

Wechselbeziehungen zwischen Fahrzeuglaufwerk und Boden beim Fahren auf unbefestigter Fahrbahn

Von **Walter Söhne**, Braunschweig-Völkenrode

Die Landwirtschaft gehört zu den Wirtschaftszweigen, die in erheblichem Umfange Lasten und Geräte außerhalb fester Fahrbahnen transportieren müssen. Dazu verwendete sie in der Vergangenheit Zugtiere, die sich zwar schwierigen Bodenverhältnissen gut anpassen können, deren Leistung jedoch den Erfordernissen der modernen Landwirtschaft nicht mehr entspricht. Dies führte mit dem allgemeinen Fortschreiten der Technik zur Entwicklung von Schleppern und selbstfahrenden Arbeitsmaschinen, wie Mähdreschern, die das Zugtier weitgehend verdrängt haben.

Parallel zu dieser Entwicklung wurden für die Bauwirtschaft bewegliche gleislose Baumaschinen und Transportgeräte wie Schürfkübel, Straßenhobler, Bagger, Bodentransportfahrzeuge, für die Erdölindustrie bewegliche Bohrtürme und Fahrzeuge zum Verlegen von Pipelines und für die Braunkohlenindustrie gleislose Abraum- und Absetzmaschinen geschaffen. Dazu kommen militärische Fahrzeuge aller Größen- und Gewichtsklassen, die sich im Gelände bewegen müssen.

Aus allem geht die große und immer noch steigende Bedeutung geländegängiger Fahrzeuge hervor. Infolgedessen hat man sich nach dem letzten Kriege verstärkt der Erforschung der beim „Fahren im Gelände“ („Landlokomotion“) auftretenden Probleme zugewandt. Über die dabei auftretenden Beziehungen zwischen Fahrzeuglaufwerk und Boden soll im folgenden ein Überblick gegeben werden.

Als Laufwerke für alle Fahrzeuge dienen Räder oder Gleisketten. Das universelle Mittel für die Bewegung von Lasten auf Straßen und unbefestigten Fahrbahnen ist das luftgummiereifte Rad, weil es gegenüber der Gleiskette von klassischer Einfachheit ist.

Die Anpassung des Laufwerkes an die Bodenverhältnisse, d. h. die Dimensionierung der Reifen bzw. Gleisketten, erfolgte in der Vergangenheit in der Hauptsache empirisch. Dabei ging man von der Vorstellung aus, daß bestimmte, den Bodenverhältnissen zugeordnete Flächenpressungen in der Berührungsfläche zwischen Reifen und Boden nicht überschritten werden dürfen. Bei der Dimensionierung von Schleppertriebseifen stützte man sich darüber hinaus auf Zugkraftmessungen auf dem Felde.

Ein Grund für die ungenügende Entwicklung einer geeigneten Theorie vor dem Kriege war nach der Auffassung von *Bekker* [1] der, daß man nicht wußte, wie man die wirklichen mechanischen Bodeneigenschaften messen sollte. Daher mußte sich der Konstrukteur häufig mit Daten begnügen, die von Prüfungen auf harter Oberfläche herrühren. Wenn man aus dem Stadium der reinen Empirie und des Probierens herauskommen wollte, mußte man zuerst einmal Methoden finden, die mechanischen Bodeneigenschaften zu messen. Dann mußte man Gleichungen für die Beziehungen zwischen den Bodeneigenschaften und den Daten der Fahrzeuge formulieren, die es gestatten, optimale Lösungen bei der Dimensionierung des Laufwerkes wie des ganzen Fahrzeuges zu finden. Inzwischen hat die Entwicklung einer Theorie über das „Fahren im Gelände“ vor allem dank der Arbeiten von *M. G. Bekker* [1; 2], der sich sehr gründlich und erfolgreich mit der Erforschung dieser Probleme beschäftigt hat und auf dessen Arbeiten sich ein wesentlicher Teil dieses Überblickes stützt, aber auch dank der Arbeiten einiger anderer Forscher, gute Fortschritte gemacht.

Aus dem Gesamtgebiet der Wechselbeziehungen zwischen Laufwerk und Boden sollen in dieser Arbeit folgende Punkte behandelt werden:

1. Wie weit kann man Erkenntnisse aus der bautechnischen Bodenmechanik für eine Theorie über das „Fahren im Gelände“ verwenden?
2. Wie und mit welchen Geräten können die Festigkeitseigenschaften des Bodens gemessen und die Ergebnisse formelmäßig dargestellt werden?
3. Welchen Einfluß haben die mechanischen Bodeneigenschaften auf den Rollwiderstand und die Zugkraft von Reifen und Gleisketten?
4. Welche Forderungen bestehen hinsichtlich der Dimensionierung von Reifen und Gleisketten für schwierige Bodenverhältnisse, und wie kann man das „Fahren im Gelände“ bei schwierigen Bodenverhältnissen durch andere Laufwerksarten verbessern?

Zuvor muß jedoch eine die Bodenmechanik ganz allgemein betreffende Einschränkung gemacht werden. Der Boden hat sehr vielfältige mechanische Eigenschaften und kann nicht etwa mit einem so einfachen Werkstoff wie Stahl im elastischen Bereich verglichen werden. Eine Theorie der angewandten Mechanik des Bodens wird deshalb immer auf einer Reihe von vereinfachenden Annahmen aufgebaut sein. Dazu kommen die großen Streuungen der Bodenwerte als weiterer Unsicherheitsfaktor. Der Ingenieur muß also in der Lage sein, die Größenordnung der den Zahlenergebnissen von Experimenten anhaftenden Fehler, wie die Abweichungen der z. T. idealisierten Bodeneigenschaften von denen natürlicher Böden zu erkennen, um sich vor unzulässigen Verallgemeinerungen zu hüten. Trotz dieser Einschränkungen kann man, wie in der Bautechnik, nicht auf die Entwicklung und Anwendung einer Theorie verzichten. Bei der Entwicklung eines geländegängigen Fahrzeuges sollten bereits Untersuchungen über die mechanischen Festigkeitseigenschaften der verschiedenen Bodenarten und -zustände vorliegen, auf denen das Fahrzeug vorzugsweise eingesetzt werden soll.

1. Erkenntnisse der bautechnischen Bodenmechanik und ihre Anwendung auf die Theorie des „Fahrens im Gelände“

Das Fahren im Gelände hängt von der Fähigkeit des Bodens ab, eine bestimmte Last zu tragen und den für den Fahrvorgang notwendigen Schub aufzunehmen. Dabei steht der Rollwiderstand von Reifen oder Gleisketten in enger Beziehung zur Tragfähigkeit des Bodens, und die Größe der Zugkräfte hängt von der Fähigkeit des Bodens ab, Schubkräfte aufzunehmen. Die entscheidende mechanische Größe ist in beiden Fällen die Scherfestigkeit des Bodens.

1.1 Scherfestigkeit eines Bodens

Zum Messen der Scherfestigkeit bedient man sich in der Bodenmechanik unter anderem des Scherkastens nach **Bild 1**. Eine Bodenprobe wird in natürlichem Lagerungszustand entnommen, mit einer während des Versuches konstant bleibenden Normalkraft N belastet und in einer durch die Halterung der Probe erzwungenen Gleitfläche F durch eine sich während des Versuches steigende Schubkraft T beansprucht und schließlich abgeschert. Die Scherspannung beträgt dann

$$\tau_s = \frac{T_s}{F} \dots \dots \dots (1)$$

Privatdozent Dr.-Ing. Walter Söhne VDI ist wissenschaftlicher Mitarbeiter des Institutes für landtechnische Grundlagenforschung (Direktor: Prof. Dr.-Ing. Wilhelm Batel) der Forschungsanstalt für Landwirtschaft Braunschweig-Völkenrode.

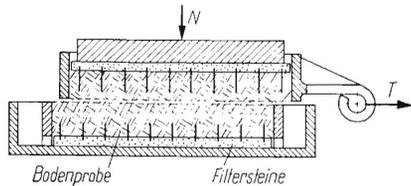


Bild 1. Prinzipskizze eines Scherkastens beim Scherversuch (nach Muhs [3]).

Wiederholt man den Versuch mit verschiedenen Proben unter verschiedenen Normaldrücken $\sigma = N/F$, so erhält man die *Coulombsche Gleichung* der Scherfestigkeit¹⁾

$$\tau_s = c + \tau_r = c + \mu \sigma \quad \dots \dots \dots (2)$$

worin c die Haftfestigkeit oder Kohäsion¹⁾, τ_r die Reibungs-
festigkeit¹⁾ und μ der Reibungsbeiwert für Boden auf Boden ist.
Die entsprechenden Scherkräfte sind

$$T_s = c F + \mu N \quad \dots \dots \dots (3)$$

Die Scherfestigkeit setzt sich also aus der Kohäsion c und der
Reibungsfestigkeit τ_r zusammen. Die Kohäsion c ist ein Maß für
die inneren Bindungskräfte im Boden und kann als Schubfestig-
keit, die bei fehlendem Normaldruck N in der Gleitfläche vor-
handen ist, definiert werden. Die Reibungsfestigkeit $\tau_r = \mu \sigma$
hängt vom Normaldruck σ auf die Gleitfläche ab und wird durch
den Reibungsbeiwert

$$\mu = \tan \varrho \quad \dots \dots \dots (4)$$

gekennzeichnet, wobei ϱ der Winkel der inneren Reibung (Boden
auf Boden) ist. Setzt man Gl. (4) in Gl. (2) ein, so ist die Scher-
festigkeit

$$\tau_s = c + \sigma \tan \varrho \quad \dots \dots \dots (5)$$

Benutzte Formelzeichen

- σ Normalspannung bzw. -druck $\sigma = N/F$
- N Normalkraft
- F Gleitfläche bzw. Berührungsfläche zwischen Reifen und Boden
- σ_1, σ_3 Hauptspannungen
- α Winkel zwischen σ_1 und σ
- τ Schubspannung
- τ_s Scherspannung bzw. -festigkeit $\tau_s = \tau_{\max}$
- τ_r Reibungsspannung bzw. -festigkeit
- c Kohäsion
- T Schubkraft
- T_s Scherkraft $T_s = T_{\max}$
- T_r Reibungskraft $T_r = \mu N$
- s Schub- und Gleitweg
- μ Reibungsbeiwert $\mu = \tan \varrho$
- ϱ Winkel der inneren Reibung (Boden)
- σ_p passiver Erddruck
- σ_a aktiver Erddruck
- λ_0 kritisches Hauptspannungsverhältnis oder Fließwert
- P_p passive Gesamtkraft
- h Höhe der Stützwand
- b Breite der Stützwand
- γ Raumgewicht des Bodens bei Porenvolumen n %
- z Tiefenordinate
- h Gesamttiefe
- q Druck einer Auflast in kp/cm^2
- p Bodendruck in kp/cm^2
- k Bodenkongstante in $\text{kp/cm}^2 \text{cm}^n$
(= Stempeldruck bei 1 cm Eindrückung in den Boden)
- k_c kohäsiver Modul der Bodendeformation in kp/cm cm^n
- k_p Reibungsmodul der Bodendeformation in $\text{kp/cm}^2 \text{cm}^n$
- b Stempelbreite, Felgenbreite, Spurbreite in cm
- z Stempeldrucktiefe in cm
- z_0 Gesamteindrücktiefe des Stempels, Spurtiefe in cm
- l Spurlänge in cm
- W_r Rollwiderstand in kp
- G Radlast in kp
- D Raddurchmesser in cm
- i Schlupf in %

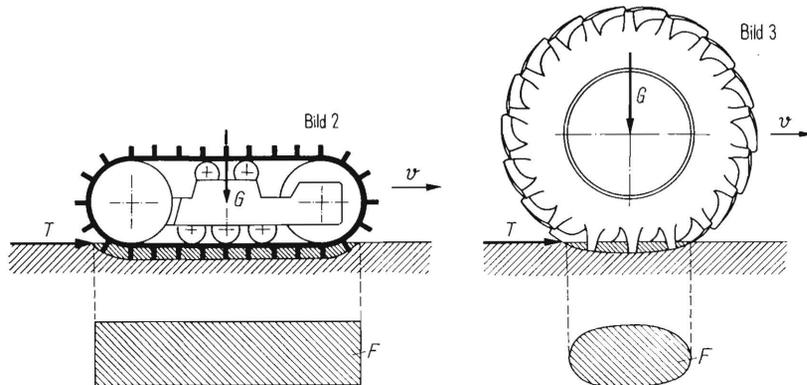
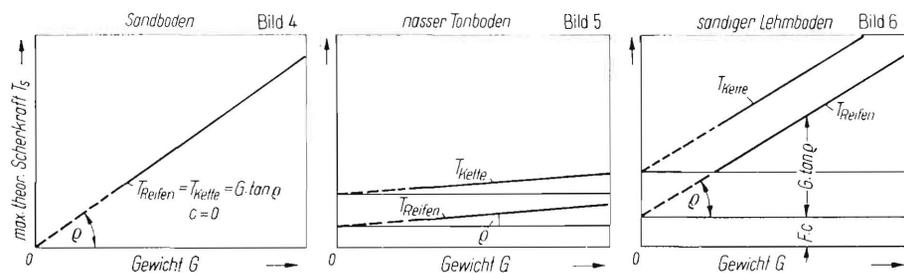


Bild 2 und 3. Scherfläche zwischen festem Untergrund und dem zwischen den Greifern einer Gleiskette oder den Stollen des Schlepperreifens befindlichen Boden (Analogie zwischen Scherkasten und Gleiskette).

F Scherfläche im Boden



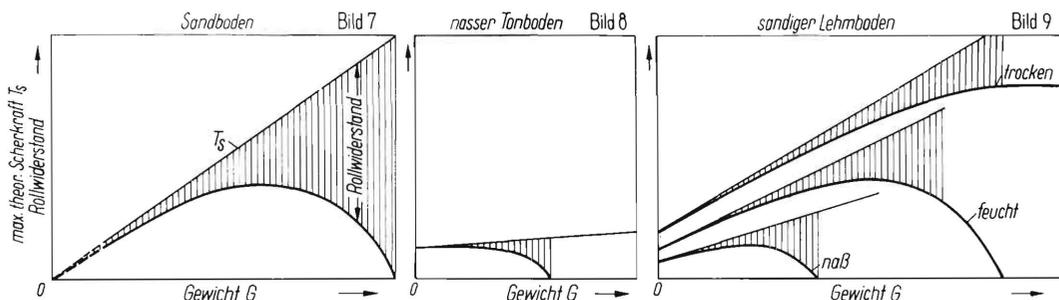
Bilder 4 bis 6. Maximale theoretische Scherkraft von Gleiskette und Reifen auf drei verschiedenen Böden in Abhängigkeit vom Gewicht.

Unter einer Gleiskette und unter den Stollen eines Schlepper-
reifens tritt nun ein ähnlicher Abschervorgang auf wie beim
Scherversuch. Jedoch sind diese Vorgänge nur dann analog,
wenn Gleiskette oder Reifen an einen Fixpunkt, z. B. an eine
Wand, gefesselt sind und beim ersten Versuch anzufahren, den
Boden in einer Scherfläche, die zwischen dem festen Untergrund

und dem zwischen den Greifern der Gleiskette oder den Stollen
des Schlepperreifens befindlichen Boden entsteht, abscheren,
Bild 2 und 3. Nur in diesem Augenblick des Abschierens und bei
einem Schlupf von 100% wird diese theoretische maximale
Triebkraft T_s , bei der zudem noch der eigene Rollwiderstand
vernachlässigt ist, erreicht.

¹⁾ Die Begriffe Scherfestigkeit und Reibungsfestigkeit werden in der Boden-
mechanik in dem hier angegebenen Sinne angewendet, während man im
Maschinenbau z. B. vom Reibungswiderstand spricht.
Bei der Anwendung des Begriffes Kohäsion wird in der Bodenmechanik der
Boden makroskopisch betrachtet als homogen angesehen. In der Physik
versteht man unter Kohäsion die zwischen gleichartigen Molekülen eines
Stoffes herrschenden Bindungskräfte.

In den **Bildern 4 bis 6** ist diese maximale theoretische Trieb-
kraft auf drei verschiedenen Böden für eine Gleiskette und einen
Reifen in Abhängigkeit vom Gewicht vergleichsweise dargestellt.
Dabei sei angenommen, daß der Druck in der Berührungsfläche
zwischen Reifen und Boden proportional dem Gewicht sei, so
daß immer eine für den Reifen optimale konstante Berührungs-
fläche F entsteht.



Der Boden in Bild 4 sei ein sogenannter reiner Reibungsboden, also beispielsweise ein Sandboden, bei dem die Kohäsion $c = 0$ und der Winkel der inneren Reibung $\rho = 35^\circ$ ist. Hier steigt T_s proportional mit dem Gewicht und ist für Gleiskette und Reifen gleich. Der Boden in Bild 5 sei ein nasser Ton, bei dem der Winkel der inneren Reibung ρ sehr klein ist. T_s ist dann im wesentlichen gleich der Größe der Scherfläche F multipliziert mit der Kohäsion c . Da in unserem Falle die Gleiskette eine rund $2\frac{1}{2}$ mal so große Berührungsfläche als der Reifen hat, ist die Triebkraft entsprechend größer. Das Gewicht spielt in diesem Falle keine große Rolle. Auf den meisten Ackerböden hat man aber sowohl eine beträchtliche innere Reibung als auch eine Kohäsion, die vor allem bei trockenem festem Boden erhebliche Werte annehmen kann. Dort kann sich eine Triebkraft T_s nach Bild 6 ergeben.

Bei den bisherigen Bildern der Scherversuche ist nicht berücksichtigt, daß mit zunehmendem Gewicht G die Gleiskette bzw. der Reifen immer tiefer in den Boden hineingedrückt wird. Dadurch vergrößert sich der Rollwiderstand, und die übertragbare Triebkraft sinkt schließlich bis auf Null, **Bilder 7 bis 9**. Der Wert σ , bei dem die größte Triebkraft erreicht wird, ist bei trockenem Boden ein Vielfaches von dem entsprechenden Wert bei Boden mit hoher Feuchtigkeit, Bild 9.

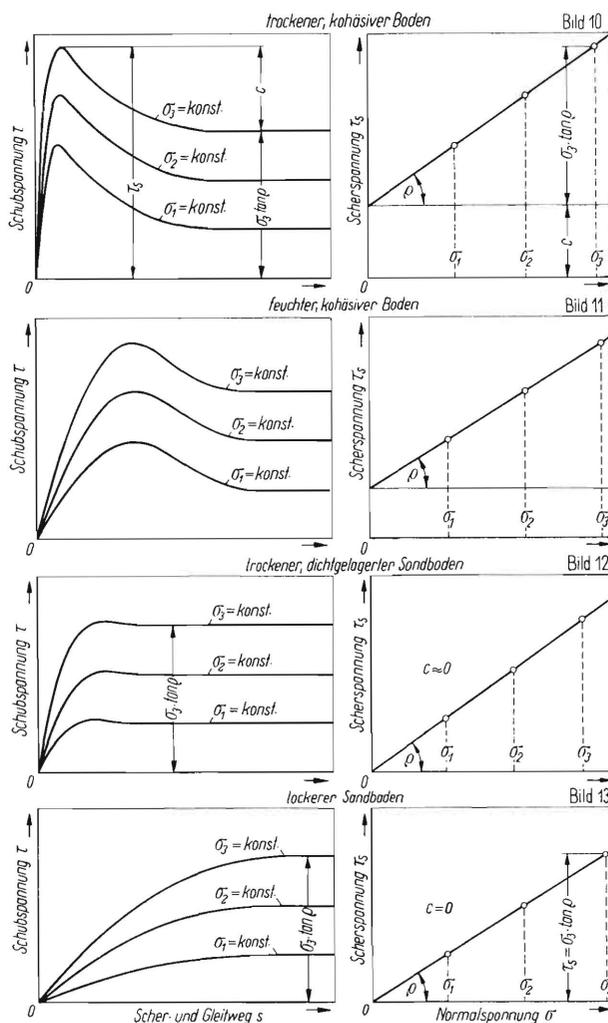
Beim Fahren auf dem Acker sind aber auch die weiteren Voraussetzungen für die maximalen theoretischen Triebkräfte T_s , nämlich das gleichzeitige Abscheren des Bodens in der gesamten Berührungsfläche nicht gegeben. In den **Bildern 10 bis 13** ist der Schubspannungsverlauf in Abhängigkeit vom Scher- und Gleitweg für verschiedene Böden dargestellt. Ein Lehm Boden mit hoher Kohäsion verformt sich nach Bild 10 während des Schervorganges zunächst elastisch und plastisch, wobei die Schubspannung bis zu einem Maximalwert, der Scherspannung τ_s , ansteigt. Bei diesem Maximalwert bilden sich die Scherflächen aus, worauf die Schubspannung allmählich wieder auf die Reibungsspannung τ_r beim Gleiten von Boden auf Boden abfällt. Im rechten Bild ist die maximale Scherspannung τ_s in Abhängigkeit von der Normalspannung σ aufgetragen. Je nach Bodenart und Zustand, also Lagerungsdichte und Feuchtigkeit, kann der Weg zur maximalen Scherspannung τ_s kleiner oder größer sein, Bild 10 und 11. Auf einem feuchten, kohäsiven Boden ist er größer als auf demselben Boden in trockenem Zustand. In Bild 12 und 13 ist schließlich der Schubspannungsverlauf eines dichten und eines lockeren Sandbodens dargestellt. Der Schubspannungsverlauf hat einen großen Einfluß auf den Schlupf von Gleiskette und Schlepperreifen.

Außer von Bodenart und -zustand hängt der Verformungsweg bis zum Abscheren natürlich auch von der Größe der Scherfläche und der Größe der Normallast ab.

1.2 Mohrscher Spannungskreis beim Boden

Um die Spannungsverhältnisse im Boden zu kennzeichnen oder zu ermitteln, bedient man sich des **Mohrschen** Spannungskreises nach **Bild 14**, der bekanntlich die Beziehungen zwischen den Hauptspannungen σ_1 und σ_3 und der Schubspannung τ darstellt. Allerdings unterscheidet sich der **Mohrsche** Spannungskreis für Boden von dem für einen homogenen isotropen, dem **Hookeschen** Gesetz gehorchenden Werkstoff, wie z. B. Stahl. Die größte Schubspannung steht nämlich nicht unter 45° zur Haupt-

Bilder 7 bis 9. Theoretische maximale Scherkraft eines Reifens auf verschiedenen Böden in Abhängigkeit von der Belastung unter Berücksichtigung des Rollwiderstandes nach **Bekker** [15].



Bilder 10 bis 13. Verlauf der Schubspannung in Abhängigkeit vom Scher- und Gleitweg bei verschiedenem Normaldruck sowie der Scherspannung in Abhängigkeit vom Normaldruck bei vier verschiedenen Böden.

spannung σ_1 , sondern unter dem Winkel $45^\circ - \rho/2$, **Bild 15**, worin ρ der Winkel der inneren Reibung ist.

Ist nun die erste Hauptspannung σ_1 der Größe und Richtung nach bekannt, wie groß ist die dritte Hauptspannung σ_3 , wenn ein Abscheren eintritt? Aus dem **Mohrschen** Spannungskreis ist zu entnehmen, daß die Schubspannung niemals größer sein kann als der jeweilige Abstand der Linien AD und AD' zur Hauptspannungsachse. Es sind dies die Linien der **Coulombschen** Gl. (5)

$$\tau_s = c + \sigma \tan \rho.$$

Der **Mohrsche** Kreis, der an diese Linien tangiert, ergibt dann die dritte Hauptspannung σ_3 , **Bild 14**.

Die beiden ersten Ausdrücke von Gl. (9) sind von der Tiefe und dem Raumgewicht des Bodens unabhängig, sie geben den Einfluß der Kohäsion c und der Auflast q wieder. Der dritte Ausdruck enthält das Raumgewicht γ und nimmt wie der hydrostatische Druck proportional der Tiefe zu. Unter der Voraussetzung, daß die Stützwand mit einem einzelnen Greifer einer Gleiskette oder einem Profilstollen eines Reifens identisch ist, ist damit der Ansatz zu einer Lösung für eine wichtige Aufgabe beim Fahren auf ungebahntem Gelände gefunden.

Ein ähnlicher Fall eines plastischen Grenzzustandes ergibt sich, wenn eine Bodenoberfläche durch eine Streifenlast belastet wird, **Bild 20**. Eine Lösung dieser Aufgabe hat *Prandtl* schon

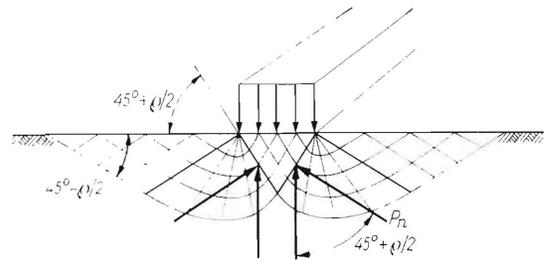
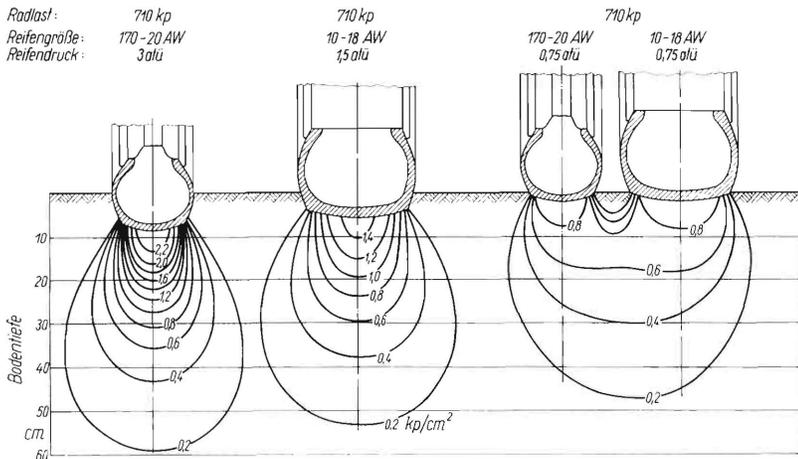


Bild 20. Plastischer Grenzzustand in dicht gelagertem Boden unter einer Streifenlast (nach *Prandtl*).



im Jahre 1920 gegeben. Dabei drückt sich der mittlere Bodenkeil in den Untergrund ein und die Seitenflächen scheren auf den unteren Gleitlinien ab und weichen zur Seite und nach oben aus. Das keilförmige Mittelstück befindet sich im aktiven *Rankineschen* Zustand und daß äußere Teilstück im passiven *Rankineschen* Zustand. Die beiden *Rankineschen* Zonen sind durch ein radiales Gleitlinienfeld miteinander verbunden, wobei die eine Gleitlinienschar ein Geradenbündel und die andere eine Schar logarithmischer Spiralen ist, welche die Geraden unter dem Winkel $90^\circ - \varrho$ schneidet. Eine mathematische Lösung für die erforderliche Druckkraft möge aus [4] entnommen werden. Diese Lösung gilt aber nur für einen Boden, der zwar plastisch fließt und abscher, sich aber nicht verdichtet. Deshalb kann sie nur als Näherungslösung für diesen speziellen Fall betrachtet werden. Bei einem solchen Scherbruch wird die gesamte Masse der radialen und *Rankineschen* Zone nach aufwärts bewegt.

Bei losen Böden, z. B. Ackerböden, sinkt aber die Last erst einmal in den Grund ein und verdichtet den Boden. Infolge der Verdichtung bilden sich die Gleitflächen nicht bis an das äußere Ende der Bodenoberfläche aus. *Terzaghi* bezeichnet das als einen sogenannten lokalen Scherbruch, für den er ebenfalls eine angenäherte Lösung gefunden hat [4].

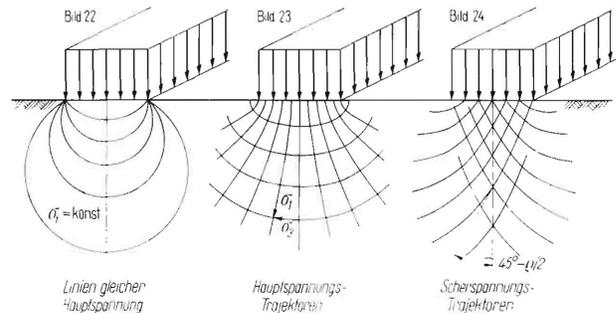
1.4 Berechnung der Spannungsfelder unter Reifen

Die Berechnung der unter Reifen oder Gleisketten auftretenden Spannungsfelder ist ebenfalls nach den Methoden der Bodenmechanik möglich. So wurden vom Verfasser mit Hilfe der von *Fröhlich* [5] entwickelten halbempirischen Formeln die Linien gleicher Hauptdruckspannungen unter Reifen berechnet [6]. **Bild 21** zeigt die in dieser Weise berechneten Linien gleicher Hauptdruckspannung unter einem schmalen und einem breiten Ackerwagenreifen gleichen Außendurchmessers und unter Zwillingbereifung aus diesen beiden Reifen mit gleicher Radlast auf feuchtem, bindigem Boden [7].

Außer den Linien gleicher Hauptdruckspannung ist es möglich, auch die Hauptspannungstrajektorien zu berechnen oder auf Grund der Verformung von Gitternetzen zu bestimmen. Neben den Druckzwiebeln in **Bild 22**, die für eine Streifenlast auf relativ hartem Boden gelten, zeigen **Bild 23** und **24** den Verlauf der Haupt- und Schubspannungstrajektorien, das sind diejenigen Linien, die die Richtung der Hauptspannungen und

Bild 21. Linien gleicher Hauptdruckspannung unter einem schmalen und einem breiten AW-Reifen gleichen Außendurchmessers und unter einer Zwillingbereifung aus diesen beiden Reifen mit gleicher Radlast auf feuchtem, bindigem Boden.

(Die Linien gleicher Hauptdruckspannung wurden mit einem Konzentrationsfaktor $\nu = 5$ errechnet [6, Seite 58 ff.].)



Bilder 22 bis 24. Linien gleicher Hauptdruckspannung und Hauptspannungs- und Scherspannungstrajektorien unter einem Laststreifen auf hartem Boden.

(Die Linien gelten für einen Konzentrationsfaktor $\nu = 3$.)

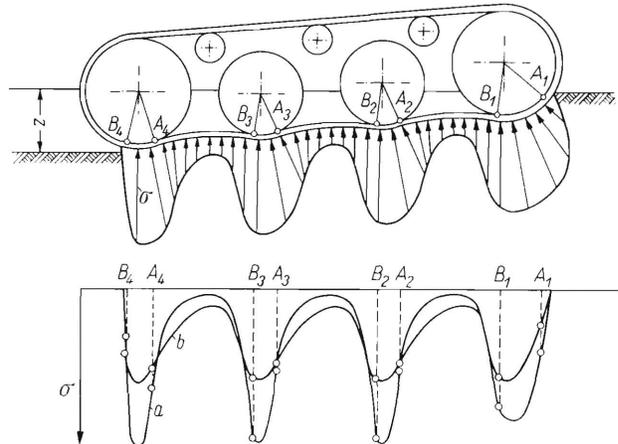


Bild 25. Druckverteilung unter einer Gleiskette bei großem Abstand der Stützräder und bei zwei verschiedenen Kettenvorspannungen. Im oberen Bild sind die Druckspannungen nach Größe und Richtung dargestellt, während in dem unteren Bild nur die absoluten Beträge über der Länge aufgetragen sind (nach *Bekker* [15]).

a. kleine Kettenspannung b. große Kettenspannung

der größten Scherspannungen angeben. Die Schubspannungen stehen wie schon erwähnt, unter $45^\circ - \rho/2$ zur Hauptspannung. Die Streifenlast wird üblicherweise als Annäherung der Druckverteilung unter einer Gleiskette betrachtet. Eine Gleiskette vermittelt aber keineswegs eine gleichmäßige Druckverteilung auf den Boden. Sie ist vielmehr ein mehr oder weniger elastisches Band, das an einzelnen Punkten durch Rollen belastet ist.

Bild 25 zeigt Druckverteilungen unter einer Gleiskette, in Abhängigkeit von der Kettenvorspannung. Unter der Annahme, daß der Druck einer bestimmten Funktion von der Eindringtiefe gehorcht, wurde diese Druckverteilung von *Bekker* [1] berechnet. In dem unteren Teil des Bildes sind Druckspannungen bei zwei verschiedenen Kettenvorspannungen dargestellt. Daraus ergibt sich, daß die Druckverteilung umso gleichmäßiger ist, je höher die Kettenvorspannung und je nachgiebiger der Boden ist. Außerdem spielt der Abstand und Durchmesser der Unterstützräder eine entscheidende Rolle. Je gleichmäßiger die Druckverteilung ist, um so geringer wird die Spurtiefe und um so niedriger wird der Rollwiderstand des Fahrzeuges. Wenn die Stützräder gegeneinander seitlich versetzt und so nahe beieinander angeordnet werden, daß sie sich überschneiden, kommt man dieser Forderung, wie durch militärische Fahrzeuge bewiesen ist, recht nahe. Jedoch ist der konstruktive Aufwand hierfür zu hoch, als daß er für landwirtschaftliche Ketten-schlepper in Frage käme.

2. Ermittlung mechanischer Bodeneigenschaften im Hinblick auf Rollwiderstand und Zugkraft von Triebrädern

Die entscheidende Größe für den Rollwiderstand auf nachgiebigem Boden ist die vertikale Bodenverformung unter einer Last. Leider stehen Bodenverformung und Belastung in keiner einfachen gesetzmäßigen Beziehung zueinander. Die Bestim-

mung der Bodenverformung in Abhängigkeit von einem auf-gebrachten Druck ist deswegen so schwierig, weil dabei zwei verschiedene Vorgänge mit völlig verschiedenen Gesetzmäßigkeiten auftreten. Denn erstens findet unter einem in den Boden gedrückten Stempel eine Bodenverdichtung, d. h. eine Verringerung des Porenvolumens statt, zum anderen ein plastisches Fließen.

2.1 Frühere Arbeiten

Für die statische Bodenverdichtung in einem Zylinder bei verbotener Seitenausdehnung konnten schon früher Gesetzmäßigkeiten gefunden werden [8; 9], die sich auch physikalisch begründen lassen. Sehr viel schwieriger wird das Problem, wenn man gleichzeitig das plastische Fließen mit erfassen will. Solange keine genaueren theoretischen Kenntnisse über diesen verwickelten Vorgang vorhanden sind, muß man sich mit relativ einfachen Näherungsgesetzen begnügen.

Im Jahre 1913 stellte *Bernstein* auf vorwiegend landwirtschaftlichen Böden fest, daß bei Bodenverformung unter Stempeln in Abhängigkeit von dem aufgebrachtten Druck die Funktion besteht:

$$p = k z^{0,5}$$

Dabei bedeutet z die Stempleindrückung in cm, und k eine Bodengröße, und zwar der Druck in kp/cm^2 , der für eine Stempleindrückung von einem cm erforderlich ist. 1930 wurde diese Gesetzmäßigkeit von *Gorjatschkin* dadurch erweitert, daß er an Stelle des konstanten Exponenten 0,5 einen variablen Exponenten n einführte:

$$p = k z^n$$

$$(p \text{ in } \text{kp/cm}^2; k \text{ in } \text{kp/cm}^2 \text{ cm}^n; z \text{ in cm}).$$

Die Größe k in den Formeln von *Gorjatschkin* und *Bernstein* hängt aber nicht nur von den mechanischen Bodeneigenschaften sondern auch von den geometrischen Abmessungen des Stempels ab. *Bekker* [1] hat daher im Jahre 1947 die Formel in der Weise erweitert, daß er k aufteilte in einen Koeffizienten k_c , den er als kohäsiven Modul der Deformation bezeichnete, und einen Koeffizienten k_p , den er als Reibungsmodul der Deformation bezeichnete. Ferner führte er als Nenner zum kohäsiven Modul bei einer langen Rechteckplatte die Breite b dieser Platte ein:

$$p = \left(\frac{k_c}{b} + k_p \right) z^n \dots \dots \dots (11)$$

(p in kp/cm^2 ; k_c in kp/cm cm^n ; b in cm; k_p in $\text{kp/cm}^2 \text{ cm}^n$; z in cm).

In **Bild 26** sind die erforderlichen Druckspannungen p in Abhängigkeit von der Eindringtiefe z für zwei Stempel mit den Breiten b_1 und b_2 aufgetragen. Der Exponent n und die beiden Koeffizienten k_c und k_p lassen sich in einfacher Weise ermitteln, wenn man den Druck in Abhängigkeit von der Eindringtiefe in doppellogarithmischem Papier aufträgt, **Bild 27**. Dann werden aus den Kurven zwei Geraden mit der Neigung $\tan \alpha = n$, also gleich dem gesuchten Exponenten. Bei einer Eindringtiefe von 1 cm gewinnt man die beiden Druckgrößen a_1 und a_2 ; hieraus lassen sich die beiden Koeffizienten k_c und k_p nach folgenden Formeln errechnen:

$$k_c = \frac{b_1 b_2 (a_1 - a_2)}{b_2 - b_1} \dots \dots \dots (12).$$

$$k_p = \frac{a_2 b_2 - a_1 b_1}{b_2 - b_1} \dots \dots \dots (13).$$

Man braucht dazu aber immer zwei Messungen mit zwei verschiedenen Stempelgrößen. Bei Verwendung von runden Platten tritt in Gl. (10) an Stelle von b der Radius r ; jedoch scheint keine völlige Übereinstimmung der Koeffizienten zwischen Rechteckplatten und runden Platten zu bestehen.

Bei trockenen kohäsionslosen Böden, wie Sand, ist im allgemeinen der kohäsive Modul $k_c = 0$. Bei plastischem, reibungslosem, nassem Ton ist $k_p = 0$, d. h., bei Reibungsböden geht die äußere Dimension der Belastungsplatte nicht ein, bei Kohäsionsböden hingegen spielen die Abmessungen eine große Rolle. Die

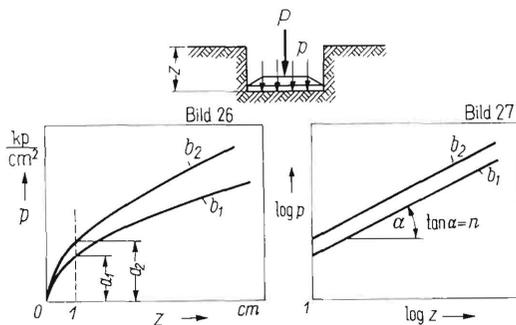


Bild 26 und 27. Druckspannungen beim Eindringen eines Stempels in den Boden in Abhängigkeit von der Eindringtiefe im linearen und im doppellogarithmischen Maßstab.



Bild 28. Bodenprüfgerät der Firma Caterpillar mit zwei Bodendruckstempeln und einem Ringschergerät.

Größen der runden Belastungsplatten liegen etwa zwischen 5 bis 30 cm Durchmesser bzw. bei Rechteckplatten zwischen 2×8 bis 10×40 cm. Wie bei allen Bodenmessungen müssen die Messungen mehrere Male wiederholt werden, da die Werte stark streuen. Damit ist eine relativ einfache Meßmethode und Formel für die vertikale Bodenverformung gegeben. Jedoch können Strukturänderungen im Boden, die durch Bodenbearbeitung verursacht sind oder Strukturschwellen infolge Bearbeitungsgrenzen oder ungleichmäßiger Feuchtigkeit den Verlauf der Stempelkurven beeinflussen und erhebliche Abweichungen von den Formeln von *Gorjatschkin* und *Bekker* bewirken.

Für die Messung der horizontalen Bodenverformung und des Abscherens des Bodens eignet sich u. a. das Ringschergerät. Ein mit senkrechten Messern als Greifer ausgerüsteter Ring wird in den Boden gedrückt und gedreht und das zum Abscheren erforderliche Drehmoment gemessen. Wenn man diese Messung mit den verschiedenen Belastungen wiederholt, läßt sich daraus der Schubspannungsverlauf und die maximale Scherspannung τ_s in Abhängigkeit von der Flächenpressung sowie die Kohäsion c und der Winkel ϱ der inneren Reibung ermitteln.

Die Forschungsinstitute und Firmen, die sich mit den Problemen geländegängiger Fahrzeuge beschäftigen, müssen sich mit Geräten ausrüsten, mit denen diese Bodenkenngrößen ermittelt werden können. **Bild 28** zeigt ein solches Gerät der amerikanischen Firma Caterpillar. Damit können zwei Stempel verschiedenen Durchmessers in den Boden gedrückt werden und außerdem der Scherwiderstand des Bodens mit Hilfe eines Ringschergerätes bestimmt werden. Das Gerät hat eine eigene Kraftquelle, einen Motor, einen Generator, die elektronische Ausrüstung zur Durchführung der Messung und die hydraulische Ausrüstung, um die Kräfte auszuüben.

Im Rahmen der im Institut für landtechnische Grundlagenforschung der FAL in Zusammenarbeit mit dem Institut für Schlepperforschung durchgeführten Forschungsarbeiten an Reifen und Gleisketten erschien es wünschenswert, sich mit weniger aufwendigen Geräten zu begnügen. Es wurden daher ein Ringschergerät und ein hydraulischer Bodendruckstempel als Schlepperanbaugeräte entwickelt³⁾. Da sie vom Schlepper getragen werden und die Schlepperhydraulik als Kraftquelle benutzen, ist das Transport- und Antriebsproblem auf bequeme und billige Weise gelöst.

2.2 Ringschergerät

In Anlehnung an ein früher in unserem Institut konstruiertes handbetätigtes Ringschergerät ([10], Bild 1), das vornehmlich im Laboratorium verwendet wird, wurde ein größeres Ringschergerät für Feldversuche gebaut, das mit einer vertikalen Last bis 400 kp arbeiten kann, **Bilder 29 bis 31**. Der verwindungssteife Rohrrahmen des Geräts wird an der Dreipunktaufhängung des Schleppers angebaut und durch einen zusätzlichen Diagonallenker in seiner Stellung fixiert. In diesem Rohrrahmen ist die Welle des Scherrings gelagert, die über einen Hebel mit Gewichten belastet wird. Der Scherring wird mittels zweier Drahtseile von einem hydraulischen Arbeitszylinder gedreht. Das



Bild 29. Anbau-Ringschergerät am Schlepper.

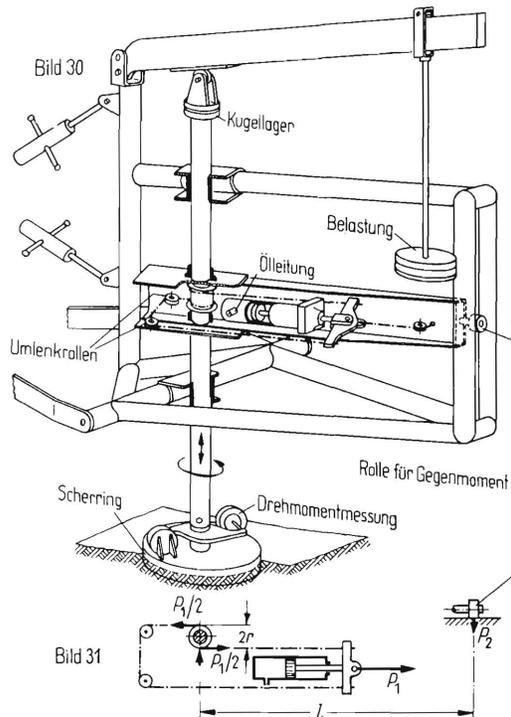


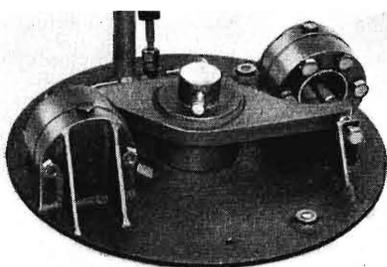
Bild 30 und 31. Schematische Darstellung des Anbau-Ringschergerätes in Bild 29.

Drehmoment wird von der Welle über zwei hydraulische Meßdosen, **Bild 32**, auf den Scherring, **Bild 33**, übertragen und mit Hilfe eines Indikators gemessen und registriert.

2.3 Bodendruckstempel

Zur Bestimmung der vertikalen Deformation des Ackerbodens in Abhängigkeit von einer Last wurde ein hydraulisch betriebener Bodendruckstempel entwickelt, **Bild 34 und 35**. Dieses Gerät ist

³⁾ Die Mittel für die Entwicklung dieser Geräte wurden von der Deutschen Forschungsgemeinschaft dankenswerterweise zur Verfügung gestellt. Die Geräte wurden von Ing. R. Möller konstruiert.



Außendurchmesser
 $d = 320$ mm.

Bild 32. Drehmomenten-Meßeinrichtung auf dem Scherring.

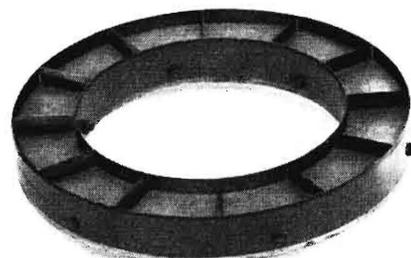


Bild 33. Scherring zum Ringschergerät.

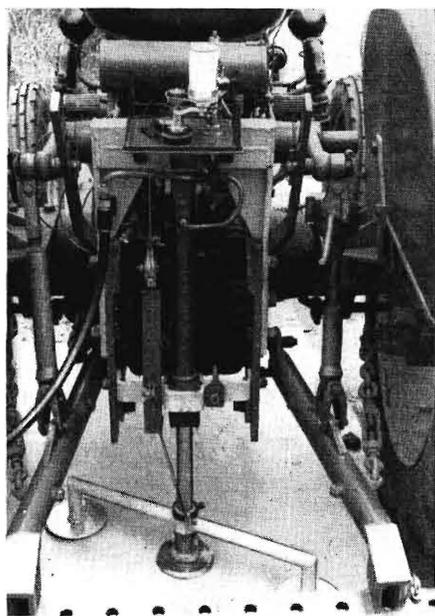


Bild 34. Hydraulisches Druckstempelgerät als Schlepper-Anbaugerät.

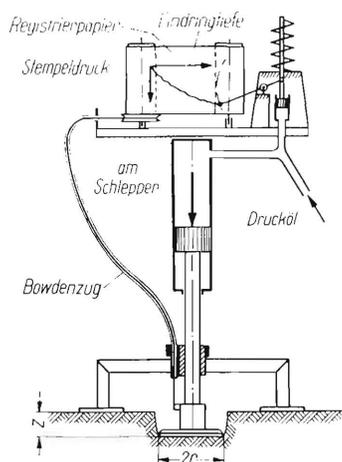


Bild 35. Schematische Darstellung des Druckstempelgerätes in Bild 34.

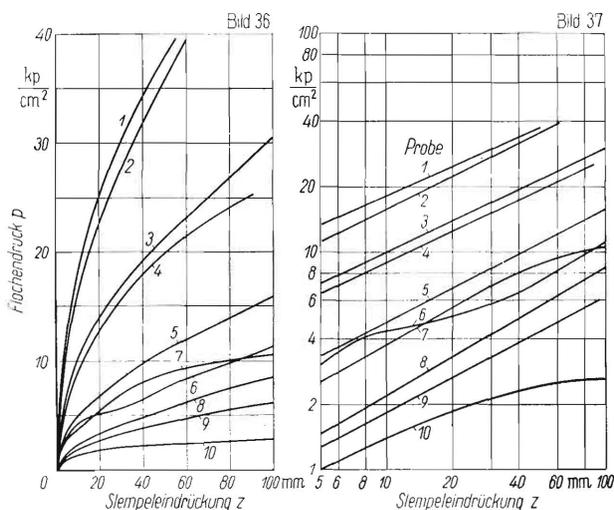


Bild 36 und 37. Flächendruck beim Eindringen eines Stempels ($d = 100$ mm) in den Boden (Yolo Schlufflehm) in Abhängigkeit von der Stempel­eindringung z bei verschiedener Bodenfeuchtigkeit und verschiedenem Ausgangsporenvolumen im linearen und im doppellogarithmischen Maßstab.

starr an der Schlepperrückseite angebaut. Es besteht im wesentlichen aus einem hydraulischen Arbeitszylinder, dessen Kolbenstange mit Druckstempeln verschiedenen Durchmessers von 70 bis 300 mm bzw. mit Rechteckplatten entsprechender Flächen­größe versehen werden kann. Die Eindringtiefe der Platten zur ursprünglichen Bodenoberfläche wird über einen Bowdenzug auf den Indikator übertragen und dient als Abszisse. Der Druck im Arbeitszylinder wird als Maß der Stempelkraft vom Indikator gemessen und aufgeschrieben.

Bei Laboratoriumsversuchen zur Bestimmung der Bodenverdichtung und des plastischen Fließens unter Stempeln wurden zahlreiche Druckdiagramme in Abhängigkeit von der Eindringtiefe bei verschiedenen Bodenfeuchtigkeiten und Bodenverdichtungen in Laboratoriumsversuchen [11] aufgenommen, **Bild 36**. Trägt man die Diagramme, wie in **Bild 37**, in doppellogarithmischem Maßstab auf, so zeigt sich, daß sie recht gut der von *Gorjatschkin* aufgestellten Beziehung

$$p = k z^n$$

gehören. Auch ist der Exponent n trotz der großen Festigkeitsunterschiede der Bodenproben immer verhältnismäßig konstant. Er beträgt nach **Tafel I** etwa 0,5, also wie in der *Bernstein*-schen Formel. Dagegen sind die k -Werte entsprechend den Unterschieden der Feuchtigkeit und des Porenvolumens außerordentlich verschieden und liegen zwischen 1 bis 20 $\text{kp/cm}^2 \text{ cm}^n$.

Bild 38 zeigt als Beispiel die Bodenverformung eines lehmigen Sandbodens unter einem Stempel bei einem Ausgangsporenanteil von 50% und einer Feuchtigkeit von 9%. Dabei wurde die Bodenverformung durch ein vorher eingebrachtes rechtwinkliges Gitternetz aus Kalkschichten und Gipssträngen sichtbar gemacht.

3. Der Rollwiderstand von starren Rädern, Luftreifen und Gleisketten

Mit Hilfe der halbempirischen Formeln für die vertikale Bodenverformung lassen sich Formeln für den Rollwiderstand von Rädern und Gleisketten aufstellen. *Bekker* [1] gibt eine Zusammenstellung solcher Ableitungen. Wenn der Druck in der Berührungsfäche eines in den Boden einsinkenden rollenden Rades der Funktion $p = k z^n$ gehorcht, so ist die Verdichtungs- und Verformungsarbeit A_F pro Flächeneinheit in der Spur mit der Tiefe z_0

$$A_F = \int_0^{z_0} p \, dz = \int_0^{z_0} k z^n \, dz = k \frac{z_0^{n+1}}{n+1} \quad \dots (12)$$

$$(A_F \text{ in } \text{kp cm/cm}^2; k \text{ in } \text{kp/cm}^2 \text{ cm}^n; z_0 \text{ in cm}).$$

Von einigen Autoren wie *Gerstner*, *Schultz*, *Gorjatschkin*, *Grandvoignet* wurde für den Exponenten der Wert $n = 1$ angenommen; dann ist die Arbeit pro Flächeneinheit

$$A_F(n=1) = \frac{1}{2} k z_0^2 \quad \dots \dots \dots (13).$$

Bernstein rechnete auf Grund eigener Messungen mit $n = \frac{1}{2}$, dann ist

$$A_F(n=1/2) = \frac{2}{3} k z_0^{3/2} \quad \dots \dots \dots (14),$$

für $n = 0$ schließlich ergibt sich

$$A_F(n=0) = k z_0 \quad \dots \dots \dots (15).$$

Unter der Näherungsannahme, daß der Boden nur vertikal nach unten gedrückt wird, ist die Gesamtarbeit für eine Spur der Breite b und der Länge l gleich dem Rollwiderstand W_r mal der Länge l .

Zahlentafel 1. Für die Berechnung des Flächendruckes $p = k z^n$.

Probe	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Feuchtigkeit Gew.-%	10,8	11,3	14,0	18,2	17,8	20,2	20,8	19,6	22,0	26,0
Porenvolumen %	45,4	46,2	47,0	42,7	47,1	52,0	44,1	48,2	43,2	45,3
Exponent n	0,44	0,50	0,48	0,48	0,52	0,44	0,48	0,59	0,53	0,40
Koeffizient k	18,3	16,0	10,1	9,1	4,8	4,4	3,8	2,4	1,8	1,4

Es ist
$$W_r = k b \frac{z_0^{n+1}}{n+1} \dots \dots \dots (16)$$

(W_r in kp; k in $\text{kp/cm}^2 \text{cm}^n$; z in cm)

und
$$W_{r(n=1)} = \frac{1}{2} k b z_0^2 \dots \dots \dots (17),$$

$$W_{r(n=1/2)} = \frac{2}{3} k b z_0^{3/2} \dots \dots \dots (18),$$

$$W_{r(n=0)} = k b z_0 \dots \dots \dots (19).$$

Damit ist der Rollwiderstand eine Funktion des Bodenkoeffizienten k , der Radbreite b und der Spurtiefe z_0 .

Um eine analytische Lösung des Rollwiderstandes als Funktion der Radabmessungen und der Last zu bekommen, muß man vom Gleichgewicht der Kräfte am Rade ausgehen. Nach einigen Zwischenrechnungen erhält *Bekker*:

$$W_{r(n=1)} = \frac{0,86 G^{4/3}}{(k b)^{1/3} D^{2/3}} \text{ (wie Gerstner) } \dots \dots (20),$$

$$W_{r(n=1/2)} = \frac{0,876 G^{3/2}}{(k b)^{1/2} D^{3/4}} \text{ (wie Bernstein) } \dots \dots (21),$$

$$W_{r(n=0)} = \frac{1 G^2}{k b D} \dots \dots \dots (22),$$

(W_r in kp; G in kp; k in $\text{kp/cm}^2 \text{cm}^n$; b in cm; D in cm).

Von *Helmut Meyer* [12] wurde 1934 auf Grund von Fahrversuchen für glatte zylindrische Räder die empirische Formel aufgestellt:

$$W_r = C \frac{G^m}{D^n b^o} \dots \dots \dots (23),$$

worin W_r der Rollwiderstand in kp, C in $\text{kp}^m \text{dm}^o / \text{Mp}^m$, G die Radlast in Mp^n , D der Raddurchmesser in m^n und b die Felgenbreite in dm^o bedeuten. Für verschiedene Böden und Bodenzustände hat *Meyer* folgende Werte festgestellt:

$C = 126$ bis 330	$n = 0,75$ bis $1,3$
$m = 1,2$ bis $1,5$	$o = 0,25$ bis $0,53$

Setzt man $m = 1,5$; $n = 0,75$ und $o = 0,5$, so erhält man

$$W_r \approx C \frac{G^{1,5}}{D^{0,75} b^{0,5}} \dots \dots \dots (24).$$

Diese Formel stimmt also recht gut mit der *Bernsteinschen* Formel überein.

Für starre Räder stellte *Bekker* [15] die Gleichung auf:

$$W_r = \frac{1}{(3-n)^{2n+1} (n+1) (k_c + b k_p)^{\frac{2n+2}{2n+1}} \sqrt[2n+1]{\frac{3G}{VD}}} \dots \dots (25)$$

(W_r in kp; G in kp; D in cm; k_c in kp/cm cm^n ; b in cm; k_p in $\text{kp/cm}^2 \text{cm}^n$).

Dabei ergibt sich die Spurtiefe

$$z = \left[\frac{3G}{(3-n) (k_c + b k_p) \sqrt{D}} \right]^{\frac{2}{2n+1}} \dots \dots (26).$$

Aus diesen Gleichungen geht ebenso wie aus den früheren Gl. (20) bis (23) hervor, daß eine Verlängerung der Grundberührungsfläche bzw. eine Vergrößerung des Durchmessers D den Rollwiderstand mehr verringert als eine Verbreiterung des Rades.

Die großen Vorzüge des Luftgummireifens gegenüber dem starren Rad auf nachgiebigem Boden sind schon seit 30 Jahren allgemein bekannt. Durch die Abplattung des Reifens und die Verteilung der Last auf eine längere Berührungsfläche wirkt der Luftreifen wie ein starres Rad mit erheblich größerem Durchmesser (**Bild 39**). Voraussetzung dazu ist aber, daß der Reifen relativ zur Bodenfestigkeit weich sein muß.

Der Rollwiderstand eines Luftreifens läßt sich aufteilen in die Widerstände, die durch Verformung, also Verdichtung und

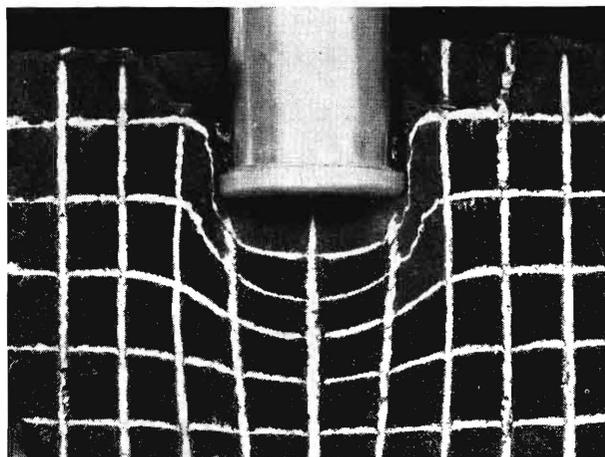


Bild 38. Bodenverformung unter einem Stempel in einem Zylinder. Die Bodenverformung ist durch ein vorher eingebrachtes Gitternetz aus horizontalen Kalkschichten und vertikalen Gipssträngen sichtbar gemacht.

Boden: Yolo-sandiger Lehm
Feuchtigkeit 9%
Ausgangsporenvolumen 50%

plastisches Fließen des Bodens, durch Reibung des Bodens und durch die Walkarbeit beim Reifen hervorgerufen werden.

Für den vom Boden herrührenden Widerstand stellte *Bekker* [15] die Gleichung auf:

$$W_{r(\text{Boden})} = \frac{[b(p_i + p_c)]^{\frac{n+1}{n}}}{(k_c + b k_p)^{1/n} (n+1)} \dots \dots (27).$$

Darin bedeuten p_i den Reifennendruck und p_c den durch die Steifigkeit der Karkasse hervorgerufenen zusätzlichen Flächen- druck. Für Ackerwagenreifen ist $p_c \approx 0,5 \text{ kp/cm}^2$, für Schlepperreifen mit geschlossenem Profil $p_c \approx 0,7$ bis $1,0 \text{ kp/cm}^2$ und mit offenem Profil $p_c = 0,4$ bis $0,6 \text{ kp/cm}^2$.

Der von der Walkarbeit herrührende Rollwiderstandsanteil kann nach *Bekker* [15] ausgedrückt werden durch:

$$W_{r(\text{Karkasse})} = \frac{G u}{p_1^a} \dots \dots \dots (28).$$

Die beiden Konstanten a und u müssen experimentell bestimmt werden. Solange jedoch keine übermäßige Reifendeformation stattfindet, beträgt dieser Rollwiderstandsanteil etwa 2 bis 3% der Radlast.

Die Gleichungen zeigen, daß es vor allem auf eine lange Berührungsfläche, d. h. großen Durchmesser und niedrigen Flächen- druck, ankommt, um Spurtiefe und Rollwiderstand möglichst klein zu halten. In der Praxis sind jedoch in sehr vielen Fällen, besonders bei luftbereiften Ackerwagen und Mäh- dreschern, Schleppervorderrädern, aber auch bei Schlepper- triebrädern, die Reifen im Vergleich zur Bodenfestigkeit zu hart

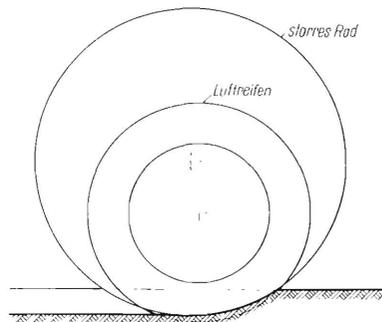


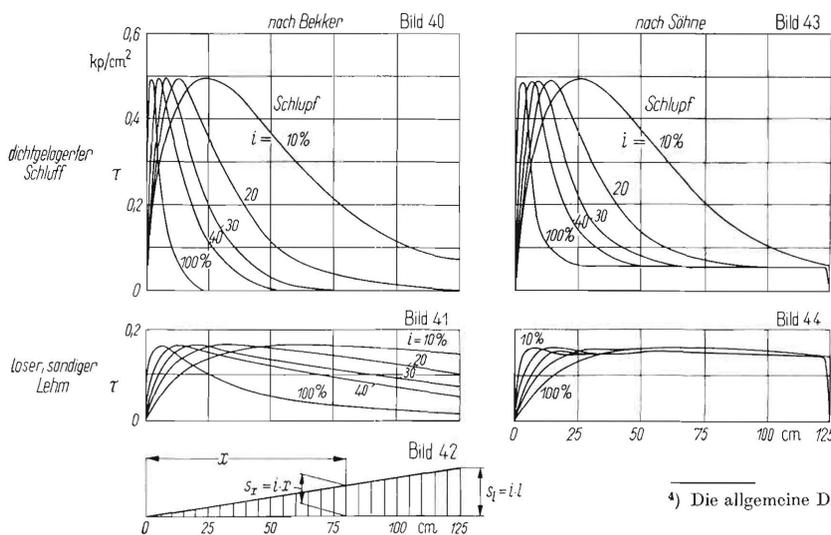
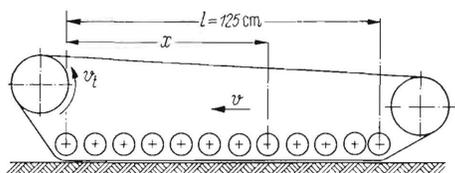
Bild 39. Beispiel einer gleichen Bodenverformung unter einem starren Rad mit größerem Durchmesser und einem sich abplattenden Luftreifen mit kleinerem Durchmesser.

und wirken wie starre Räder, so daß der Rollwiderstand bis zu 30% größer ist, als bei niedrigem Luftdruck zu erreichen wäre. Die Landwirte fahren aus Mangel an zuverlässigen Reifendruckprüfern lieber mit zu hohem Reifendruck, um nicht durch ungenügenden Innendruck Reifenschäden zu erleiden.

4. Zugkraft und Schlupf von Reifen und Gleisketten

Nach den vertikalen Bodenverformungen sollen nun die horizontalen Bodenverformungen als Folge horizontaler Schubkräfte und ihr Einfluß auf die Zugkräfte und den Schlupf von Reifen und Gleisketten betrachtet werden. In den Bildern 10 bis 13 sind bereits Schubspannungsdiagramme vom Boden in Abhängigkeit vom Scher- und Gleitweg dargestellt, wie sie mit einem Ringschergerät oder einem Scherkasten gewonnen wurden. Wie lassen sich nun diese Scherdiagramme auf die Kraftübertragung zwischen Reifen oder Gleiskette und Boden anwenden?

Voraussetzung jeder Kraftübertragung zwischen Laufwerk und Boden ist, daß eine Schubverformung stattfindet, die bis zum Abscheren und anschließenden Gleiten der Gleiskette oder des Reifens auf dem Boden führen kann. Wie bereits erwähnt, ist aber der Abschervorgang in einem Scherkasten und bei einer Gleiskette nur dann analog, wenn die Gleiskette gefesselt ist,



wenn also der Schlupf gleich 100% ist. In diesem Falle sind bei gleichem Normaldruck die Schub- bzw. Scherspannungen aus Kohäsion und innerer Reibung gleich groß. Die Verformungs- und Scherwege sind wegen der größeren Berührungsfläche unter der Gleiskette jedoch größer als beim Scherkasten.

Anders wird das Bild, wenn eine Gleiskette oder Reifen mit mäßigem Schlupf fährt. Dann nimmt der Verformungsweg in der Berührungsfläche von vorn nach hinten zu. Wenn die Berührungsfläche einer Gleiskette eine Länge l hat, so ist der maximale Scherweg gleich dem Produkt aus Länge der Berührungsfläche und Schlupf i.

Die Beziehung zwischen der von einer Gleiskette oder einem Reifen auf den Boden ausgeübten Schubspannung und dem Scherweg kann in folgender Weise dargestellt werden. Die Scherdiagramme, die die Schubspannung in Abhängigkeit von der Bodenverformung, dem Abscheren und Gleiten in der Berührungsfläche unter einer Gleiskette oder einem Reifen darstellen, haben die gleiche Form wie die Scherdiagramme in den Bildern 10 bis 13. Diese Scherdiagramme sind ähnlich den Kur-

ven, die das Abklingen einer aperiodischen Schwingung in Abhängigkeit von der natürlichen Frequenzzeit darstellen und haben nach Bekker⁴⁾ [15] folgende Form:

$$\tau = (c + \sigma \tan \varrho) \frac{e^{(-K_2 + \sqrt{K_2^2 - 1}) K_1 s} - e^{(-K_2 - \sqrt{K_2^2 - 1}) K_1 s}}{y_{\max}} \quad (29).$$

Darin bedeutet $c + \sigma \tan \varrho$ die uns bekannte maximale Scherspannung nach Coulomb. Weiterhin ist in der Gleichung K_1 ein Maßstabsfaktor für die Bodendeformation während des Abscherens und K_2 ein Maßstab für den Kurvenverlauf, s ist der Scherweg und Gleitweg. y_{\max} ist der Maximalwert, den der Zählerausdruck im Moment des Abscherens erreichen kann, wobei der Bruch gleich eins und $\tau = c + \sigma \tan \varrho$ wird. Diese Gleichung stellt also eine empirisch gewonnene Funktion von τ über dem Scherweg und Gleitweg s dar. Die vier Werte Kohäsion c , Winkel ϱ der inneren Reibung und die Faktoren K_1 und K_2 müssen aus Scherversuchen bestimmt werden.

Unter einer Gleiskette mit angenommener gleichmäßiger Normaldruckverteilung berechnete Bekker für einen abgesetzten Boden mit hoher Kohäsion und relativ kleinem ϱ sowie für einen losen, sandigen Lehm mit kleiner Kohäsion und $\varrho = 35^\circ$ den Schub- und Scherspannungsverlauf nach Bild 40 und 41 für einen Schlupf von 10, 20, 30, 40 und 100% [15]. Darunter ist der lineare Anstieg des Scher- und Gleitweges $s_x = x \cdot i$ unter der Berührungsfläche von vorn nach hinten aufgetragen, Bild 42. Wenn man jetzt die Schubspannung über die Berührungsfläche integriert, erhält man die Triebkraft

$$T = \int_0^l b \tau dx \quad (30).$$

Bilder 40 bis 44. Schubspannungsverlauf unter einer Gleiskette für verschiedenen Schlupf i auf zwei verschiedenen Böden nach der Formel von Bekker [15]. Anstieg des Scher- und Gleitweges in der Berührungsfläche von vorn nach hinten. In Bild 43 und 44 entsprechende Schubspannungsverläufe nach einer modifizierten Formel des Verfassers.

Mittlere Flächenpressung zwischen Gleiskette und Boden $p = 0,21 \text{ kp/cm}^2$.

4) Die allgemeine Differentialgleichung für eine solche Schwingung ist

$$m \ddot{x} + k \dot{x} + c x = 0.$$

Wobei $m \ddot{x}$ die Massenkraft, $k \dot{x}$ die Dämpfungskraft und $c x$ die Federkraft ist. Die allgemeine Lösung dieser Gleichung lautet:

$$x = A_1 e^{z_1 t} + A_2 e^{z_2 t},$$

wobei

$$z = -\frac{k}{2m} \pm \sqrt{\left(\frac{k}{2m}\right)^2 - \frac{c}{m}} \quad \text{ist.}$$

Wenn der Ausdruck unter der Wurzel negativ ist, erhält man zwei komplexe Werte von z und eine gedämpfte Schwingung. Wenn der Wurzelausdruck positiv ist, erhält man eine Lösung, die aus der Summe zweier Exponentialkurven besteht. Es ist dies keine Schwingung mehr, sondern ein Zurückkriechen zur Gleichgewichtsstellung bei sehr großer Dämpfung.

Diese Lösung läßt sich in der Form

$$x = A_1 e^{(-D + \sqrt{D^2 - 1}) v_0 t} + A_2 e^{(-D - \sqrt{D^2 - 1}) v t}$$

schreiben. Dabei bedeutet $v = \sqrt{c/m}$ die Eigenschwelle des ungedämpften Schwingers und $k/2m v_0 = D$ die Dämpfung.

Bekker ersetzte $v_0 t$ durch den Scher- oder Gleitweg s . Ferner führte er den Maßstabsfaktor K_1 für s und den Faktor K_2 ein, der den Wert der Dämpfung D ersetzte. Nach Elimination der Konstanten A_1 und A_2 aus den Randbedingungen erhielt er die obige Gleichung.

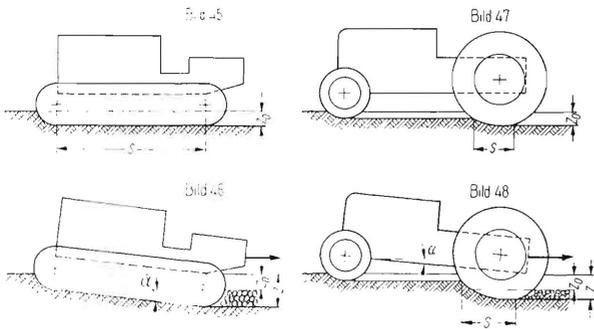
Es handelt sich also keinesfalls um eine physikalische Analogie zwischen der Schwingungsgleichung und dem Abschervorgang, sondern um eine formale mathematische Ähnlichkeit.

Nach der Gl. (25) werden jedoch bei großem Schlupf bzw. großen Gleitwegen die errechneten Schubspannungen zu klein oder gar Null. In Wirklichkeit bleibt aber beim Gleiten Boden auf Boden immer ein Reibungsanteil übrig, wenn ϱ nicht Null ist. Vom Verfasser wurde daher versucht, die Bekkersche Lösung so zu modifizieren, daß der Kohäsions- und Reibungsanteil völlig voneinander getrennt wurde und die Kurven in den Reibungsanteil $\sigma \tan \varrho$ auslaufen. Das kann nach folgender Gleichung geschehen:

$$\tau = \tau_c + \tau_\varrho$$

$$= \frac{c}{y_{\max}} \left[e^{(-K_2 + \sqrt{K_2^2 - 1}) K_1 s} - e^{(-K_2 - \sqrt{K_2^2 - 1}) K_1 s} \right] + \sigma \tan \varrho \tan K_3 s \quad (31).$$

Nach dieser Gleichung ergibt sich ein Schubspannungsverlauf nach Bild 43 und 44. Von der auf diese Weise in der Berührungsfäche einer Gleiskette gewonnenen Schubkraft muß der Eigenrollwiderstand abgezogen werden. Dabei muß man berücksichtigen, daß der Eigenrollwiderstand mit größer werdendem Schlupf zunimmt, Bilder 45 bis 48. Mit zunehmendem Schlupf wirken die Greifer einer Gleiskette bzw. die Stollen eines Schlepperreifens wie eine Fräse, die den Boden abschert und nach hinten transportiert. Dadurch vergrößert sich die Spurtiefe und der Eigenrollwiderstand so, als ob der Ketten- oder Radschlepper einen Abhang hinaufklettern müßte. Diese Erscheinung ist besonders auf Moor oder weichem Boden zu beobachten, auf dem sowieso schon eine große Spurtiefe vorhanden ist.

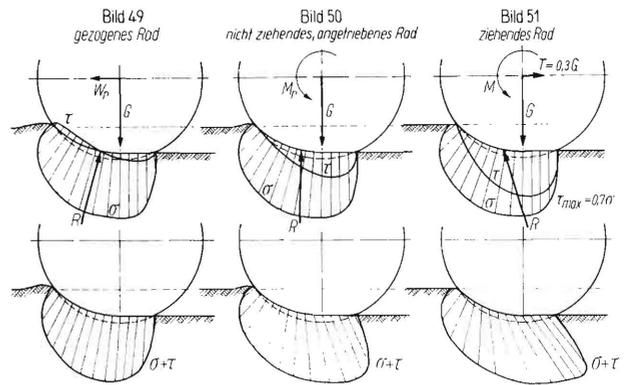


Bilder 45 bis 48. Vergrößerung des Rollwiderstandes und der Spurtiefe eines Gleiskettenfahrzeuges und eines Schleppers mit zunehmendem Schlupf durch Einwühlen der Greifer bzw. des Schleppertriebades (nach Bekker [1]).

In der Berührungsfäche zwischen Reifen und Boden ist die Berechnung der Schubspannungsverteilung noch etwas komplizierter als unter der Gleiskette. Für einen bestimmten Schlupf hängt der Verlauf der Bodenverformungen und des Gleitens in der Berührungsfäche zwischen Reifen und Boden mit der Zykloide des Rades zusammen [13]. Bei einem ziehenden Rade bildet sich an Stelle der Zykloidenspitze eine Zykloidenschleife aus, in der die radiale und tangentielle Reifenverformung noch mit berücksichtigt werden muß (s. a. [13], Bild 14, 15, 16).

In Bild 49 ist zunächst die Normaldruckverteilung σ , d. h. die Druckverteilung senkrecht auf den Reifen, eingetragen. Diese Normaldruckverteilung ist abhängig von dem jeweiligen Eindrückungsweg, wie mit Hilfe von Druckmessungen gezeigt wurde; sie kann beispielsweise nach Gl. (11) näherungsweise berechnet werden. Ferner kann die Reifendeformation in der Berührungsfäche berechnet oder gemessen werden. Dieser Normaldruckverteilung überlagert sich eine tangentielle Schubspannungsverteilung τ . Durch das Abplatten des Reifens entstehen bereits beim gezogenen Rad gewisse Schubspannungen, die zur Mitte der Berührungsfäche hin gerichtet sind, Bild 49.

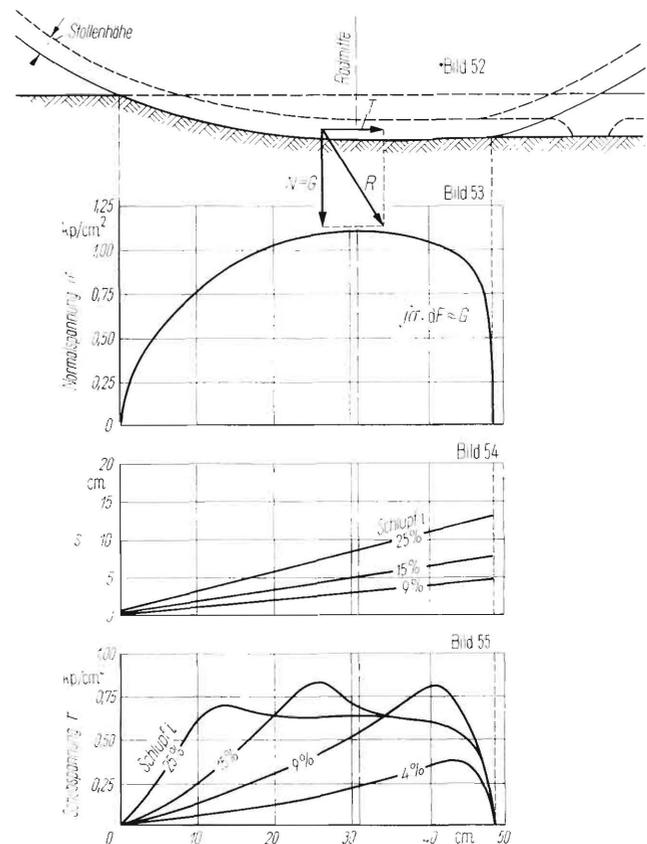
Beim angetriebenen Rad überlagern sich diese von der Abplattung hervorgerufenen Schubspannungen und die von dem Achsmoment herrührenden Schubspannungen, die entsprechend der Reifenverformung durch den Schlupf von vorn nach hinten bis zu einem durch die Gleitreibung begrenzten Wert zunehmen, Bild 50. Obwohl beim ziehenden Rad im vorliegenden Fall auf einem nachgiebigen sandigen Boden die



Bilder 49 bis 51. Normal- und Schubspannungen unter einem gezogenen Rad, einem leerfahrenden, angetriebenen Rad sowie einem ziehenden Rad.

Schubspannungen im Bereich des Gleitens 70% der Normalspannungen σ ausmachen, ist die Triebkraft als Folge des hohen Rollwiderstandes nur rund 30% der Radlast, Bild 51.

Bild 52 zeigt den Längsschnitt einer Berührungsfäche zwischen Reifen und Boden und Bild 53 den Verlauf der Normalspannungen in diesem Schnitt. In Bild 54 sind die Scher- und Gleitwege im mittleren Längsschnitt für verschiedene Schlupfwerte i dargestellt, wie sie aus den Zykloiden zu entnehmen sind; man bekommt bei nicht zu großer Spurtiefe in der Berührungsfäche von vorn nach hinten eine angenähert lineare Zunahme des Verformungsweges s . Aus der früher beschriebenen Form des Abscherdiagrammes eines kohäsiven Bodens wurde nun die vermutliche Schubspannungsverteilung im mittleren Längsschnitt für die verschiedenen Schlupfwerte entwickelt und in Bild 55 schematisch dargestellt. Inzwischen ist es möglich, mit Hilfe der Bekkerschen Formeln [15] den Druckspannungsverlauf und den Schub- und Scherspannungsverlauf in der Berührungsfäche



Bilder 52 bis 55. Verlauf der Normalspannungen, der Scher- und Gleitwege und der Schubspannungen im Längsschnitt einer Berührungsfäche zwischen Reifen und Boden bei einem angetriebenen, mit verschiedenem Schlupf fahrenden Rad.

fläche wenigstens näherungsweise zu berechnen. Doch ergeben sich u. a. infolge des Einflusses der Stollenprofilierung und der Reibungsspannung Gummi—Boden, die von der Scherspannung Boden—Boden abweicht, noch erhebliche Unsicherheiten, die nur durch eingehende Versuche beseitigt werden können.

5. Folgerungen aus der Theorie über das „Fahren im Gelände“

Sobald die aus vorstehenden Erkenntnissen hergeleiteten theoretischen Beziehungen durchentwickelt sind und sich genügend leicht handhaben lassen, und die mechanischen Bodeneigenschaften mit genügender Genauigkeit gemessen sind, wird man den Einfluß einer Änderung des Reifendurchmessers oder der Reifenbreite, der Anwendung einer Zwillingbereifung, einer Luftdruckabsenkung oder der Änderung des Gewichtes auf Rollwiderstand, Zugkraft und Schlupf bei den verschiedensten Bodenzuständen vorausbestimmen können. Allerdings wird man immer wieder gezwungen sein, mit Reifen Zugkraftmessungen als Ergänzung, wenn auch nicht in dem seitherigen Umfang, durchzuführen. Man wird aber auf Grund der Theorie in der Lage sein, Beobachtungen über das Verhalten der Reifen besser zu deuten.

Viele empirisch gewonnene Einzelerfahrungen lassen sich auf Grund dieser Erkenntnisse deuten und systematisch einordnen.

Mit einer Vergrößerung des Durchmessers und damit der Eingriffslänge des Reifens im Boden verringert sich der Rollwiderstand; beim Triebad erhöht sich dabei die Zugkraft und verringert sich der Schlupf. Bei größerem Durchmesser kann man auch den Luftdruck geringfügig absenken, wodurch die Berührungsfläche zwischen Reifen und Boden vergrößert und der Rollwiderstand weiter gesenkt werden kann. Entscheidend sind diese Verbesserungen jedoch nicht bei festem, trockenem Boden, wenn durch eine Durchmessergrößerung der Kraftschlußbeiwert $\kappa = T/G$ z. B. von 0,6 auf 0,7 steigt, sondern auf nachgiebigem Boden, wenn κ von 0,2 auf 0,3 steigt.

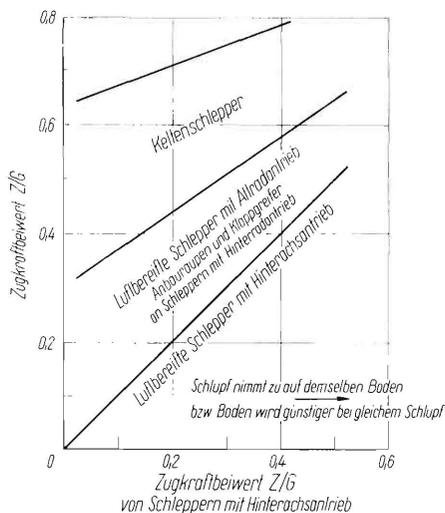


Bild 56. Zugfähigkeit von Schleppern mit verschiedenen Laufwerken im Vergleich zu Schleppern mit Hinterradantrieb nach H. Meyer [14].

Eine Reifenverbreiterung allein wirkt sich nicht so sehr auf die Rollwiderstandsverminderung und Zugkraftenerhöhung aus; sie gestattet es aber, den Luftdruck spürbar zu senken. Erst durch die Luftdruckabsenkung verringert sich der Rollwiderstand und vergrößert sich die Eingriffslänge zwischen Reifen und Boden und damit die Zugkraft. Das gilt jedoch nur für nachgiebige Böden.

Wenn man die Größe der mechanischen Bodeneigenschaften kennt, kann man ferner den Einfluß einer Gewichtserhöhung auf die Zugkraft von Triebädern vorausberechnen. Bei relativ trockenen Böden steigt tatsächlich die Zugkraft annähernd proportional mit der Reifenbelastung. Aber je feuchter und nachgiebiger der Boden wird, um so weniger wirkt sich eine

Gewichtserhöhung auf die Zugkraft der Triebäder aus. Sie hat schließlich sogar den umgekehrten Effekt, z. B. auf Moorböden. Maßgebend für die Bemessung von Reifen und Gleisketten müssen die Bodenzustände sein, bei denen man vorzugsweise bzw. gerade noch auf den Acker muß.

Welche Möglichkeiten bestehen nun in der Praxis für den Konstrukteur bzw. den Landwirt, den Flächendruck zwischen Reifen und Boden der Tragfähigkeit des Bodens anzupassen?

Der Luftdruckprüfer und die Schlepperanbaupumpe sollten dem Landwirt als wichtige Instrumente stets griffbereit sein. Unter schwierigen Bodenverhältnissen muß der Luftdruck gesenkt werden, da sonst die Luftreifen wie starre Räder wirken und der Rollwiderstand unter den betreffenden Bodenverhältnissen bis zu 30% zu hoch sein kann. Auf weichem Boden bedeutet es keine Gefahr, den Luftdruck unter die für starre Fahrbahn geltenden Mindestwerte abzusenken.

Eine automatische oder halbautomatische Luftdruckregelungseinrichtung, die die Reifendeformationen der Bodenfestigkeit anpaßt, sollte ein Fernziel der Konstruktion sein. Gitterräder oder Zwillingreifen mit einem gegenüber Einzelreifen auf die Hälfte verringertem Innendruck sollten für das Drillen auf oberflächlich abgetrocknetem Boden im Frühjahr bereitstehen. Das Grundgewicht des Schleppers soll so leicht wie eben möglich sein, aber durch Zusatzgewichte erheblich erhöht werden können. Die Schleppervorderräder haben für schwierige Böden durchweg zu kleine Durchmesser, ihr Innendruck ist zu hoch. Auch hier sollte der Luftdruck variiert werden können und gegebenenfalls Zwillingreifen verwendet werden.

Mähdrescher haben im allgemeinen nicht so schwierige Bodenverhältnisse zu bewältigen wie Schlepper und Ackerwagen. Trotzdem ist eine weitere Gewichtsverminderung auch hier anzustreben; außerdem muß vorgesehen werden, sie wahlweise mit überdimensionierten Reifen, für besonders schwierige Verhältnisse sogar mit Zwillingreifen und niedrigem Luftdruck ausstatten zu können.

In Betrieben mit schwerem, tonigem Lehmboden kann es wirtschaftlicher sein, in einem nassen Herbst Ackerwagen mit im Durchmesser und Volumen überdimensionierten Reifen bzw. Triebachsanhänger zu verwenden, um den Fahrwiderstand der Anhänger zu verringern, als die Zugkraft der Schlepper zu erhöhen. Andererseits ist eine gewisse Tendenz zum Zukunftschlepper mit vier angetriebenen, gleichgroßen lenkbaren Rädern zu beobachten, durch den ebenfalls die Zugleistung unter schwierigen Bodenverhältnissen verbessert werden könnte.

In welcher Weise die Zugkraftbeiwerte durch Hilfsmittel wie Allradantrieb, Anbau- und Klappgreifern oder durch Kettenschlepper gegenüber normalen, luftbereiften Schleppern mit Hinterradantrieb verbessert werden können, geht aus einer Darstellung von Meyer [14] nach Messungen von Bock und Lange hervor, **Bild 56**. Unter sehr schwierigen Bodenverhältnissen, unter denen der normale Schlepper mit Hinterradsantrieb nur einen Zugkraftbeiwert von 0,2 hat, kann er durch Anbau- und Klappgreifern auch bis zu 0,45, also mehr als dem Doppelten, mit Kettenschleppern bis zu 0,7, also dem Dreifachen, verbessert werden. Bei günstigeren Bodenverhältnissen, bei denen schon der normale Schlepper relativ gute Zugkraftbeiwerte hat, ist die relative und absolute Verbesserung dagegen nicht mehr so groß.

Es mag Skeptiker geben, die fragen, ob durch diese Forschungen überhaupt noch weitere Fortschritte zu erzielen sind. Fortschritte durch eine Weiterentwicklung der Reifenkonstruktion sind ohne Zweifel möglich, doch werden sie nicht mehr so leicht erzielt, wie es seinerzeit bei der Einführung der Luftgummireifen und der Entwicklung der Hochstollenprofile der Fall gewesen ist. Neuerdings hat sich eine solche Verbesserung durch Einführung der Gürtelreifen ergeben, die einen längeren Eingriff im Boden haben.

In diesem Zusammenhang sollen zwei Vorschläge von Bekker [15] gezeigt werden. Der eine betrifft den konzentrischen Doppelreifen in **Bild 57**, der auf Grund von Tastversuchen infolge seiner

großen Eingriffsfläche bessere Leistungen zeigte als entsprechende Zwillingsreifen. Es ist jedoch fraglich, ob die Seitenstabilität eines solchen Reifens genügend groß gemacht werden kann. Der zweite betrifft eine Gummi-Gleiskette, die durch ein Luftkissen mit niedrigem Druck gleichmäßig belastet wird, **Bild 58**. Die Gleitreibung zwischen Gleiskette und Luftkissen wird durch Glycerin herabgesetzt; das Ganze ist völlig durch Membranen abgekapselt. Der Raumbedarf dieses Gerätes ist verglichen mit einem Reifen (gestrichelt eingezeichnet) überraschend gering, doch geht die klassische Einfachheit des Reifens verloren, so daß dieses Laufwerk für die Landwirtschaft wohl kaum in Frage kommt.

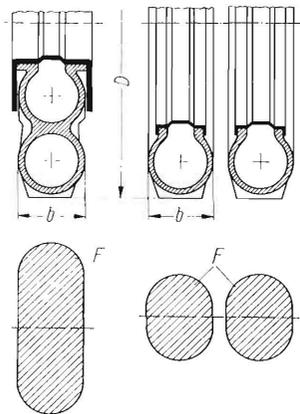


Bild 57. Reifenquerschnitt und Berührungsfläche zwischen Reifen und Boden eines Zwillingsreifens und eines konzentrischen Doppelreifens nach Bekker [15].

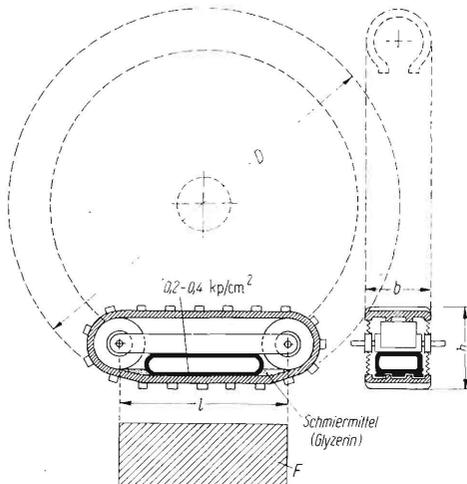


Bild 58. Pneumatisch belastete Gummigleiskette nach Bekker [15].

Verbesserungsmöglichkeiten ergeben sich auch für den Kettenschlepper. Von 1918 bis heute haben alle Kettenschlepper praktisch eine konstante maximale Zugkraft entwickelt, die beispielsweise bei Sand 70% des Fahrzeuggewichts beträgt. Zugkraftversuche in Nebraska zeigten dies ganz eindeutig [15]. Vergleicht man das wenig geänderte äußere Bild eines Kettenschleppers von 1924 und von 1954, so hat man den Eindruck, daß bei Kettenschleppern entweder schon ein Optimum erreicht ist, oder aber daß man in eine technologische Sackgasse geraten ist. Es ist das große Verdienst von Bekker, daß er durch seine Forschungsarbeiten diesen Entwicklungsstillstand überwunden hat. Ein gutes Beispiel für den praktischen Wert seiner Theorie ist die von ihm entwickelte Lückengliederkette, mit der es möglich ist, Zugkräfte bis 180% des Fahrzeuggewichts zu erreichen. **Bild 59 und 60** zeigen einen Vergleich der Scherflächen eines konventionellen Kettenschleppers mit einem Schlepper mit Lückengliederkette. Dabei ist die Berührungsfläche zwischen den Kettengliedern und dem Boden sowie der Flächendruck in beiden Fällen der gleiche. Aus der Größe der Scherflächen im

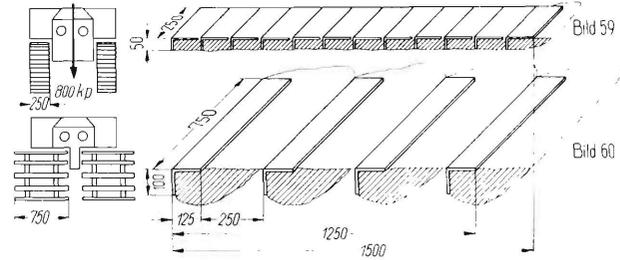


Bild 59 und 60. Schematische Darstellung eines Schleppers mit konventioneller und mit Lückengliederkette mit Vergleich der Scherflächen zwischen konventioneller Gleiskette und Lückengliederkette (nach Bekker).

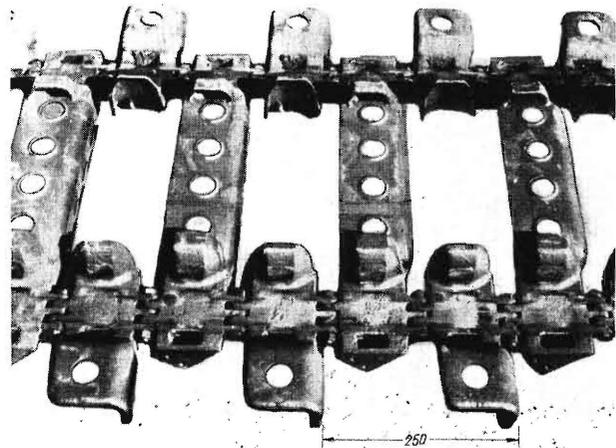


Bild 61. Konstruktive Lösung einer Lückengliederkette (nach Bekker).

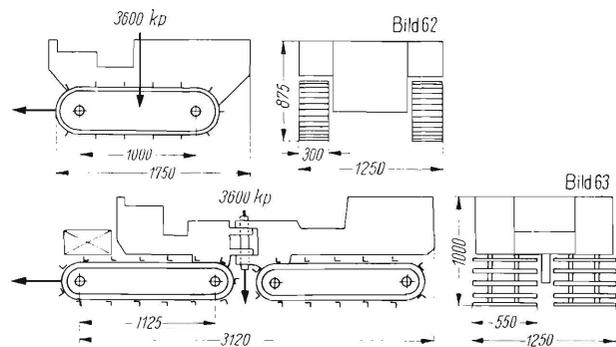


Bild 62 und 63. Gegenüberstellung eines herkömmlichen Schleppers und eines zweigeteilten, um eine senkrechte Achse in der Mitte schwenkbaren Schleppers mit Lückengliederkette nach Bekker [15].

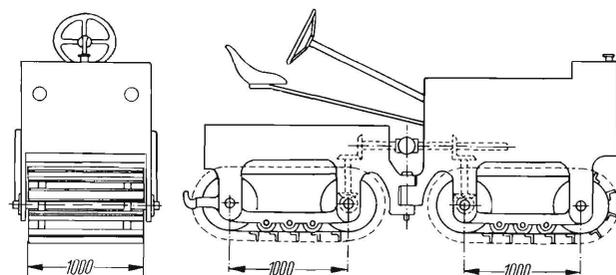


Bild 64. Zweigeteilter Schlepper mit Lückengliederketten, deren Breite gleich der des Schleppers ist. Fast die gesamte Projektionsfläche des Schleppers auf dem Boden wird von den Gleisketten ausgefüllt (nach Bekker [15]).

Boden geht sehr anschaulich hervor, daß die Lückengliederkette eine sehr viel größere Zugkraft ausüben kann als die konventionelle; die Verbesserung liegt zwischen 50 und 100%. **Bild 61** zeigt die ausgeführte Lückengliederkette. Allerdings läßt sich ein Schlepper wie der in **Bild 60** gezeigte außerordentlich schwer steuern, so daß man also zu einer völlig neuen Fahrzeugkonstruktion kommen muß. Darüber liegen schon einige Ausführungsformen vor, die im wesentlichen in einer Zweiteilung des Fahrzeuges bestehen. Die vordere Hälfte wird gegen die hintere Hälfte zur Lenkung mit Kraftsteuerung gegeneinander verschwenkt, **Bilder 62 bis 64**.

6. Zusammenfassung

Die zunehmende Bedeutung des Fahrens im Gelände für die Landwirtschaft, Bauwirtschaft und für militärische Fahrzeuge hat zur Entwicklung einer besonderen Forschungsrichtung der landtechnischen Bodenmechanik geführt, die in Amerika unter dem Namen „Landlocomotion“ oder „Off-the-road locomotion“ betrieben wird. Die Bemessung von Reifen und Gleisketten hängt von der Tragfähigkeit des Bodens und von der Fähigkeit, Schubkräfte aufzunehmen, ab. Bei der Entwicklung einer Theorie des „Fahrens im Gelände“ kann man von einer Reihe von Erkenntnissen aus der bautechnischen Bodenmechanik ausgehen. Dazu gehört u. a. das *Coulombsche* Gesetz über die Scherspannung als Summe von der Kohäsion und dem Produkt aus Normalspannung und Reibungsbeiwert, weiterhin die Verwendung des *Mohrschen* Spannungskreises zur Bestimmung der im Boden herrschenden Spannungsverhältnisse, die Bedeutung des aktiven und passiven *Rankineschen* Zustandes, der passive Erddruck gegen eine Stützwand als Analogie zu einem einzelnen Greifer einer Gleiskette und der plastische Grenz Zustand unter einer Streifenlast.

Ferner wurden einige Methoden und Geräte beschrieben, die zur Messung der mechanischen Bodeneigenschaften, die besonders hinsichtlich Rollwiderstand und Zugkraft von Reifen und Gleisketten maßgebend sind, dienen können. Infolge der überaus verwickelten Gesetzmäßigkeiten muß man sich vorerst mit empirischen Formeln begnügen, die einmal die vertikale Bodenverformung unter einer Last in Abhängigkeit vom Verformungsweg und zweitens die horizontale Bodenverformung und das Abscheren des Bodens in Abhängigkeit von einer Schubkraft berücksichtigen.

Anschließend wurden Möglichkeiten zur Berechnung des Rollwiderstandes von Reifen und Gleisketten sowie der Zugkraft von Reifen und Gleisketten behandelt; es wurden eine Reihe von Darstellungen gegeben, die den Vorgang der Bodendeformation und der dabei entstehenden Normal- und Schubspannungen in der Berührungsfäche zwischen Reifen und Boden näher erläutern.

Da die Tragfähigkeit des Bodens in außerordentlich großen Grenzen schwankt, gibt es für die Bemessung der Reifen und Gleisketten keine allgemein gültigen optimalen Lösungen. Mit zunehmender Verringerung der Tragfähigkeit des Bodens gehen diese Lösungen vom Fahrwerk mit Hochdruckreifen über Niederdruckreifen und Allradantrieb, über das traditionelle Kettenlauf-

werk bis zum Laufwerk mit Lückengliederketten. Dabei steigen die Kosten im gleichen Sinne mit dem größer werdenden konstruktiven Aufwand an.

Schrifttum

- [1] *Bekker, M. G.*: Theory of landlocomotion. The mechanics of vehicle mobility. Ann Arbor: The University of Michigan Press 1956. Dort umfangreiches Schrifttumsverzeichnis.
- [2] *Bekker, M. G.*: Über die Wechselbeziehungen zwischen Fahrzeug und Boden bei Geländefahrt. *ATZ* **62** (1960) H. 7, S. 181/83.
- [3] *Muhs, Heinz*: Die Prüfung des Baugrundes und der Böden. Berlin/Göttingen/Heidelberg: Springer-Verlag 1957. (Mitt. d. Dt. Forsch.ges. für Bod.mech. Heft 11.)
- [4] *Terzaghi, K., und R. Jelinek*: Theoretische Bodenmechanik. Berlin/Göttingen/Heidelberg: Springer-Verlag 1954.
- [5] *Fröhlich, O. K.*: Druckverteilung im Baugrunde. Wien: Springer-Verlag 1934.
- [6] *Söhne, W.*: Druckverteilung im Boden und Bodenverformung unter Schlepperreifen. In: 11. Konstrukteurheft (2. Teil). Düsseldorf: VDI-Verlag 1953. S. 49/63 (Grundl. d. Landtechn. Heft 5).
- [7] *Söhne, W.*: Der Reifen auf dem Acker. Habilitationsschrift TH Braunschweig 1958.
- [8] *Söhne, W.*: Die Verformbarkeit des Ackerbodens. In: 10. Konstrukteurheft, Düsseldorf: VDI-Verlag 1952. S. 51/59 (Grundl. d. Landtechn. Heft 3).
- [9] *Söhne, W., W. J. Chancellor und R. H. Schmidt*: Investigation on the compactibility of some California soils. Paper 1958. Dep. of Agricult. Engng. University of California, Davis, Cal. (Übersetzung „Untersuchung der Verdichtbarkeit einiger kalifornischer Böden“ im Institut für landtechnische Grundlagenforschung der FAL, Braunschweig-Völkenrode, 1958.)
- [10] *Söhne, W.*: Reibung und Kohäsion bei Ackerböden. In: 11. Konstrukteurheft (2. Teil). Düsseldorf: VDI-Verlag 1953. S. 64/80 (Grundl. d. Landtechn. Heft 5).
- [11] *Söhne, W., R. H. Schmidt und W. J. Chancellor*: Soil deformation and compaction during piston sinkage. Paper No. 59/100 (1958). Dep. of Agricult. Engng. University of California, Davis, Cal. (Übersetzung „Plastisches Fließen in einer halb begrenzten Bodenmasse“ im Institut für landtechnische Grundlagenforschung der FAL, Braunschweig-Völkenrode 1958.)
- [12] *Meyer, H., und J. Lengsfeld*: Untersuchungen der Fahrwiderstände von neuen Laufwerken für Ackerwagen. *Techn. i. d. Landwirtsch.* **14** (1933) S. 203/07, 230/31 und 261.
- [13] *Söhne, W.*: Die Kraftübertragung zwischen Reifen und Ackerboden. In: 10. Konstrukteurheft. Düsseldorf: VDI-Verlag 1952. S. 75/87 (Grundl. d. Landtechn. Heft 3).
- [14] *Meyer, H.*: Probleme der Schlepperentwicklung. In: 14. Konstrukteurheft. Düsseldorf: VDI-Verlag 1957. S. 10/19 (Grundl. d. Landtechn. Heft 9).
- [15] *Bekker, M. G.*: Off-the-road locomotion. Research and development in terramechanics. Ann Arbor: The University of Michigan Press 1960.
- [16] *Brinch Hansen, J., und H. Lundgren*: Hauptprobleme der Bodenmechanik. Berlin/Göttingen/Heidelberg: Springer-Verlag 1960.