

## Erste Erfahrungen mit Finite-Elemente-Modellen für Ackerschlepperreifen

Von Ingo Bolling, München\*)

DK 631.372:629.11.012.55:519.673

Die Marktbedingungen setzen dem Aufwand für die Entwicklung und Konstruktion von AS-Reifen deutliche Grenzen. Erfahrungen bei Pkw- und Lkw-Reifen sind zudem nur bedingt auf AS-Reifen übertragbar, wie das vorgestellte Schrifttum zeigen soll. So werden dort Finite-Elemente-Modelle eingesetzt, die fest an die einzelne Konstruktion gebunden sind, was sich für AS-Reifen als zu aufwendig erweist. Es wurden daher untersucht, wie:

1. die Finite-Elemente-Methode zur Berechnung von AS-Reifen eingesetzt werden kann,
2. die Anpassungsfähigkeit des Modelles an verschiedene Reifenkonstruktionen erhöht werden kann.

Anhand umfangreicher Meßdaten können die Rechenergebnisse kritisch gewertet werden.

### 1. Einleitung

Der Markt für Schlepperreifen ist durch eine große Vielfalt im Angebot bei relativ geringen Stückzahlen im Vergleich zu Pkw- und Lkw-Reifen gekennzeichnet. Somit setzen wirtschaftliche Gesichtspunkte dem Aufwand für die Entwicklung und Konstruktion der AS-Reifen deutliche Grenzen.

Erfahrungen mit Pkw- und Lkw-Reifen können nur teilweise genutzt werden, da der AS-Reifen völlig anderen Einsatzbedingungen auf Straße, Wiese, Feld und im Forst ausgesetzt ist und zusätzliche Funktionen wie den Formschluß mit dem Boden als auch die Federung und Dämpfung des Schleppers übernimmt.

Die Hauptfunktion der AS-Reifen ist es, Radlast und Antriebsleistung bei gutem Wirkungsgrad möglichst schonend auf den Boden zu übertragen. Sie prägt auch ihr charakteristisches Erscheinungsbild: großes Volumen, da mit wachsender Breite und vor allem mit zunehmendem Durchmesser Rollwiderstand und Bodendruck sinken, während die Traktion, zusätzlich unterstützt durch die Verzahnungswirkung der großen Stollen, steigt.

Diese funktionellen Unterschiede und die — trotz hoher Stückpreise — geringere wirtschaftliche Bedeutung gegenüber den Pkw- und Lkw-Reifen sind verantwortlich für die vergleichsweise bescheidenen Anstrengungen bei der Erarbeitung geeigneter Berechnungsmodelle für AS-Reifen. Im folgenden wird untersucht, ob die Methode der Finiten Elemente (MFE), deren Schlagkraft gerade bei komplizierten geometrischen Strukturen (Reifenortus mit Stollen) zur Geltung kommt, zur Modellierung von AS-Reifen eingesetzt werden kann.

### 2. Entwicklung von Modellen zur Berechnung von Reifen

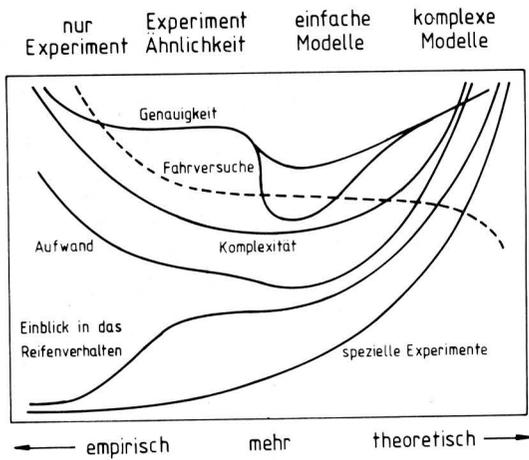
Untersuchungen des Verhaltens von AS-Reifen wurden nach dem Kriege von *Bock u. Lange* im Institut für Schlepperforschung der FAL in Wiederaufnahme älterer Arbeiten von *H. Meyer* durchgeführt. Von *Söhne* [1] wurde begonnen, theoretische Grundlagen der Druckverteilung und der Kraftübertragung zwischen Reifen und Boden zu erarbeiten. Zur selben Zeit erschien in den USA die Arbeit von *Mullin* [2].

Bereits 1947 führte *Kraft* [3] Pkw-Reifentests durch. Mittels experimenteller Ergebnisse und der Schalentheorie stellte *Rotta* [4] ein Reifenmodell auf. Auch *Hofferberth* [5] und *Akasaka* [6] arbeiteten mit der Schalentheorie. Geschlossene Lösungen für den Diagonalreifen mit der Mechanik der anisotropen elastischen Membran und für den Radialreifen mit der Mechanik des elastisch gebetteten Kreisrings wurden von *Böhm* [7] 1966 angegeben. Er berücksichtigt auch die tatsächlich vorhandenen großen Verformungen des Luftreifens im Einsatz.

Spezielle Modelle für Ackerschlepperreifen erarbeiteten mit Hilfe von Ähnlichkeitsbetrachtungen *Sitkei u. Söhne* [8] sowie später *Krick* [9], *Sharon* [10] und *Steiner* [11]. In jüngster Zeit wurden nun einige Arbeiten veröffentlicht, die sich der Methode der Finiten Elemente bedienen. Während sich *Ridha* [12, 13], *Hunckler* [14] sowie *Patel u. Kennedy* [15] mit Pkw-Reifen beschäftigten, untersuchten *Watanabe u. Kaldjian* [16] Motorradreifen. Die Arbeit von *De Eskinazi u. Ridha* [17] befaßt sich als eine der wenigen mit großvolumigen Erdbaumaschinenreifen, sie untersucht jedoch nur den Innendruckeinfluß.

Allen Arbeiten gemeinsam ist die Auslegung des Modelles auf die konstruktiven Besonderheiten eines einzelnen Reifentyps. Die aufgezählten Modelle können gut in die Darstellung nach *Pacejka* [18], Bild 1, eingeordnet werden. Umgekehrt erlaubt Bild 1 auch die Auswahl eines Modelles für eine spezielle Anwendung.

\*) Dipl.-Ing. I. Bolling ist Akad. Rat a.Z. am Lehrstuhl für Landmaschinen (Leiter: o. Prof. Dr.-Ing. K.Th. Renius, vorm.: em. o. Prof. Dr.-Ing. Dr. agr. h.c. W. Söhne) der TU München.



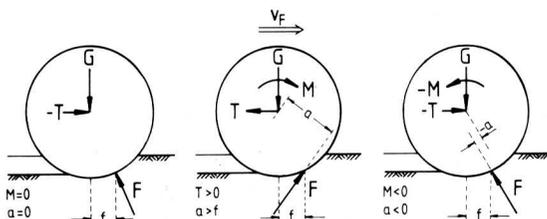
**Bild 1.** Einteilung von Berechnungsmodellen für Reifen; nach Pacejka [18].

### 3. Bemerkungen zur Reifenmechanik

Wie der Abriss über die Entwicklung der Rechenmodelle für Reifen zeigt, ist es sinnvoll, bekannte experimentell und theoretisch gefundene Eigenschaften der Reifen zu studieren, um dann zur Modellierung zu schreiten. **Bild 2** zeigt drei wichtige Fahrzustände des Rades:

- a) gezogenes Rad:  
Es dreht sich frei um den Radmittelpunkt. Ein Moment  $M$  wird weder eingeleitet noch abgenommen. Das Rad überträgt die Radlast  $G$  auf den Boden und muß mit der Zugkraft (negative Triebkraft)  $-T$  bewegt werden. Die Bodenreaktion  $F$  steht mit den Größen  $-T$  und  $G$  im Gleichgewicht.
- b) ziehendes Rad:  
Ein Moment  $M$  wird (z.B. vom Schleppergetriebe) eingeleitet. Das Rad erzeugt eine Triebkraft  $T$ . Die Wirkungslinie der Bodenreaktion  $F$  hat sich gegenüber Fall a) stark geändert.
- c) gebremstes Rad:  
Ein Moment  $M$  wird durch Bremsen vom Rad abgenommen. Zur Fortbewegung ist wie in a) eine Zugkraft (z.B. Schwerkraft am Hang oder Trägheitskraft)  $-T$  nötig. Entsprechend verläuft die Wirkungslinie der Bodenreaktion  $F$ .

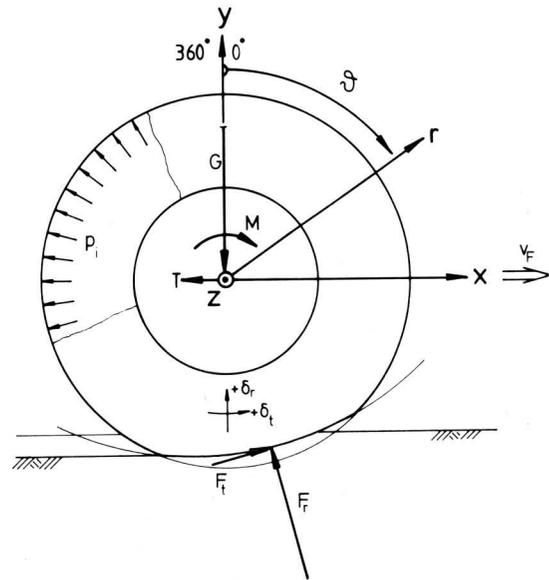
a) gezogenes Rad    b) ziehendes Rad    c) gebremstes Rad



**Bild 2.** Kräftegleichgewicht bei wichtigen Fahrzuständen des starren Rades; nach Söhne [19].

F Bodenreaktionskraft    M Drehmoment  
G Radlast    T Triebkraft

Die Fälle a, b, c können mit den in **Bild 3** eingetragenen Kräften  $G$ ,  $T$ ,  $F_t$ ,  $F_r$  und dem Moment  $M$  erfaßt werden. Ferner wird die Wirkung des Innendruckes  $p_i$  auf die Reifenlauffläche dargestellt und das karthesische Koordinatensystem  $(x, y, z)$  sowie das Polarkoordinatensystem  $(r, \vartheta, z)$  definiert. Die positiven Zählrichtungen für die radiale ( $\delta_r$ ) und die tangentiale Reifenverformung  $\delta_t$  sind ebenfalls ersichtlich. Der Reifen bewegt sich wie bei Fall b) aus **Bild 2** in positive  $x$ -Richtung.

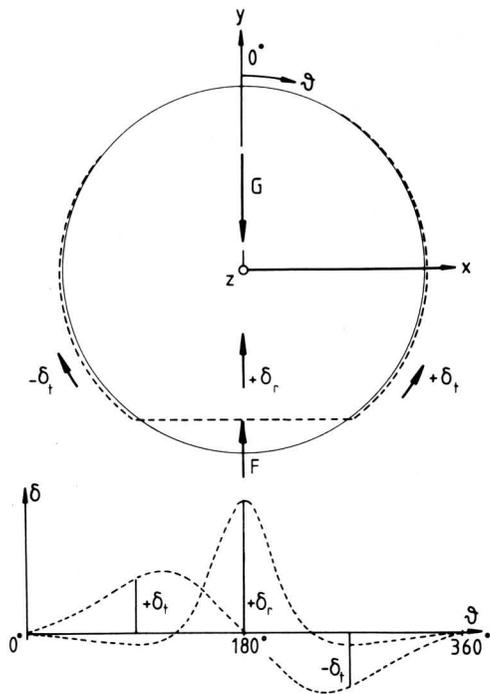


**Bild 3.** Definition des kartesischen  $(x, y, z)$  und polaren  $(r, \vartheta, z)$  Koordinatensystems am Reifen.

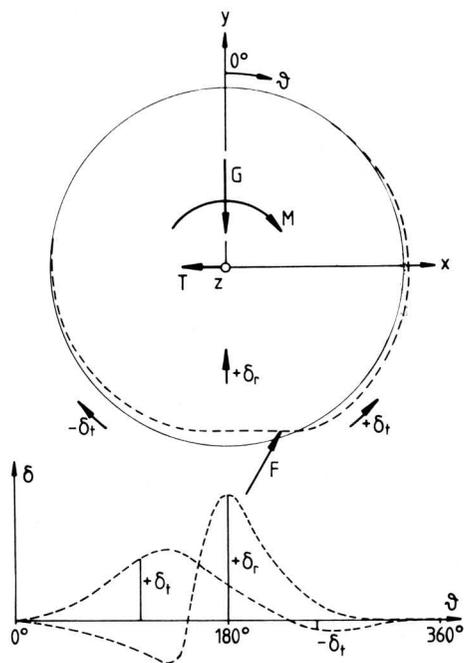
$\delta_r, \delta_t$  radiale bzw. tangentiale Reifenverformung  
 $F_r, F_t$  radiale bzw. tangentiale Komponente der Bodenreaktionskraft  
 $p_i$  Reifen-Innendruck  
 $v_F$  Fahrgeschwindigkeit

**Bild 4 und 5** sollen die im weiteren gewählte Darstellungsart der Reifenverformungen in der Laufflächenmitte im  $\delta, \vartheta$ -Diagramm erläutern. In **Bild 4** oben drückt die Radlast  $G$  den Luftreifen auf eine ebene starre Bahn. In der Kontaktfläche federt der Reifen radial zum Mittelpunkt hin ein,  $\delta_r$  ist also im Bereich um  $\vartheta = 180^\circ$  positiv. Vor und hinter der Kontaktfläche baucht der Reifen aus und bewegt sich radial vom Mittelpunkt weg; hier ist  $\delta_r$  negativ. Da die tangentiale Verformung  $\delta_t$  entgegen dem Uhrzeigersinn positiv gezählt wird,  $G$  aber den Reifen symmetrisch zu seiner  $y$ -Achse verformt, ist die Kurve  $\delta_t(\vartheta)$  im  $\delta, \vartheta$ -Diagramm unten in **Bild 4** punktsymmetrisch zu  $\vartheta = 180^\circ$ .

Nun wird der allgemeine Belastungsfall des Reifens in **Bild 5** (vgl. auch **Bild 2b** und **Bild 3**) betrachtet. Die Bodenreaktion  $F$  hat eine Komponente in  $x$ -Richtung, die der Triebkraft  $T$  das Gleichgewicht hält und im Bereich  $0^\circ \leq \vartheta \leq 180^\circ$  den Reifen ausbaucht. Dieser Effekt kann auch so gedeutet werden, daß das Antriebsmoment  $M$  den Reifen in die Kontaktfläche mit dem Bodenwiderstand  $F$  hineinzwingt. Die Radlast  $G$  bewirkt wieder die Abplattung in der Kontaktfläche. Durch die starke Ausbauchung im Einlaufbereich wird  $\delta_r$  hier negativ, in der abgeplatteten Zone ist  $\delta_r$  wieder positiv – wie in **Bild 4** – wird aber dann nicht mehr negativ. Somit weist der Verlauf der radialen Verformung  $\delta_r$  in **Bild 5** aufgrund des Momentes  $M$  eine Unsymmetrie auf. Desgleichen verliert der Verlauf von  $\delta_t$  seine punktsymmetrische Form aus **Bild 4**.



**Bild 4.** Reifenverformung (qualitativ) infolge einer Radlast  $G$ ; oben: radiale ( $\delta_r$ ) und tangentiale Verformung ( $\delta_t$ ) gestrichelt über dem unverformten Reifen aufgetragen, unten: Auftragung der Verformungen in Abhängigkeit vom Umfangswinkel  $\vartheta$ .

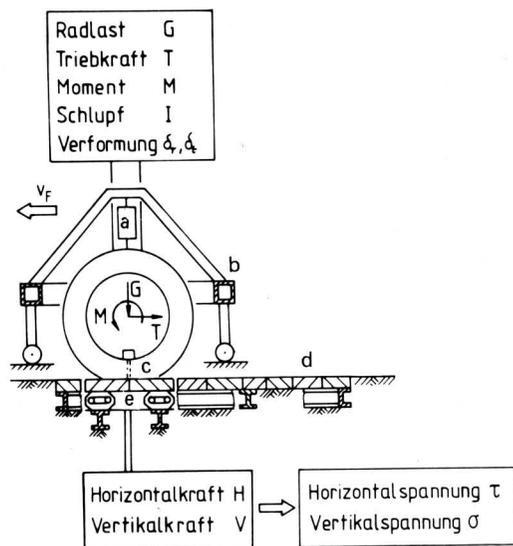


**Bild 5.** Reifenverformung (qualitativ), hervorgerufen durch die Belastungsgrößen Radlast  $G$ , Drehmoment  $M$ , Triebkraft und Bodenreaktionskraft  $F$ ; oben: maßstäblich, unten: im  $\delta, \vartheta$ -Diagramm.

#### 4. Experimentelle Vorarbeiten

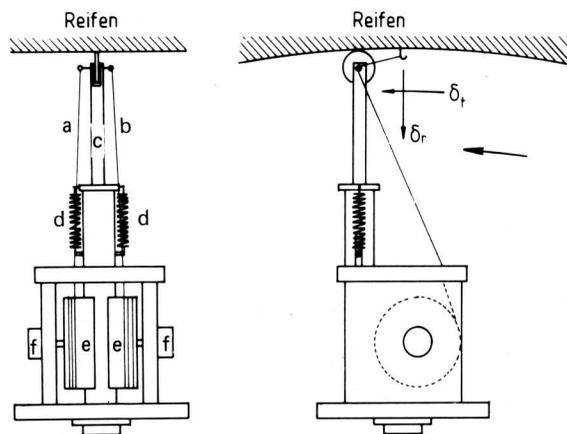
Wie eingangs erwähnt, kann eine Modellierung nur dann erfolgreich sein, wenn vorher möglichst viele experimentelle Ergebnisse ausgewertet werden. Am Institut für Landmaschinen der TU München

lagen u.a. auch durch die Arbeiten von Steiner [11] umfangreiche Messungen der Reifenverformungen vor. Ergänzend wurde in der großen Bodenrinne des Instituts ein Versuchsstand eingerichtet, **Bild 6**. Er erlaubt die Messung der aufgebracht Belastungen  $G$ ,  $M$ ,  $T$  und der Reifenverformungen  $\delta_r, \delta_t$  ebenso wie die Bestimmung der Spannungen  $\sigma$  und  $\tau$  in der Kontaktfläche auf der starren Fahrbahn der Meßplattform  $e$  in **Bild 6**. Die Verformungen werden mit einem Fühler, **Bild 7**, registriert, der in der Felge montiert ist. Vor Meßbeginn durchfährt der Reifen eine Anlaufstrecke  $d$  in **Bild 6**, da ein statisches Aufbringen der Last das Durchwalken behindert und so fehlerhafte, zu niedrige Meßwerte der Verformungen ergibt.



**Bild 6.** Versuchsaufbau zur Messung der Kräfte, Momente und Verformungen am Reifen sowie zur Bestimmung der Spannungen in der Kontaktfläche.

- a Zylinder zum Einstellen der Radlast
- b Bodenrinnenwagen
- c Reifen mit Meßfühler für die Reifenverformung
- d Anlaufstrecke
- e Meßplattform mit Dehnmeßfedern



**Bild 7.** Fühler zur Messung der Reifenverformungen  $\delta_r$  und  $\delta_t$ .

- a Seil zur Messung von  $\delta_t$
- b Seil zur Messung von  $\delta_r$
- c Teleskoparm
- d Zugfedern
- e Seilrolle mit Drehfeder
- f Präzisionspotentiometer

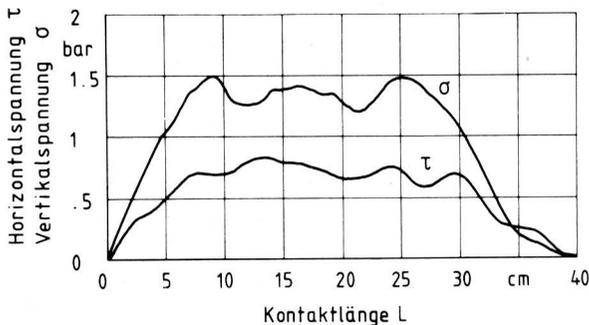
In **Bild 8** sind die aus Messungen ermittelten Spannungen in der Reifenkontaktfläche, die horizontal ( $\sigma$ ) und vertikal ( $\tau$ ) auf die Meßplattform  $e$  (Bild 6) wirken, über der Länge der Kontaktfläche aufgetragen. Der Reifen 16.9R30 hatte beim Versuch einen Innendruck von 1,3 bar, die Radlast betrug 18,5 kN, der Schlupf 12 % und die erzeugte Triebkraft 10 kN.

In **Bild 9** sind Messungen der maximalen am Reifen auftretenden Breite von Flanke zu Flanke aufgezeichnet, wobei Radlast und Innendruck variiert wurden. Zur Messung fuhr der Reifen 16.9R30, damit er vorher einwalken konnte, über die Anlaufstrecke  $d$  (Bild 6) in die Meßvorrichtung ein.

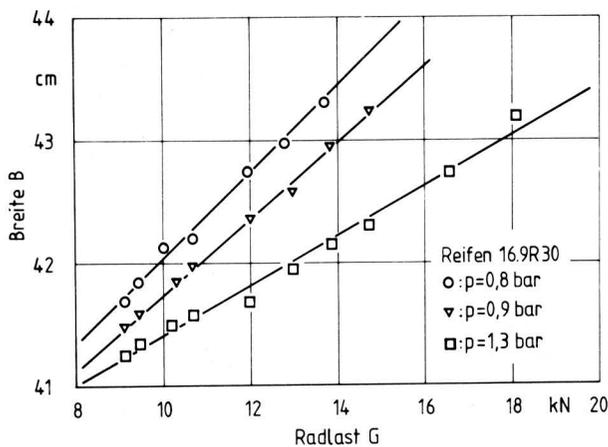
Einige Beispiele der Messungen von *Steiner* [11] zeigen **Bild 10** und **11**. Die Auftragung der Reifenverformungen der Laufflächenmitte in radialer Richtung  $\delta_r$  und in Umfangrichtung  $\delta_t$  erfolgt, wie in Bild 5 erläutert. Bild 11 zeigt Meßergebnisse für den Reifen 13.6R28AS, der nur durch die Radlast  $G$  beaufschlagt ist ( $M = 0$  wie in Bild 4). Wird  $G$  erhöht, steigt auch der Wert der radialen Verformung  $\delta_r$  an.

Eine ähnliche, jedoch schwächere Zunahme von  $\delta_r$  erhält man, wenn bei konstanter Radlast  $G$  der Innendruck  $p_i$  gesenkt wird. Messungen hierzu findet man bei *Sharon* [10], *Steiner* [11], *Chow u. Woo* [20]. Eine gute Übersicht theoretischer und experimenteller Studien an Reifen bieten die Arbeiten von *Sakai* [21, 22]. Diese Betrachtungen gaben Aufschluß über folgende Fragen:

1. Wie beeinflusst die Radlast  $G$  die Reifenverformungen  $\delta_r$ ,  $\delta_t$ ?
2. Wie wirkt sich der Innendruck  $p_i$  auf die Verformungen  $\delta_r$  und  $\delta_t$  aus?



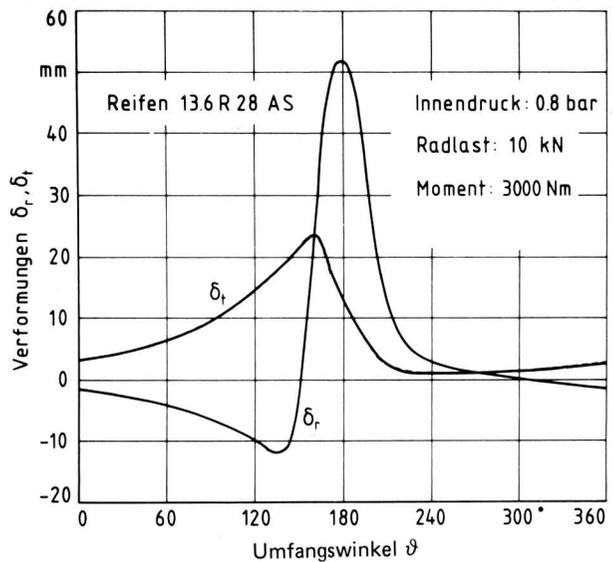
**Bild 8.** Durch Messungen ermittelte Spannungsverteilungen in der Kontaktfläche des Reifens 16.9R30; Radlast  $G = 18,5$  kN, Schlupf 12 %,  $p_i = 1,3$  bar, starre Fahrbahn.



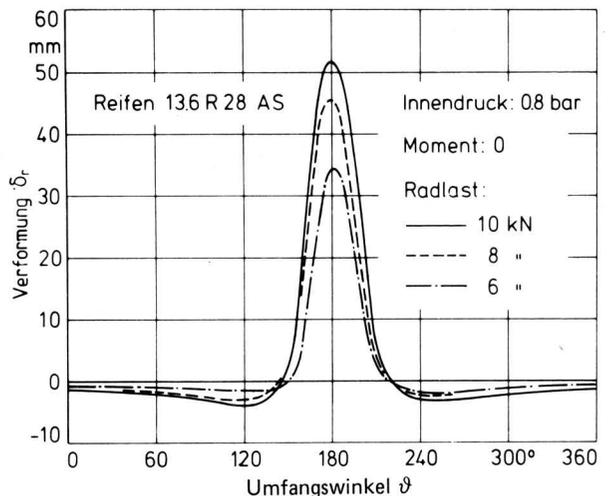
**Bild 9.** Meßwerte der Reifenbreite  $B$  in Abhängigkeit von der Radlast bei verschiedenen Reifen-Innendruck.

3. Wie verändern sich  $\delta_r$  und  $\delta_t$ , wenn in der Radnabe ein Moment  $M$  eingeleitet und eine Triebkraft  $T$  erzeugt wird?
4. Wie sind bei den jeweiligen Belastungen durch  $G$ ,  $T$  und  $M$  die Kontaktflächenpressungen auf starrer Fahrbahn  $\sigma$  und  $\tau$  beschaffen?

Da mit den Versuchen in der Anordnung nach Bild 6 geschlossen alle Daten über die angreifenden Kräfte und Reifenverformungen ermittelt wurden, lagen genügend Informationen vor, um Berechnungen durchzuführen und die Ergebnisse mit den experimentellen Befunden zu vergleichen. In das Berechnungsmodell wurden die im Experiment verwendeten Belastungen eingeführt und anschließend die mit der Methode der Finiten Elemente berechneten Verformungen mit den gemessenen verglichen.



**Bild 10.** Gemessene radiale ( $\delta_r$ ) und tangentiale Reifenverformung ( $\delta_t$ ) eines ziehenden Reifens in Abhängigkeit vom Umfangswinkel  $\vartheta$ ; nach *Steiner* [11].



**Bild 11.** Gemessene radiale Reifenverformung in Abhängigkeit vom Umfangswinkel bei verschiedenen Radlasten; nach *Steiner* [11].

## 5. Finite-Elemente-Modell für AS-Reifen

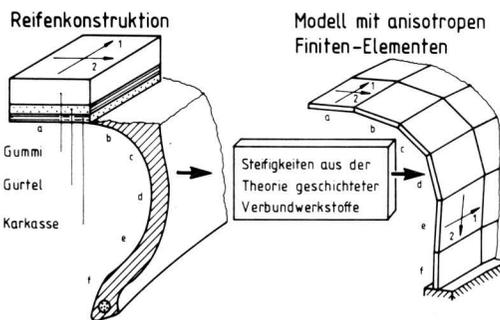
Wie oben erläutert, sind die bisher veröffentlichten FE-Modelle für Reifen jeweils stark auf einen bestimmten Reifentyp zugeschnitten. So ist in vielen Fällen die Untersuchung einer geometrischen Variante der Stollen oder der Gürtel- und Flankenbewehrung praktisch mit der Formulierung eines neuen Modells verbunden, während Materialkennwerte und Belastung relativ einfach geändert werden können.

Neben der geringen Flexibilität bei der Anwendung auf verschiedene Reifentypen ist die stark detaillierte Modellierung stets mit einer großen Anzahl von Finiten Elementen verbunden. Aufwand und Komplexität, aber auch die erzielbare Genauigkeit der Berechnung sind also gemäß Bild 1 hoch. Mit dem Modell nach Bild 12 wurde daher versucht, den Rechenaufwand zu senken und die Flexibilität zu steigern, ohne zu viel an Genauigkeit zu verlieren.

Zunächst wird die gegebene Reifenkonstruktion entsprechend Bild 12 links in die Abschnitte a–f zerlegt. Diese werden als ebene Schalenelemente aus geschichteten Verbundwerkstoffen aufgefaßt. Die Steifigkeits- und Materialeigenschaften der einzelnen Bauteile von Lauffläche, Gürtel und Karkasse werden nun durch Material- und Steifigkeitseigenschaften der Finite-Schalen-Elemente ersetzt, die die gegebene Konstruktion möglichst präzise abbilden. Die bisherigen Untersuchungen haben ergeben, daß als Ersatz-Schalen zu mindest isoparametrische Elemente mit orthogonaler Anisotropie gewählt werden müssen. Noch günstiger sind räumliche Elemente mit frei wählbaren Richtungen der Anisotropie und Ansätzen für größere Verschiebungen, die auch größere Verwindungen des Elementes zulassen.

Die Bedingung der Anisotropie ist leicht einzusehen, wenn man an die Bewehrung eines Gürtelreifens denkt. Er besitzt in Umfangsrichtung (Richtung "1" in Bild 12) einen biegeweichen, jedoch sehr zugsteifen Gürtel in der Lauffläche. Von Flanke zu Flanke spannen sich in der radialen bzw. axialen Richtung "2" in Bild 12 die Einlagen der Karkasse. Damit ist der Reifenunterbau stark in die orthogonalen Richtungen "1" und "2" orientiert; die Material- und Steifigkeitseigenschaften in beiden Richtungen sind sehr unterschiedlich. Beim Diagonalreifen jedoch ergeben sich "Ersatz-Elemente", die weitaus geringere Unterschiede bei Material und Steifigkeit zwischen den Richtungen "1" und "2" aufweisen. Bild 13 zeigt den Aufriß und eine Querschnittshälfte des Reifentorus, wobei eine Reifenhälfte durch 180 "Ersatz-Elemente" abgebildet wird.

Obwohl für den ersten Berechnungsschritt, die Übertragung der Eigenschaften der gegebenen Reifenkonstruktion auf ein "Ersatz-Element", umfangreiches Schrifttum vorliegt [24 bis 31], bereitet dies dennoch große Schwierigkeiten, da zwar viele Berechnungsverfahren angegeben werden, Materialkennwerte aber weitgehend fehlen. Um das Modell nach Bild 13 dennoch testen zu können,

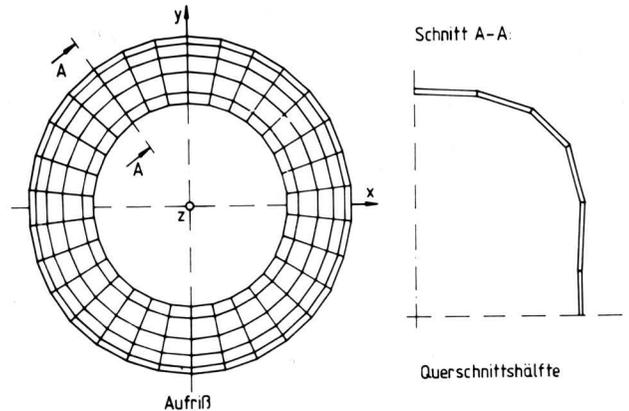


**Bild 12.** Nachbildung der Reifenkonstruktion durch ein Modell mit Finiten-Schalen-Elementen, das die gleichen mechanischen Eigenschaften besitzt.

a bis f Abschnitte des Reifenquerschnitts

1, 2 Richtungen der orthotropen Materialeigenschaften

wurden die Materialkennwerte innerhalb der abgeschätzten Schranken systematisch variiert. Für die Betrachtungen wurde der Reifen 16.9R30 gewählt, für den auch die meisten Meßdaten vorlagen.



**Bild 13.** Modell eines AS-Reifens mit Finite-Schalen-Elementen ISO 2 des Programmpakets SET [23].

## 6. Rechenergebnisse und Verbesserungen am Modell

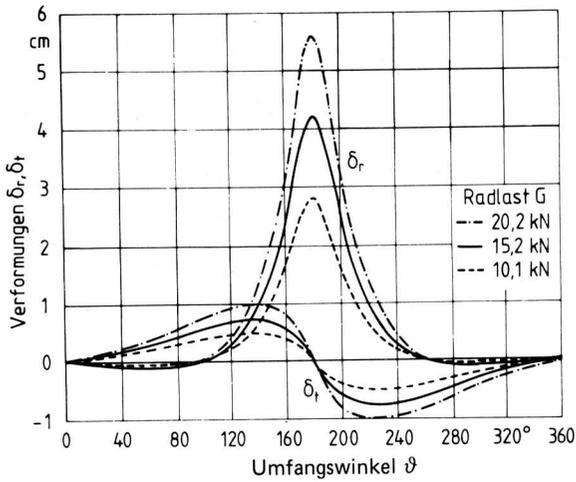
Bild 14 und 15 zeigen die radiale ( $\delta_r$ ) und tangentialer Verformung ( $\delta_t$ ) der Laufflächenmitte, über dem Reifenumfangswinkel  $\vartheta$  aufgetragen. Für diese ersten Berechnungen wurde die Anisotropie des Gürtelreifens lediglich dadurch berücksichtigt, daß der E-Modul bei den Finiten Elementen der Lauffläche höher angesetzt wurde als bei den Finiten Elementen in der Reifenflanke. Die eingangs erläuterten Einflüsse von Radlast und Moment werden in der Tendenz richtig wiedergegeben: Der nur durch eine Radlast beanspruchte Reifen in Bild 14 weist eine um  $\vartheta = 180^\circ$  symmetrische radiale Verformung  $\delta_r$  und eine zu  $\vartheta = 180^\circ$  punktsymmetrische tangentialer Verformung  $\delta_t$  auf. Wachsende Radlasten erhöhen die Amplituden der Kurven (vgl. auch Bild 4). Dieses Rechenergebnis steht qualitativ ganz im Einklang mit den Messungen, wenngleich die Verformungen quantitativ teilweise stark differieren, da ja viele Materialkennwerte geschätzt werden mußten.

In einem weiteren Rechengang wurde die Triebkraft variiert, Bild 15, jedoch zeigte sich hierbei nicht die bei Messungen (Bild 5 und 10) charakteristische radiale Ausbauchung  $\delta_r$  des Reifens im Bereich  $0^\circ < \vartheta < 160^\circ$ . Auch das Abwandern der tangentialen Verformung  $\delta_t$  in den positiven Bereich ( $\delta_t > 0$  für  $\vartheta > 180^\circ$ ) und die deutliche Abweichung von der Punktsymmetrie (Bild 10) werden von der Rechnung nur sehr unvollkommen wiedergegeben. Daraufhin wurden am Modell zwei Verbesserungen vorgenommen:

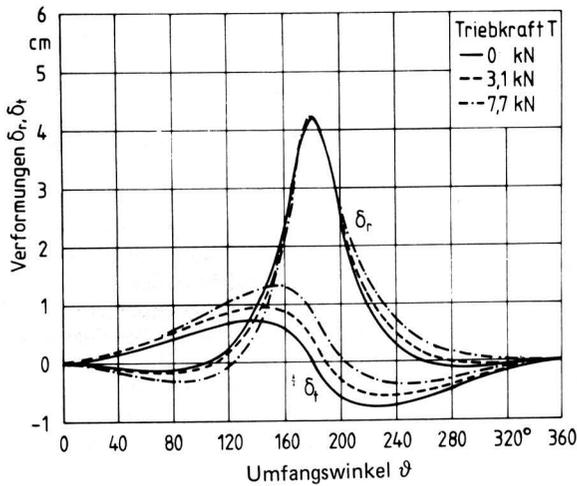
1. Es wurden Finite Elemente gewählt, bei denen verschiedene E-Moduln in Richtung "1" und "2" (Bild 12) definiert werden können, die also orthogonal anisotrop (orthotrop) sind.
2. Die auftretenden großen Verformungen wurden durch geometrisch nichtlineare Rechnung genauer erfaßt.

Falls dies nicht schon im verwendeten Finite-Elemente-Programm vorgegeben ist, bringt man dazu die Last in Stufen auf und berücksichtigt dabei die von Stufe zu Stufe zunehmenden Verformungen des Reifens.

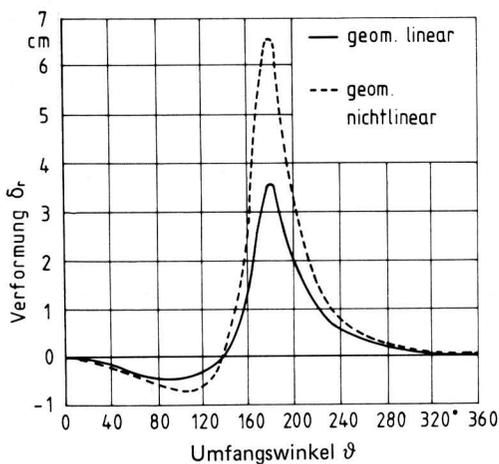
Den Effekt einer 3stufigen, nichtlinearen Rechnung gegenüber der linearen zeigt Bild 16. Im Bereich  $0^\circ < \vartheta < 140^\circ$  ist bei geometrisch nichtlinearer Rechnung eine deutliche radiale Ausbauchung des Reifens und bei  $\vartheta = 180^\circ$  eine deutlich stärkere maximale Reifeneinfederung zu verzeichnen, wenn eine Radlast und eine Triebkraft am Reifen wirksam sind.



**Bild 14.** Berechnete Verformungen des Reifens 16.9R30 in Abhängigkeit vom Umfangswinkel bei verschiedenen Radlasten;  $p_i = 1$  bar; nach Heemeyer [32].



**Bild 15.** Berechnete Verformungen des Reifens 16.9R30 in Abhängigkeit vom Umfangswinkel bei verschieden großer Triebkraft;  $G = 15,2$  kN,  $p_i = 1$  bar; nach Heemeyer [32].



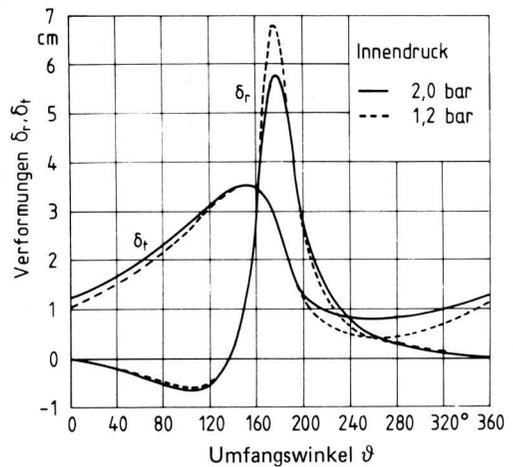
**Bild 16.** Radiale Verformung des Reifens 16.9R30 in Abhängigkeit vom Umfangswinkel, geometrisch linear und geom. nichtlinear berechnet mit anisotropen Finiten Elementen;  $G = 16$  kN,  $T = 9$  kN,  $p_i = 1,2$  bar.

Die anisotrope bzw. orthotrope und geometrisch nichtlineare Rechnung gibt auch den Einfluß des Reifennendruck qualitativ korrekt wieder. Wie **Bild 17** zeigt, nimmt die maximale radiale Einfederung  $\delta_r$  bei  $\vartheta = 180^\circ$  mit zunehmendem Innendruck ab.

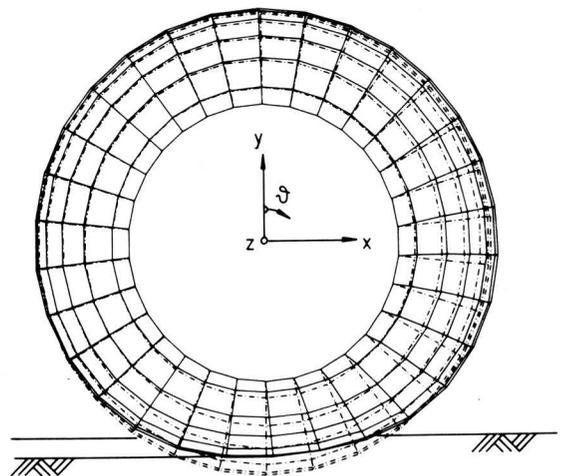
In **Bild 18** ist die unverformte und die verformte Reifenkontur in der Seitenansicht dargestellt. Beginnend in der Laufflächenmitte (Position A) bis hin zum Beginn der Flanke (Position E), werden die radialen und tangentialen Verformungen der Lauffläche in regelmäßigen Abständen in Abhängigkeit vom Umfangswinkel  $\vartheta$  ausgegeben, **Bild 19**.

Während sich die tangentialen Verformungen der Lauffläche (Strich-Punkt-Linien) von der Reifenmitte A bis hin zum Bereich der Flanke E kaum verändern, reduziert sich die maximale radiale Reifeneinfederung  $\delta_r$  (ausgezogene Linien) von 53 mm bei A auf 45 mm bei E.

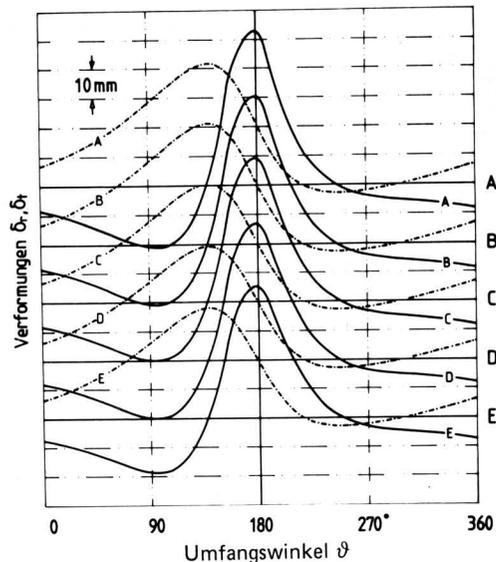
**Bild 20** zeigt für verschiedene Umfangswinkel  $\vartheta$  den verformten und den unverformten Reifenquerschnitt. Bei  $\vartheta = 204^\circ$ , also in der Kontaktfläche, ist der Reifen radial eingefedert, die übrigen Querschnitte – von Winkelbereichen außerhalb der Kontaktzone – zeigen, daß hier die Lauffläche radial ausbaucht.



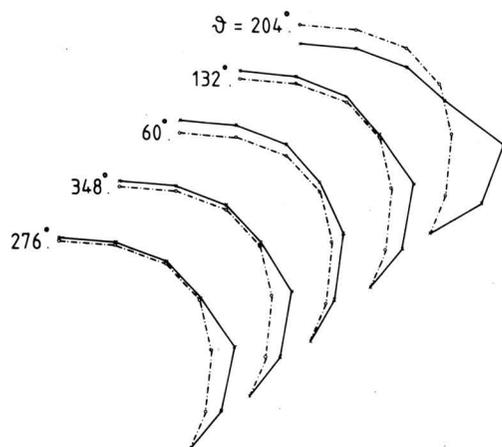
**Bild 17.** Berechnete Verformung des Reifens 16.9R30 bei verschiedenem Innendruck; geometrisch nichtlineare Rechnung mit anisotropen Finiten Elementen,  $G = 16$  kN,  $T = 8$  kN.



**Bild 18.** Aufriß der verformten und unverformten Finite-Elemente-Struktur des Reifens 16.9R30;  $G = 15$  kN,  $T = 6,5$  kN,  $p_i = 0,8$  bar.



**Bild 19.** Berechnete Verformungen ( $\delta_r$ : —;  $\delta_t$ : - - -) an verschiedenen Stellen des Querschnitts (A: Laufflächenmitte, E: Laufflächenrand) des Reifens 16.9R30;  $G = 15 \text{ kN}$ ,  $T = 6,5 \text{ kN}$ ,  $p_i = 0,8 \text{ bar}$ , nach *Pfleiderer* [33].



**Bild 20.** Querschnittshälften der verformten und unverformten (Strich-Punkt-Linien) Finite-Element-Struktur des Reifens 16.9R30 für verschiedene Umfangswinkel;  $G = 15 \text{ kN}$ ,  $T = 6,5 \text{ kN}$ ,  $p_i = 0,8 \text{ bar}$ .

## 7. Zusammenfassung

Einige wichtige Berechnungsmodelle für Reifen wurden vorgestellt und mit Hilfe eines Diagrammes, Bild 1, in mehr empirisch oder mehr theoretisch orientierte Verfahren eingeteilt. Bemerkungen zur Reifenmechanik machen die wichtigsten Lastfälle und das Verformungsverhalten von Reifen deutlich. Experimentelle Vorarbeiten dienen dem Studium des Reifenverhaltens und lieferten Meßwerte, mit denen die Rechenergebnisse kontrolliert wurden.

Um gegenüber den bisher bekannten Finite-Elemente-Modellen für Reifen die Flexibilität in der Anwendung zu erhöhen und den Rechenaufwand zu senken, überführt das beschriebene Modell die gegebene Reifenkonstruktion zunächst in "Finite-Ersatz-Schalen-Elemente", die eine Formulierung der Orthotropie gestatten müssen. Diese Finite-Elemente-Struktur muß geometrisch nichtlinear berechnet werden, da die üblichen Reifenverformungen "groß" im Sinne der technischen Mechanik sind.

Während viele Messungen über das Belastungs-Verformungs-Verhalten von Reifen vorliegen und diesbezügliche Rechenergebnisse gut kontrolliert werden können, sind die Kenntnisse über Materialdaten von Reifenwerkstoffen und von Verbundmaterialien aus Gummi, Kord und Stahl bisher ungenügend. Daher kann das Modell quantitativ noch nicht exakt beurteilt werden. Die bisherigen Ergebnisse zeigen aber, daß unter den gemachten Voraussetzungen die Einflüsse von Radlast, Triebkraft und Reifen-Innendruck qualitativ richtig wiedergegeben werden.

## Schrifttum

- [ 1 ] *Söhne, W.*: Die Kraftübertragung zwischen Schlepperreifen und Ackerboden. Grundl. Landtechnik Heft 3 (1952) S. 75/87.
- [ 2 ] *Mullin, G.F.*: Effect of inflation pressure on rear tractor tire life. 47. Annual ASAE Meeting, Minneapolis, Minnesota, 1954.
- [ 3 ] *Kraft, P.*: Untersuchungen über die Größe der Berührungsfäche, der Bodendrücke und Horizontalkräfte an rollenden Luftreifen. Diss. TH Stuttgart 1947.
- [ 4 ] *Rotta, J.*: Zur Statik des Luftreifens. Ing. Arch. Bd. 17 (1949) Nr. 1/2, S. 129/41.
- [ 5 ] *Hofferberth, W.*: Zur Festigkeit des Luftreifens. Kautschuk und Gummi Bd. 9 (1959) Nr. 9, S. 225/31.
- [ 6 ] *Akasaka, T.*: Mechanik des Reifens, Teil 7: Analytische Theorie einer orthogonal anisotropen Toroidschale hyperbolischen Typs. Report of the Faculty of Engineering, Chuo University Tokyo, B-13 (1960) Nr. 34.
- [ 7 ] *Böhm, F.*: Zur Mechanik des Luftreifens. Habilitationsschrift TH Stuttgart 1966.
- [ 8 ] *Sitkei, G. u. W. Söhne*: Beziehungen zwischen den Kenngrößen von Ackerschlepperreifen auf fester Fahrbahn. Grundl. Landtechnik Bd. 19 (1969) Nr. 2, S. 29/68.
- [ 9 ] *Krick, G.*: Die Wechselbeziehungen zwischen starrem Rad, Luftreifen und nachgiebigem Boden. Diss. TU München 1971.
- [ 10 ] *Sharon, I.*: Untersuchungen über die Schwingungseigenschaften großvolumiger Niederdruckreifen. Diss. TU Berlin 1975.
- [ 11 ] *Steiner, M.*: Analyse, Synthese und Berechnungsmethoden der Triebkraft-Schlupf-Kurve von Luftreifen auf nachgiebigem Boden. Diss. TU München 1979.
- [ 12 ] *Ridha, R.A.*: Finite element stress analysis of automotive wheels. Trans. SAE 85, 301. SAE paper Nr. 760085 (1976).
- [ 13 ] *Ridha, R.A.*: Characterization of stresses, strains and deformations of tires. Rubber Chemistry and Technology Bd. 53 (1980) Nr. 4, S. 849/902.
- [ 14 ] *Hunckler, C.J. u.a.*: A geometrically nonlinear shell finite element for tire vibration analysis. Computers & Structures Bd. 17 (1983) Nr. 2, S. 217/25.
- [ 15 ] *Patel, H.P. u. R.H. Kennedy*: Nonlinear finite Element analysis for composite structures of axisymmetric geometry and loading. Computers & Structures Bd. 15 (1982) Nr. 1, S. 79/84.
- [ 16 ] *Watanabe, Y. u. M.J. Kaldjian*: Modeling and analysis of bias-ply motorcycle tires. Computer & Structures Bd. 17 (1983) Nr. 5, 6, S. 653/58.
- [ 17 ] *De Eskinazi, J. u. R.A. Ridha*: Finite Element analysis of giant earthmover tires. Rubber Chemistry and Technology Bd. 55 (1982) Nr. 4, S. 1044/54.
- [ 18 ] *Pacejka, H.B.*: Tyre tractors and vehicle handling. Int. Jour. of Vehicle Design Bd. 1 (1979) Nr. 1, S. 1/23.

- [ 19 ] *Söhne, W.*: Vorlesung "Terramechanik", TU München.
- [ 20 ] *Chow, C.L. u. C.W. Woo*: The effect of inflation pressure and vehicle loading on the sidewall of a radial tire. *Exp. Mech.* Bd. 21 (1981) Nr. 9, S. 379/85.
- [ 21 ] *Sakai, H.*: Theoretical and experimental studies on the dynamic properties of tyres. Part 1: Review of theories of rubber friction. *Int. Jour. of Vehicle Design* Bd. 2 (1981) Nr. 1, S. 78/110.
- [ 22 ] *Sakai, H.*: Theoretical and experimental studies on the dynamic properties of tyres. Part 2: Experimental investigation of rubber friction and deformation of a tyre. *Int. Jour. of Vehicle Design* Bd. 2 (1981) Nr. 2, S. 182/226.
- [ 23 ] *Werner, H. u.a.*: Die Programmkette SET. Berechnungen im konstruktiven Ingenieurbau. Benutzerhandbuch. TU München, 1981.
- [ 24 ] *Gough, E.*: Die Steifigkeit von cordverstärkten Gummi-Konstruktionen. *Kautschuk und Gummi; Kunststoffe* Bd. 20 (1967) Nr. 8, S. 469/82.
- [ 25 ] *Patel, H.P. u.a.*: Radial tire cord-rubber composites. *Rubber Chemistry and Technology* Bd. 49 (1976) Nr. 4, S. 1095/1110.
- [ 26 ] *Fielding-Russel, G.S. u. D.I. Livingston*: Factors affecting cord-to-rubber adhesion by a tire cord adhesion test. *Rubber Chemistry and Technology* Bd. 53 (1980) Nr. 4, S. 950/59.
- [ 27 ] *Ridha, R.A. u.a.*: Stress analysis of cord adhesion tests – a route to improved tests. *Rubber Chemistry and Technology* Bd. 54 (1981) Nr. 4, S. 835/56.
- [ 28 ] *Prevorsek, D.C. u. R.K. Sharma*: Role of adhesion in viscoplastic properties of rubber-tire cord composites. *Rubber Chemistry and Technology* Bd. 54 (1981) Nr. 1, S. 72/90.
- [ 29 ] *Kennedy, R.H. u.a.*: Radial truck tire inflation analysis: theory and experiment. *Rubber Chemistry and Technology* Bd. 54 (1981) Nr. 4, S. 751/66.
- [ 30 ] *Akasaka, T.*: Structural mechanics of radial tires. *Rubber Chemistry and Technology* Bd. 54 (1981) Nr. 3, S. 461/92.
- [ 31 ] *Turner, J.L. u. J.L. Ford*: Interply behavior exhibited in compliant filamentary composite laminates. *Rubber Chemistry and Technology* Bd. 55 (1982) Nr. 4, S. 1078/94.
- [ 32 ] *Heemeyer, H.P.*: Entwicklung eines Modells für Ackerschlepperreifen mit der Methode der Finiten-Elemente. Unveröffentl. Diplomarbeit, Institut für Landmaschinen, TU München 1983.
- [ 33 ] *Pfleiderer, S.*: Weiterentwicklung eines Modells für Ackerschlepperreifen mit der Methode der Finiten Elemente. Unveröffentl. Diplomarbeit, Institut für Landmaschinen, TU München 1984.

## Einsatzzeiten von Schleppern bei unterschiedlichen betrieblichen Verhältnissen

Von Günter Olfe und Hans Schön, Braunschweig-Völkenrode\*)

Mitteilung aus dem Institut für Betriebstechnik der Bundesforschungsanstalt für Landwirtschaft, Braunschweig-Völkenrode

DK 631.372:631.153.46

Genauere Kenntnisse über den Schleppereinsatz in der Landwirtschaft sind Voraussetzung für eine funktionsgerechte Schlepperentwicklung und -konstruktion sowie für eine wirtschaftliche Schleppernutzung. Daher wurden im Bundesgebiet eine detaillierte Erhebung in 111 Betrieben durchgeführt und aus dem gewonnenen Datenmaterial mit Hilfe von Arbeitsablaufmodellen und Planzeiten die Einsatzzeiten der Schlepper für die verschiedenen Arbeiten berechnet.

Die Ergebnisse zeigen, daß die einzelnen Schlepper eines Betriebes in unterschiedlichem Maße für die verschiedenen Arbeiten eingesetzt werden. Wichtige Einflußgrößen auf die Verwendung eines Schleppers sind die Betriebsgröße, die Produktionsstruktur des Betriebes, die Zahl der vorhandenen Schlepper und die Stellung des Schleppers in der einzelbetrieblichen Leistungsskala.

\*) *Dipl.-Ing. agr. G. Olfe ist wissenschaftlicher Mitarbeiter, Prof. Dr. agr. H. Schön ist Leiter des Instituts für Betriebstechnik der Bundesforschungsanstalt für Landwirtschaft, Braunschweig-Völkenrode (FAL).*

### 1. Einleitung

Der Ackerschlepper ist eine der wichtigsten Maschinen in der heutigen Landwirtschaft. Daher tragen steigende Preise für Schlepper und Treibstoffe sowie wachsende Ausgaben für die Unterhaltung und Reparatur der Schlepper nicht unwesentlich zu dem Kostendruck bei, dem die Landwirtschaft zunehmend ausgesetzt ist. Immerhin investierte im Wirtschaftsjahr 1981/82 die bundesdeutsche Landwirtschaft 1,7 Mrd. DM in Ackerschlepper – das sind etwa 20 % der gesamten Brutto-Anlageinvestitionen – und gab 3,2 Mrd. DM für Treib- und Schmierstoffe aus [1]. Schätzungsweise 1 Mrd. DM mußte für die Unterhaltung und Reparatur der Schlepper aufgebracht werden.

Der Schlepper stellt daher einen erfolgversprechenden Ansatzpunkt für Maßnahmen dar, die eine Senkung der Produktionskosten zum Ziel haben. Aber auch hinsichtlich der Reduzierung des Energieeinsatzes sowie der Verbesserung der Arbeitsbedingungen in der Landwirtschaft kommt ihm eine große Bedeutung zu.

Diese Ziele lassen sich auf verschiedenen Wegen erreichen. So können durch konstruktive Änderungen einzelner Bauteile und Baugruppen die Betriebssicherheit und Lebensdauer der Schlepper sowie die Effizienz der Energieausnutzung erhöht werden. Durch die Entwicklung neuer Schlepperkonzepte ist eine bessere Anpassung der Funktionen der Schlepper an die jeweiligen landwirt-