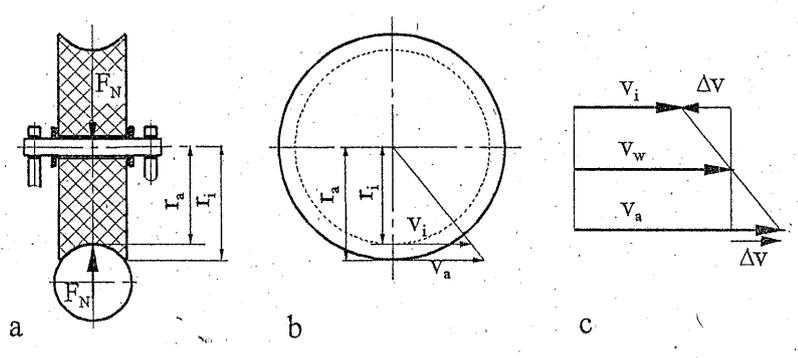


Bild 17

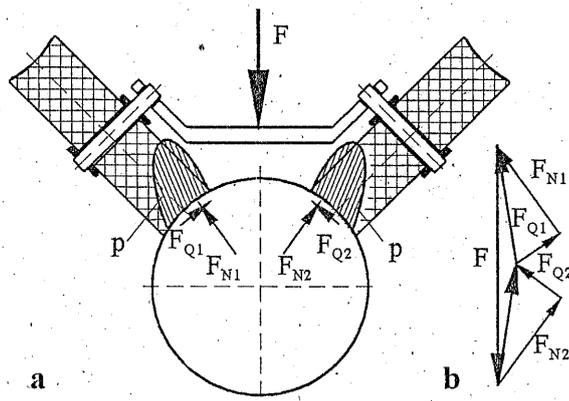


Bild 18

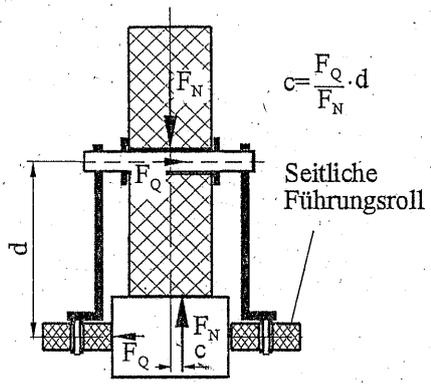


Bild 19

		PA12G	POM	PUR
E-Modul [N/mm ²]	20 °C	2.315	3.125	67
	50 °C	1.400	2.000	45
Querkontraktionszahl	20 °C	0,42	0,40	0,46
	50 °C	0,45	0,44	0,47
Härte		75 Shore D	100 Shore D	90 Shore A
Reibungszahl gegen Stahl		0,36..0,47	0,31	0,45..0,80
Streckspannung [N/mm ²]	20 °C	45	60	25
	50 °C	62	80	50
Verlustfaktor (tan δ)	20 °C	0,009	0,019	0,046
	50 °C	0,032	0,028	0,034
Wärmedehnung [10 ⁻⁴ /°C]		1,0..1,8	1,1..1,3	1,9..2,2
Wärmeleitung [W/(mK)]		0,27	0,3	0,25

Tabelle 1

$\cos\tau$	1	0.9467	0.8441	0.7238	0.5999	0.4796	0.3662	0.2617	0.1658	0.0790	0
s^*	0	0.4014	0.5114	0.5938	0.6642	0.7278	0.787	0.8433	0.8972	0.9493	1
l^*	∞	4.0141	2.5570	1.9795	1.6605	1.4556	1.3117	1.2047	1.1215	1.0548	1

Tabelle 2