

# Zugkraft-Vergleichsmessungen an Reifen unterschiedlicher Konstruktion

Von Hans-Jürgen Drexl

Institut für Landtechnik, TU Berlin

Die experimentelle Ermittlung des Betriebverhaltens neuer Reifenkonstruktionen bildet nach wie vor die Grundlage ihrer Beurteilung. Der augenblickliche Stand des Wissens auf dem Gebiet der Mechanik Fahrzeug-Boden gestattet noch keine rechnerische Vorhersage von Zugfähigkeit, Seitenkraftverhalten oder Eigenrollwiderstand. Auf der letzten Konferenz der Internationalen Gesellschaft für Geländefahrzeuge im Juli 1969 in Essen [1] wurde die große Lücke zwischen den theoretischen Erkenntnissen und den Forderungen der Praxis deutlich. Darüber hinaus werden landwirtschaftliche Fahrbahnen wegen ihrer Inhomogenität zu den letzten gehören, für die theoretische Lösungen möglich sein werden.

## 1. Einleitung

Die in diesem Aufsatz veröffentlichten Versuchsergebnisse sind Teilergebnisse eines größeren Versuchsprogramms zur Aufstellung vollständiger Leistungsbilanzen von Fahrzeugen, um die Auswirkung verschiedener Parameter, wie beispielsweise Allradantrieb, Getriebestufung und Reifenbauart, auf die Nutzleistungsausbeute feststellen zu können. Aus diesem Grund sind die Versuchsergebnisse nicht mit einer Einzelrad-Meßeinrichtung aufgenommen worden. Zwar können so die Ergebnisse nicht zur Bereicherung der theoretischen Grundlagen der Fahrmechanik beitragen — denn es wurde nur der Verlauf der Zugkraft über dem Triebtrabschlupf aufgenommen, woraus der Triebkraftbeiwert des einzelnen Reifens nicht exakt ermittelt werden kann — aber sie sind wegen ihrer Aktualität und ihrer Vergleichsmöglichkeit von Bedeutung und sollen deshalb veröffentlicht werden.

$$\text{Triebkraftbeiwert } z = \frac{\text{Radtriebskraft } T}{\text{Radlast } Q} = f(\text{Schlupf } \sigma)$$

## 2. Aufbau der Maßeinrichtung

### 2.1. Der Versuchsschlepper

Der 62-PS-Eicher Mammut HR ist mit einem hydrostatischen Fahrgetriebe ausgerüstet. Das Getriebe hat sich bewährt. Es gestattet, jeden beliebigen Betriebspunkt im Motorkennfeld anzusteuern und zu halten. Der Schlepper trägt alle Meßgeräte auf einem witterungsgeschützten, erschütterungs-



Bild 1: Der Versuchsschlepper mit Tragrahmen für Meßgeräte und Stromaggregat

gedämpften Rahmen. Die Stromversorgung erfolgt durch ein 1000-W-220-V-Stromaggregat mit Verbrennungsmotor (Bild 1).

### 2.2. Die Bremsenrichtung

Ein zweiter Schlepper (2) (Bild 2) trägt im Dreipunktanbau die Seilwinde (3), die sich über ein Schild im Erdboden abstützt. Das Seil wird bei den Meßfahrten vom Versuchsschlepper von der Trommel abgezogen, wobei die Zugkraft im Seil gemessen wird. Die Trommel treibt über eine Zwischenübersetzung und eine Gelenkwelle das auf einem Einachsahrgestell montierte Hydrodynamometer (4) an, das aus einer Ölpumpe, einem Behälter mit 100 l Öl und einem Drosselventil besteht. Mit dem Drosselventil kann das Bremsmoment der Seiltrommel stufenlos eingestellt werden. Das Gerät wurde ursprünglich als Zapfwellenbremse beschafft, wofür eine Wasserkühlung angeschlossen werden kann, die aber für kurzzeitige Feldversuche nicht benötigt wird.

Mit dieser Einrichtung ist es möglich, Zugkräfte bis 2 500 kp bei 98 % Schlupf abzubremsen. Das Umsetzen der Bremsenrichtung kann ohne Abhängen des Bremswagens erfolgen. Auf einfache Handhabung und geringen Personalaufwand (2 Personen) mußte beim Entwurf besonders geachtet werden, weil die Versuche größtenteils außerhalb Berlins durchgeführt werden mußten, da in Berlin nur wenig unterschiedliche landwirtschaftliche Fahrbahnen zur Verfügung stehen<sup>1)</sup>.

### 2.3. Die Schlupfmeßeinrichtung

Sowohl die Triebäder als auch ein Vergleichsrad treiben je einen Impulsgeber an, der pro Geber-Umdrehung 100 Impulse abgibt. Die Impulse des Vergleichsrades werden einem Digitalzähler zugeleitet, dessen Tor über je 1000 Triebadimpulse geöffnet ist. Der Zähler zählt rückwärts und beginnt bei 100,0. Die Zahl, die beim Schließen des Zählertors fixiert wird, ist dann der Triebtrabschlupf in Prozent. Das Ergebnis wird gedruckt. Die Meßfolge ist proportional der Triebtrabsdrehzahl. Einen großen Einfluß auf die Verwertbarkeit der Ergebnisse hat das Übersetzungsverhältnis zwischen Impulsgeber und Triebtrab. Je größer das Übersetzungsverhältnis, desto schneller folgen die Schlupfwerte aufeinander, desto größer sind aber auch die Streuungen.

<sup>1)</sup> An dieser Stelle möchte ich mich für die Unterstützung durch die DLG, die Firma Gebr. Eicher und das Institut für Betriebstechnik der FAL Braunschweig-Völkenrode bedanken.

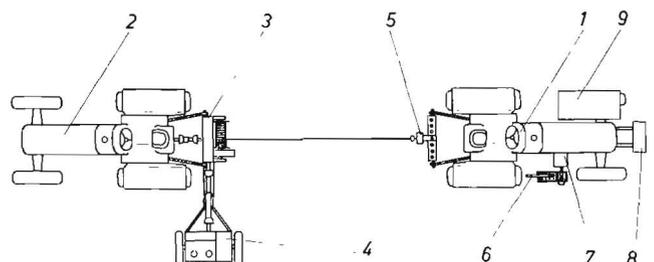


Bild 2: Schematische Darstellung des Versuchsaufbaus

- |                                 |                            |
|---------------------------------|----------------------------|
| 1 Versuchsschlepper             | 6 Vergleichsrad            |
| 2 Schlepper für Bremsenrichtung | 7 Anpassungsgetriebe       |
| 3 Seilwinde                     | 8 Stromaggregat            |
| 4 Hydraulische Bremse           | 9 Tragrahmen für Meßgeräte |
| 5 Zugkraftmesser                |                            |

Bewährt hat sich eine Übersetzung, die bei schlupffreier Fahrt einen Meßwert je 5 m Fahrstrecke ergibt.

Zwischen dem Vergleichsrad und seinem Impulsgeber ist ein stufenloses Reibradgetriebe angeordnet, mit dem man erstens die Anpassung an die unterschiedlichen Durchmesser verschiedener Triebradbereifungen und zweitens eine Feineinstellung vornehmen kann. Zur Feineinstellung werden auf der zu untersuchenden Fahrbahn Leerfahrten durchgeführt und dabei jeweils der Schlupf gemessen, und zwar erstens beim gezogenen Versuchsschlepper, zweitens beim Schlepper mit Hinterradantrieb und drittens beim Schlepper mit Allradantrieb.

Beim gezogenen Schlepper wird sich ein negativer Schlupf einstellen, bei Fahrt mit eigener Kraft ein positiver Schlupf. Bei Hinterradantrieb muß der Rollwiderstand der Vorderräder von den Triebrädern als Triebkraft aufgebracht werden. Das Anpassungsgetriebe ist demzufolge so einzustellen, daß der positive Schlupf größer ist als der negative. Ausgleichend wirkt, daß beim Ziehen das Reibmoment der nicht abschaltbaren Getriebeelemente ein zusätzliches Bremsmoment darstellt, das den negativen Schlupf erhöht. Bei Allradantrieb können die Schlupfwerte gemittelt werden, wobei das Ergebnis besonders bei nachgiebiger Fahrbahn genauer ist als bei Hinterradantrieb.

Ein Fehler ist auch mit diesem Verfahren verbunden: Die Zahnradübersetzung zwischen Vorder- und Hinterachse gleicht nur ein ganz bestimmtes Verhältnis der Abrollumfänge von Vorder- und Hinterrädern aus. Dieses Verhältnis ist aber nicht konstant. Der Abrollumfang eines Rades ändert sich mit der Reifeneinfederung, die vom Reifeninnendruck und von der sich laufend ändernden Radlast abhängt, und mit der Profilhöhe des Reifens, die über die Reifenlebensdauer abnimmt. Außerdem haben Reifen gleicher Größenbezeichnung Durchmesserabweichungen bis zu 6%. Als Folge davon ergibt sich ein Zwangsschlupf. Das Rad mit dem größeren Abrollumfang beginnt zu ziehen, bis sich — je nach den herrschenden Kraftschlußverhältnissen und Radlasten — ein Gleichgewicht einstellt. Dabei kann der Schlupf des Rades mit dem größeren Abrollumfang ebenfalls positiv, aber auch null oder negativ sein.

Dieser Sachverhalt bekommt entscheidende Bedeutung bei der Behandlung der Frage, ob aus dem Verlauf  $Z = f(\sigma)$  die Funktion  $\kappa = f(\sigma)$  errechnet werden kann.

### 3. Der Triebkraftbeiwert

$$\kappa = \frac{T}{Q} = \frac{Z + R_{\lambda}}{Q}$$

wobei  $R_{\lambda}$  Rollwiderstand der Vorderachse bedeutet. Die jeweils herrschende Achslast  $Q$  ist ohne Schwierigkeiten zu berechnen. Die exakte Ermittlung des Rollwiderstandes der Vorderachse scheidet jedoch bei der gewählten Meßanordnung. Bei gleichen Rollverhältnissen (Rad, Fahrbahn) verhalten sich die Rollwiderstände von Vorder- und Hinterachse wie die Achslasten.

Dieser Ansatz kann auf quasi starrer Fahrbahn zur Berechnung von  $R_{\lambda}$  bei vernachlässigbarem Fehler benutzt werden. Dieser Fehler entsteht durch die verschiedenen Daten von Vorder- und Hinterrädern (Abmessungen, Luftdruck). Er wirkt sich außerdem nur wenig auf  $\kappa$  aus, da  $Z \gg R_{\lambda}$ .

Zur Ermittlung des Gesamtrollwiderstandes wird der Schlepper gezogen und vom Zugwiderstand der Anteil zur Überwindung der Getriebe- und Lagerreibung abgezogen. Dieser Anteil kann bei aufgebocktem Schlepper in Abhängigkeit von Drehzahl und Getriebetemperatur getrennt ermittelt werden.

Wenn der Schlepper sich auf nachgiebiger Fahrbahn bewegt, herrschen jedoch sehr unterschiedliche Rollverhältnisse:

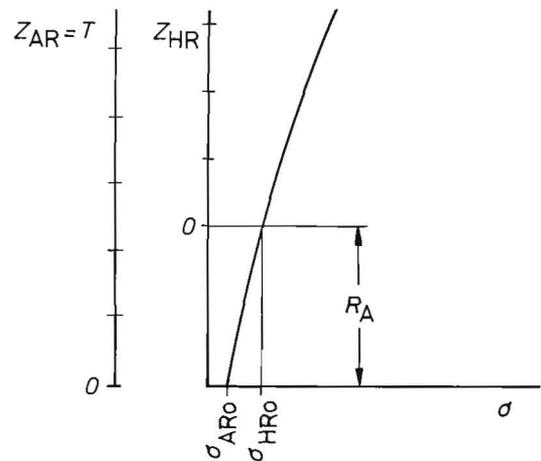


Bild 3: Zusammenhang zwischen den Zugkräften bei Hinterrad- und Allradantrieb und dem Rollwiderstand der Vorderachse bei Hinterradantrieb

Hier wirkt sich der Raddurchmesser stark auf den Rollwiderstand aus. Darüber hinaus laufen die Hinterräder in der Spur der Vorderräder. Beide Einflüsse addieren sich, so daß der Anteil von  $R_{\lambda}$  am Gesamtrollwiderstand bezogen auf das Verhältnis der Achslasten um so größer wird, je nachgiebiger die Fahrbahn ist. Deshalb muß für solche Fahrbahnen ein anderes Verfahren angewendet werden.

Bild 3 zeigt, daß  $R_{\lambda}$  gleich der Triebkraft ist, die bei Leerfahrt der Differenz der Schlupfwerte zwischen Hinterrad- und Allradantrieb  $\sigma_{HR0} - \sigma_{AR0}$  entspricht. Allerdings gilt das nur, wenn im Schlupfwert des Allradantriebs kein Zwangsschlupf-Anteil enthalten ist und die Kraftschlußverhältnisse von Vorder- und Hinterachse sich nicht unterscheiden.

Je nachgiebiger die Fahrbahn, desto flacher ist der Anstieg der Funktion  $T = f(\sigma)$  und desto größer ist die Differenz  $\sigma_{HR0} - \sigma_{AR0}$ , desto kleiner also auch der Fehler bei der Bestimmung von  $R_{\lambda}$ .  $R_{\lambda}$  hat aber auf nachgiebiger Fahrbahn einen viel größeren Anteil an  $T$ , so daß der Fehler in  $R_{\lambda}$  die Funktion  $\kappa = f(\sigma)$  stärker beeinflusst als bei starrer Fahrbahn.

Der Rollwiderstand steigt mit wachsendem Schlupf. Diese Zunahme kann mit der beschriebenen Meßeinrichtung nicht festgestellt werden, ist aber aus anderen Messungen bekannt und könnte entsprechend berücksichtigt werden.

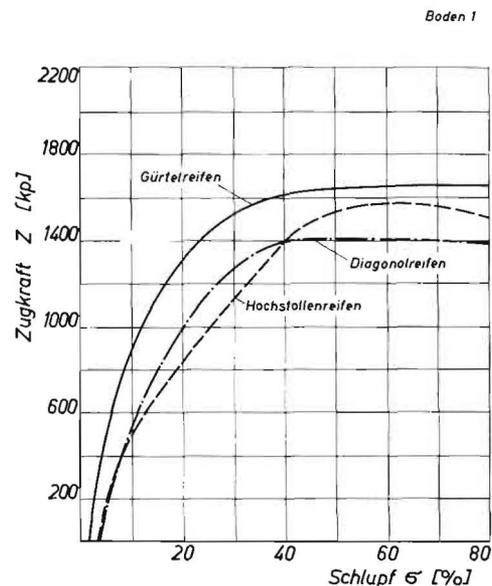


Bild 4: Zugkraft  $Z$  in Abhängigkeit vom Triebradschlupf  $\sigma$  dreier Versuchsreifen bei Hinterradantrieb Boden 1 (s. Tafel 1)

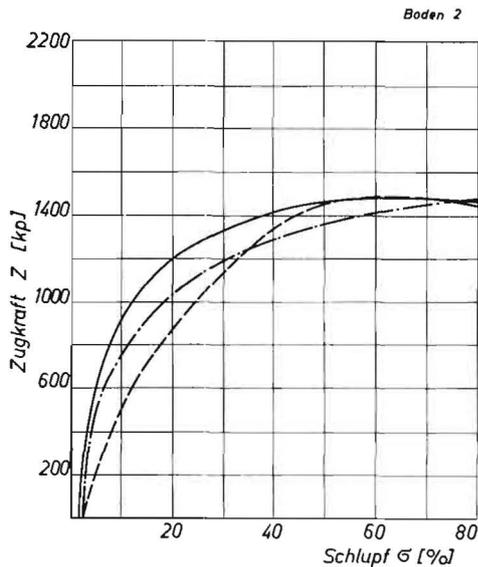


Bild 5: Zugkraft Z in Abhängigkeit vom Triebbradsschlupf  $\sigma$  dreier Versuchsreifen bei Hinterradantrieb Boden 2 (s. Tafel 1)

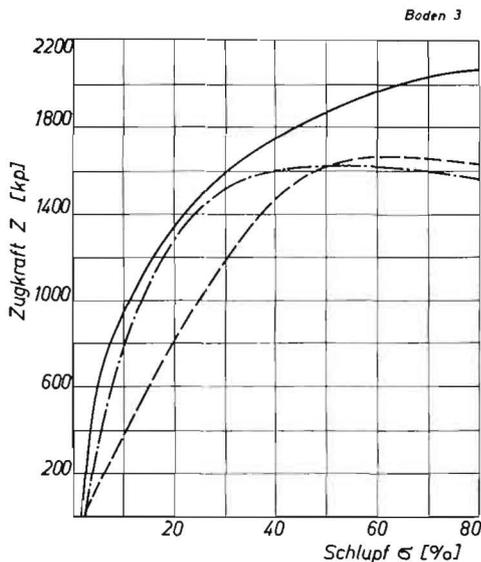


Bild 6: Zugkraft Z in Abhängigkeit vom Triebbradsschlupf  $\sigma$  dreier Versuchsreifen bei Hinterradantrieb Boden 3 (s. Tafel 1)

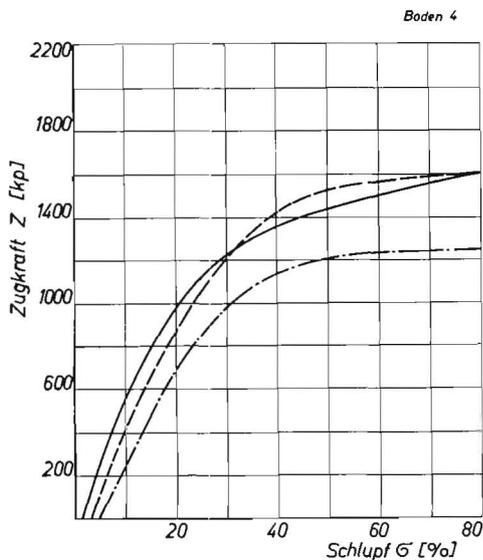


Bild 7: Zugkraft Z in Abhängigkeit vom Triebbradsschlupf  $\sigma$  dreier Versuchsreifen bei Hinterradantrieb Boden 4 (s. Tafel 1)

Aus den genannten Gründen wurde auf eine Umrechnung auf  $\kappa = f(\sigma)$  verzichtet, zumal die Vergleichbarkeit der Ergebnisse darunter nicht leidet.

#### 4. Die Reifen

Gearbeitet wurde mit drei verschiedenen Reifen, die die einheitliche Größe 14—30 hatten und mit 0,9 atü Luftdruck gefahren wurden. Es handelte sich um Diagonalreifen, Gürtelreifen und Hochstollenreifen mit Diagonalkarkasse.

#### 5. Ergebnisse

Die drei genannten Reifen wurden auf vier verschiedenen Böden miteinander verglichen (Tafel 1).

Die Bilder 4 bis 7 zeigen die Ergebnisse. Die Darstellungen sind bei 80% Schlupf abgebrochen, da mit Annäherung an 100% große Streuungen auftreten. In diesem Bereich hängt die Zugkraft davon ab, wie stark sich die Räder bereits eingegraben haben.

Die Bilder 8 bis 11 zeigen die relativen Zugkräfte, bezogen auf die Werte des heute in der Praxis noch fast ausschließ-

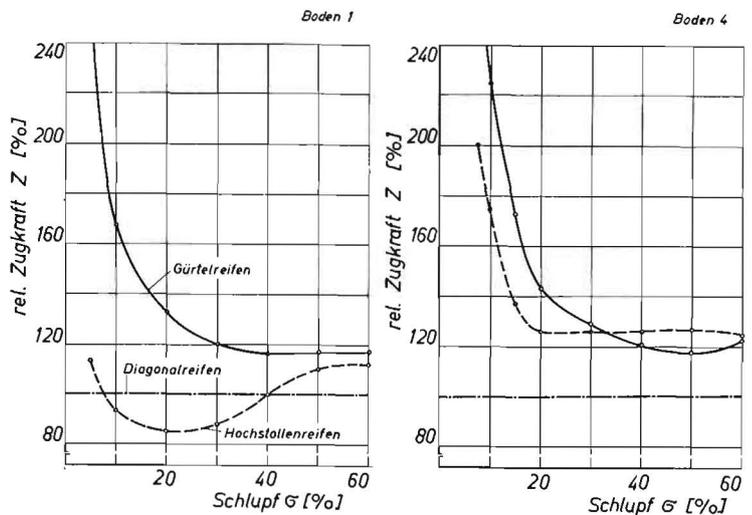


Bild 8 (links): Zugkraft eines Gürtel- und eines Hochstollenreifens bezogen auf die Zugkraft eines Diagonalreifens gleicher Abmessung Boden 1 (s. Tafel 1)

Bild 9 (rechts): Zugkraft eines Gürtel- und eines Hochstollenreifens bezogen auf die Zugkraft eines Diagonalreifens gleicher Abmessung Boden 4 (s. Tafel 1)

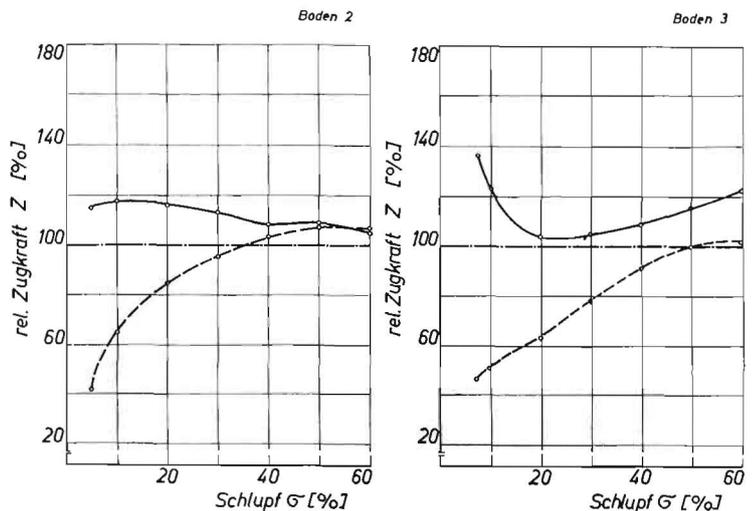


Bild 10 (links): Zugkraft eines Gürtel- und eines Hochstollenreifens bezogen auf die Zugkraft eines Diagonalreifens gleicher Abmessung Boden 2 (s. Tafel 1)

Bild 11 (rechts): Zugkraft eines Gürtel- und eines Hochstollenreifens bezogen auf die Zugkraft eines Diagonalreifens gleicher Abmessung Boden 4 (s. Tafel 1)

**Tafel 1: Beschreibung der Versuchsböden**

	Bodenart	Bewuchs	Feuchtigkeit
Boden 1	toniger Lehm	Stoppel	gut abgetrocknet
Boden 2	Lehm	Stoppel	mäßig feucht
Boden 3	Ton	Stoppel	gut abgetrocknet
Boden 4	Ton	Zwischenfrucht	naß

lich verwendeten Reifens mit Diagonalkarkasse. Die große Überlegenheit des Gürtelreifens fällt auf. Diese Überlegenheit gilt auch für den Boden 4, wobei das Profil trotz der Gürtelkarkasse eine gute Selbstreinigung zeigte.

Der Hochstollenreifen ist ein Spezialreifen für wenig tragfähige, glatte Böden. Er ist deshalb auf Fahrbahnen vom Charakter der Böden 1 bis 3 von vornherein unterlegen und wurde nur zu Vergleichszwecken eingesetzt. Es ist interessant, daß die erreichten Maximalzugkräfte durchweg über denen der Diagonalreifen liegen, während dieser Reifen in dem Schlupfbereich von 10—25 %, in dem je nach den Kraftschlußverhältnissen der beste Übertragungswirkungsgrad liegt, deutlich unterlegen ist. Es sind durchaus Fahrbahnen denkbar, auf denen der Hochstollenreifen die besten Ergebnisse zeigt. Das hätte bereits auf Boden 4 der Fall sein können, wenn die Wassersättigung nicht nur in oberflächennahen Bodenschichten, sondern auch in größerer Tiefe vorhanden gewesen wäre.

Nur von der Zugfähigkeit her beurteilt, wäre eine schnelle Einführung des Gürtelreifens in die landwirtschaftliche Praxis nur zu begrüßen. Wie es sich mit anderen Eigenschaften dieses Reifens, beispielsweise mit der Empfindlichkeit der Flanken oder der Selbstreinigung, verhält, muß noch endgültig geklärt werden.

## 6. Zusammenfassung

An drei Reifen gleicher Abmessung (14—30), aber unterschiedlicher Konstruktion des Karkassenaufbaus (Diagonal- und Gürtelkarkasse) und des Profils (Hochstollen) wurden bei konstantem Luftdruck von 0,9 atü Vergleichsmessungen der Zugfähigkeit durchgeführt. Als Versuchsfahrbahn dienten schwere Böden in unterschiedlichem Zustand (Feuchtigkeit und Bewuchs). Der Gürtelreifen zeigte sich dem heute in der Praxis noch fast ausschließlich verwendeten Diagonalreifen deutlich überlegen. Der Hochstollenreifen bringt auf nassen schweren Böden ebenfalls bessere Ergebnisse als der Diagonalreifen.

## Schrifttum

- [1] Proceedings of 3rd International Conference ISTVS, Bd. 1—3, Juli 1969, Essen

# Der Einfluß von Arbeitsbreite und Abwurfhöhe auf das Streubild des Schleuderstreuers

Von Manfred Brübach

Institut für Landtechnik, TU Berlin

## 1. Einleitung

Viele Faktoren wie z. B. Scheibenform, -drehzahl und -größe, Anordnung und Form der Auslauföffnung, Abwurfhöhe und -geschwindigkeit allein von der Maschinenseite her beeinflussen das Streubild. Dazu kommen die Einflüsse seitens des auszustreuenden Materials. Diese Fakten sind untersucht worden und bekannt. Sowohl Maschinenhersteller als auch Düngemittelproduzenten nutzen diese Kenntnisse aus. Dennoch bleibt dem Landwirt, der diese Maschinen einsetzt, ein gewisser Spielraum, wie eine möglichst gleichmäßige Verteilung zu erreichen ist. Dieser Spielraum ist beispielsweise durch die Wahl der Schleuderscheibenhöhe und der Arbeitsbreite gegeben; beide Parameter sind zwar in der Betriebsanleitung der Maschine genannt und an sich damit festgelegt. Die DLG-Prüfung erfolgt auch nach den Angaben der Betriebsanleitung. Dies schließt jedoch nicht aus, daß durch Änderung dieser Werte die Streuqualität verbessert (oder verschlechtert!) werden kann. Eine ganze Reihe von Praktikern haben diesen Weg bereits beschritten und gewisse Erfolge erzielt.

Im folgenden werden Ergebnisse umfangreicher Versuche

beschrieben, die — ohne für alle Streuer gültig zu sein — doch bemerkenswerte Tendenzen aufzeigen.

## 2. Maßstäbe zur Beurteilung der Verteilungsgüte

### 2.1. Standardabweichung, Variationskoeffizient

Zur Definition der Streugleichmäßigkeit bedient man sich statistischer Wertzahlen: Von Einzelmeßwerten  $x_i$ , die die je Einheitsfläche anfallende Düngermenge angeben, wird der arithmetische Mittelwert  $\bar{x}$  gebildet. Über die Summe der Abweichungen der Einzelwerte vom Mittelwert läßt sich die Standardabweichung  $s$  berechnen:

$$s = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2}{n}} \quad (1)$$

Der Zähler unter der Wurzel kann mit Hilfe des Ausdrucks für den arithmetischen Mittelwert

$$\bar{x} = \frac{\sum x_i}{n} \quad (2)$$

entwickelt werden:

$$\begin{aligned} \sum (x_i - \bar{x})^2 &= (x_1 - \bar{x})^2 + (x_2 - \bar{x})^2 + \dots + (x_n - \bar{x})^2 \\ &= \underbrace{x_1^2 + x_2^2 + \dots + x_n^2}_{\sum x_i^2} - \underbrace{2\bar{x}(x_1 + x_2 + \dots + x_n)}_{2\bar{x} \cdot \sum x_i} + n \cdot \bar{x}^2 \\ \text{Mit } \bar{x} &= \frac{\sum x_i}{n}: \sum (x_i - \bar{x})^2 = \sum x_i^2 - \frac{2 \cdot (\sum x_i)^2}{n} + \frac{(\sum x_i)^2}{n} = \sum x_i^2 - \frac{1}{n} (\sum x_i)^2 \end{aligned}$$