

Zum Reifenverschleiß bei Frontreifen allradgetriebener Schlepper

Von Rainer H. Biller, Braunschweig*)

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

DK 631.372:629.11.012.55

Mit zunehmender Motorleistung steigt der Anteil der allradgetriebenen Ackerschlepper. Werden mit dem Schlepper Transporte durchgeführt, so wird, außer in Extremfällen, der Allradantrieb ausgeschaltet. Bei Straßenfahrt und geschobenen Vorderrädern wird hoher Verschleiß an den Frontreifen beobachtet. Wie Versuche zeigen, kann durch Umkehrung der Laufrichtung der Abrieb verringert werden.

1. Einleitung

Ein Problem vorwiegend praktischer Bedeutung für die Landwirtschaft ist das Abriebverhalten von Ackerschlepperreifen, da es die Wirtschaftlichkeit des Schleppereinsatzes beeinflusst. Neben Pkw-Reifen wurden schon Lkw-Reifen und andere grobprofilierte Reifen auf ihr Abriebverhalten und ihre Lebensdauer hin untersucht, über den Abrieb von AS-Reifen liegen bisher jedoch noch keine qualitativen und quantitativen Aussagen vor. Gerade an diese Reifen aber werden Anforderungen gestellt, die äußerst vielfältig sind. So haben sie z.B. die Federung und Dämpfung zwischen Schlepper und Fahrbahn zu übernehmen sowie Seitenkräfte und vor allem hohe Zugkräfte unter den verschiedensten Bedingungen bei der Bodenbearbeitung zu übertragen.

Für Reifen an angetriebenen Achsen hat sich schon seit längerem das AS-Farmer-Profil durchgesetzt, das einen Kompromiß bildet zwischen optimaler Kraftübertragung bei guter Selbstreinigung auf dem Ackerboden und Stabilität gegen Knicken der Stollen verbunden mit hoher Abriebfestigkeit auf der Straße [1]. Der Reifen ist dabei so montiert, daß der von den Stollen gebildete Pfeil in der Reifenaufstandsfläche gegen die Fahrtrichtung zeigt, im folgenden mit "richtige Laufrichtung" bezeichnet. Bei Allradschleppern sind auch die angetriebenen gelenkten Vorderräder mit AS-Reifen ausgerüstet. Dabei wird allgemein beobachtet, daß bei ausgeschaltetem Allradantrieb die nicht angetriebenen Frontreifen schneller verschleifen als die Hinterradreifen, besonders bei hohem Straßenfahrtanteil. Es wird deshalb des öfteren von Schlepperherstellern und von Reifenfabrikanten geraten, die Frontreifen allradgetriebener Ackerschlepper entgegen der empfohlenen Laufrichtung – für maximale Zugkraftübertragung auf schmierenden Böden – zu montieren, weil dann der Abrieb geringer sein soll [2, 3]. Dabei zeigt der von den Stollen gebildete Pfeil in der Aufstandsfläche in die Fahrtrichtung, im folgenden mit "umgekehrte Laufrichtung" bezeichnet.

Durch Versuche sollten das Abriebverhalten von AS-Triebrreifen bei unterschiedlicher Abrollrichtung bei Straßenfahrt quantifiziert sowie die Einflüsse auf das Abriebverhalten geklärt werden. Der Vergleich der zu erwartenden Lebensdauerwerte gibt Aufschluß über die bezüglich eines geringen Abriebs sinnvolle Laufrichtung.

2. Versuchsdurchführung

2.1 Auswahl der Versuchsmethode

Abriebversuche lassen sich vom Prinzip her im Labor oder auf der Straße durchführen. Zeit- und kostenmäßig betrachtet ist dem Laborversuch der Vorrang zu geben. Die entscheidende Schwierigkeit liegt in der Übertragbarkeit der Versuchsergebnisse. Es zeigt sich, daß bei Laborversuchen meist mit größerer Abriebschärfe, d.h. größerer Protektorabnahme je Reifenumdrehung gearbeitet wird. Dabei treten Abriebriffeln auf, die den Abrieb erhöhen

Vorgetragen auf der VDI-Tagung Landtechnik in Braunschweig am 3. November 1977.

*) *Dipl.-Ing. Dipl.-Wirtsch.-Ing. Rainer H. Biller ist wissenschaftlicher Mitarbeiter im Institut für Betriebstechnik der Bundesforschungsanstalt für Landwirtschaft, Braunschweig (Direktor: Prof. Dr. S. Rosegger).*

[4 bis 7]. Versuche mit hohem Schlupf würden die erforderliche Versuchsdauer senken; da jedoch die Frontreifen von Allrad-schleppern bei Straßenfahrt und damit bei ausgeschaltetem Allradantrieb mit sehr geringem Schlupf abrollen, fehlt hier die Vergleichbarkeit. Versuche auf einem Karussellprüfstand simulieren z.B. eine Kurvenfahrt und verstärken den Einfluß der dabei auftretenden Seitenkräfte auf den Abrieb. Hier wie auch bei Rollenprüfständen tritt eine Fahrbahnverschmutzung hinzu. Die Versuche wurden deshalb, zumal der Versuchsumfang begrenzt war, bei Straßenfahrt durchgeführt.

2.2 Versuchsablauf

Als Versuchsfahrzeug diente ein Unimog mit einem einachsigen Hänger¹⁾. Auf der Vorderachse des Unimog waren Mehrzweckreifen der Größe 10,5–18 MPT (multi purpose track) mit AS-Farmer-Profil, am Hänger Reifen der Größe 9,5–24 AS N montiert, also AS-Reifen in Diagonalbauart mit Normalstollen¹⁾. Bei gleicher Achsgeometrie wie die Schleppervorderachse (Vorspur, Sturz) und unter der Annahme, daß bei Straßenfahrt und überwiegend geradliniger Versuchsstrecke die Lenkbewegungen der Vorderräder in ihrem Einfluß auf den Reifenabrieb vernachlässigbar sind, kann der Hänger zur Simulation des Vorderradbetriebs – gezogener Reifen – verwendet werden.

Je Achse wurde ein Reifen in "richtiger" und ein Reifen in "umgekehrter" Laufrichtung aufgezogen. Nach 250 . . . 300 km wurden die Reifen unter Beibehaltung der Laufrichtung auf der Achse vertauscht, so daß annähernd gleiche Versuchsbedingungen für jeden Reifen angenommen werden können. Die Fahrgeschwindigkeit betrug 25 . . . 28 km/h. Die Versuche wurden bei konstanter Radlast und bei mehreren Reifeninnendrücken gefahren.

Tafel 1 gibt einen Überblick über die wichtigsten Versuchs- und Reifendaten. Bei Reifen 9,5–24 AS N ist ein Reifeninnendruck von 1,6 bar für Ackerfahrt und von 2,0 bar für Straßenfahrt vorgeschrieben [8].

Reifen	9,5–24 AS N	10,5–18 MPT
Daten		
Belastung (N)	8 100 . . . 8 120	8 100 . . . 8 120
Luftdruck (bar)	1,6 1,8 2,0	1,3 1,75
Ply Rating	6	6
Profilwinkel	45°	51° . . . 53°
Stollenpaare	20	20
Stollenhöhe (mm)	30	20

Tafel 1. Reifen- und Versuchsdaten.

2.3 Meßmethoden

2.3.1 Abriebbbestimmung

Der Abrieb der Versuchsreifen wurde wie folgt registriert:

1. Die Reifen wurden in Abständen von 500 . . . 600 km gewogen. Die Wägungen wurden auf einer gleicharmigen 200 kg-Balkenwaage durchgeführt; (maximale Veränderlichkeit beim Austauschen der Lasten: $\pm 0,2$ g bei 100 kg). Durch gleiche Behandlung der Reifen beim Säubern, Waschen und Trocknen kann ein gleicher Ausgangszustand vor jeder Wägung angenommen werden.

¹⁾ An dieser Stelle sei der Firma Bergische Achsenfabrik Fr. Kotz & Söhne für die Überlassung einer Anhängerachse, und der Firma Continental Gummi-Werke AG für die Überlassung der Versuchsreifen gedankt.

2. In den gleichen Abständen wurde die Abnahme der Profilstollenhöhe gemessen. Für diesen Zweck wurden je Reifen sechs ungleichmäßig über den Umfang verteilte Stollenpaare ausgewählt. Jeder Stollen wurde in Längsrichtung mit drei Bohrungen versehen, eine in der Mitte und je eine am Rand. Mit einer Meßuhr wurde jeweils die Bohrlochtiefe gemessen.

2.3.2 Reifenkenngrößen

Zur Analyse des Abriebverhaltens ist die Kenntnis der wichtigsten Reifenkenngrößen erforderlich. Da der Abrieb nahezu proportional mit der spezifischen Flächenpressung in der Reifenaufstandsfläche zunimmt [9], läßt sich aus Bild 1 entnehmen, wie sich der Abrieb bei Belastungsänderungen verhält. Für jeden Reifen wurde die Zunahme der effektiven Aufstandsfläche in Abhängigkeit von Radlast und Luftdruck ermittelt. Der Reifen wurde auf einer von der Seite angestrahlten Panzerglasplatte belastet und die Aufstandsfläche nach dem Prinzip der Totalreflexion sichtbar gemacht, fotografiert, ausplanimetriert und die effektive mittlere Flächenpressung errechnet. Bild 2 zeigt einen solchen Reifenabdruck. Zur weiteren Charakterisierung der Versuchsreifen wurden die Steifigkeiten in axialer, radialer und tangentialer Richtung bestimmt. Mit der Steifigkeit eng verbunden ist die Hysterese, die in erster Näherung umgekehrt proportional dem Abrieb ist [10, 11, 12]. Die Hystereseurve wurde für alle Versuchsreifen aufgenommen. Die von der Hystereseleiste umschlossene Fläche ist das Maß für die Verlustarbeit. Sie gibt den Teil der gespeicherten Energie an, der infolge der Hysterese nicht für das Gleiten des Reifens umgesetzt wird. Mit der Verlustarbeit ist jedoch eine Erwärmung des Reifens verbunden, die den Abriebwiderstand negativ beeinflussen kann.

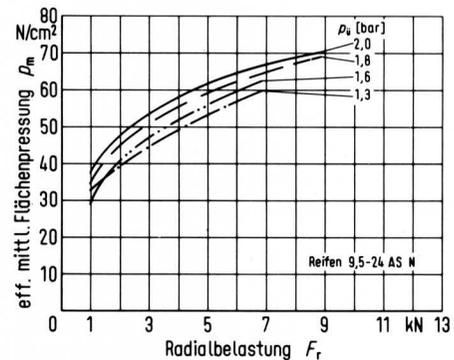


Bild 1. Mittlere Flächenpressung von Ackerschlepperreifen der Größe 9,5–24 AS N.



Bild 2. Profilabdruck eines Reifens 10,5–18 MPT bei einem Reifeninnendruck von 1,75 bar und einer Belastung von 294 daN.

Bild 3 zeigt die Abhängigkeit der Verlustarbeit vom Reifennennendruck. Im Bereich zwischen 1,6 und 2,0 bar ist der Einfluß des Luftdrucks beim AS-Reifen gering. Beim Mehrzweckreifen ist die Verlustarbeit bei Radialverformung zwischen 2,0 und 2,5 bar angenähert konstant. Ein zu geringer Luftdruck kann bei beiden Reifentypen zu stärkeren Wärmeentwicklungen führen, wie die bei abnehmendem Reifennennendruck ansteigende Verlustarbeit zeigt.

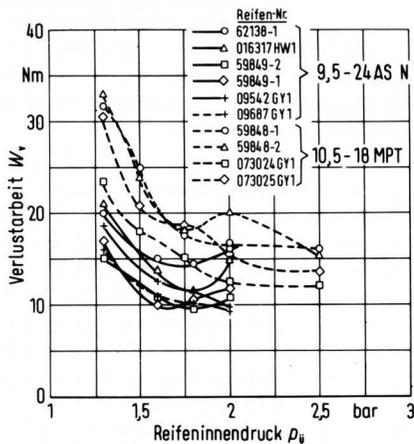


Bild 3. Verlustarbeit bei Radialverformung.

3. Versuchsergebnisse und Diskussion der Einflußgrößen

3.1 Gewichtsverlust der Reifen

Zur quantitativen Erfassung des Reifenabriebs wurde der Gewichtsverlust, bezogen auf 1000 km Laufstrecke, als bezogener Abrieb über der Laufstrecke aufgetragen. **Bild 4** zeigt den bezogenen Abrieb der Reifen 9,5–24 AS N in Abhängigkeit von der Laufstrecke für verschiedene Laufrichtungen bei verschiedenen Reifennennendrücken.

Anhand der Kurvenverläufe läßt sich aussagen, daß die "richtig" montierten Reifen den höheren bezogenen Abrieb hatten. Nach einer gewissen Einlaufstrecke mit etwas höherem Abrieb fällt der bezogene Abrieb und bleibt bei den Reifen, die "umgekehrt" montiert waren, in etwa konstant, während er bei den Reifen, die "richtig" montiert waren, nahezu linear ansteigt.

Diese Aussage trifft auch für die Mehrzweckreifen zu, **Bild 5**. Auch hier ist zu Beginn des Versuchs erhöhter Abrieb aufgetreten, dessen Ursache darin zu finden sein mag, daß jeder Reifen eine bestimmte Einlaufstrecke benötigt, während der er stärker verschleißt. Danach ist ein Verhalten analog zu den AS-Reifen zu beobachten.

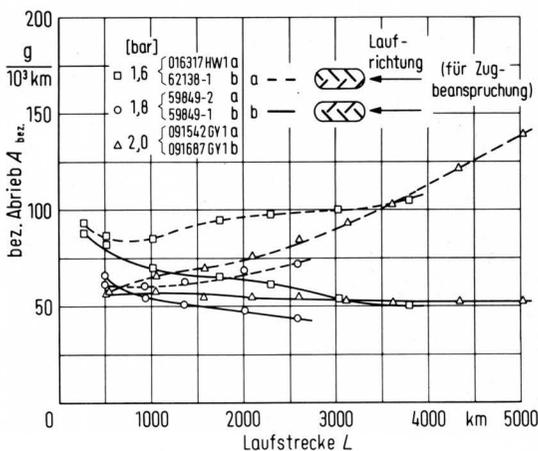


Bild 4. Bezogener Abrieb beim Reifen 9,5–24 AS N.

Der Einfluß des Luftdrucks auf den Abrieb ist nicht eindeutig erkennbar. Um die Abhängigkeit vom Luftdruck deutlicher zu zeigen, ist eine höhere Anzahl von Versuchswiederholungen notwendig.

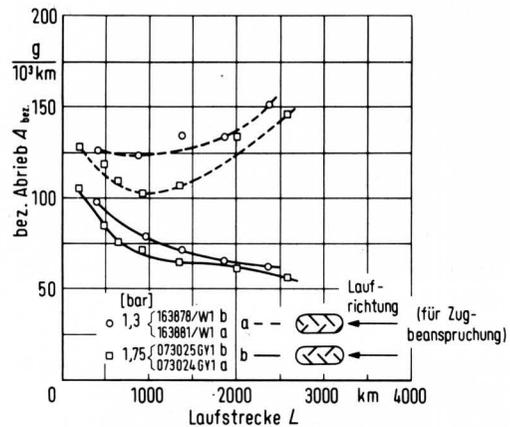


Bild 5. Bezogener Abrieb beim Reifen 10,5–18 MPT mit AS-Farmer-Profil.

3.2 Abnahme der Stollenhöhe

Um die Abnahme der Profilstollenhöhe zu verdeutlichen, wurden von den sich entsprechenden Bohrungen der sechs über den Reifenumfang verteilten Stollenpaare die Mittelwerte gebildet und über der Laufstrecke aufgetragen. In **Bild 6** ist der bezogene Profilverlust bei einem "richtig" abrollenden AS-Reifen zu sehen. Wie zu erwarten, zeigt sich nach einem Minimum ein starkes Ansteigen des bezogenen Profilverlustes, besonders in der Profilmitte. Beim "umgekehrt" laufenden Reifen bleibt der Profilverlust nach einer Einlaufstrecke annähernd konstant, **Bild 7**.

Der bezogene Profilverlust ist über der Reifenbreite unterschiedlich. Er wird zum Teil beeinflusst durch Sturz und Straßenneigung. Es sind dadurch im Latsch Flächenelemente mit größerer und geringerer Kraftbeanspruchung vorhanden, abgesehen von ohnehin schon ungleichmäßiger Druckverteilung. An den Stellen mit geringerer Kraftbeanspruchung geht die Haft-Reibungszahl über in die kleinere Gleit-Reibungszahl und es findet Teilgleiten statt, das den Abrieb an diesen Stellen erhöht. Auf diese Weise erklärt sich auch der etwas wellenförmige Abrieb, für den besonders grobstollige Profile anfällig sind [13, 14].

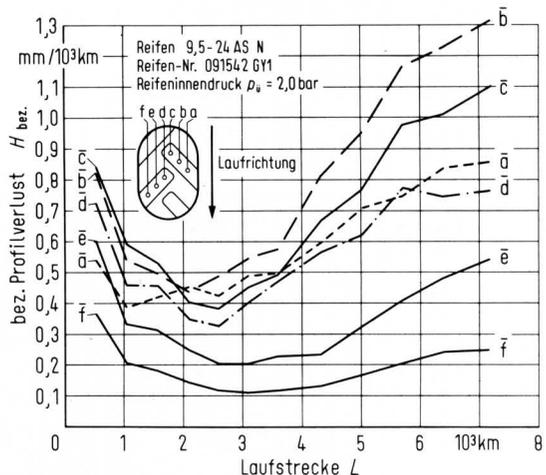


Bild 6. Bezogener Profilverlust beim Reifen 9,5–24 AS N, "richtige" Laufrichtung.

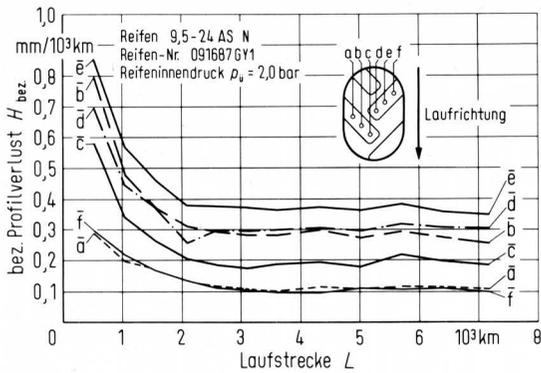


Bild 7. Bezogener Profilverlust beim Reifen 9,5–24 AS N, "umgekehrte" Laufrichtung.

3.3 Ursachen für das unterschiedliche Abriebverhalten bei "richtiger" und "umgekehrter" Laufrichtung

Zur Untersuchung der Ursachen für ein derart gegensätzliches Abriebverhalten wurde der Abrollvorgang beobachtet. Es zeigte sich, daß das Abrollen der Reifen prinzipiell verschieden verläuft, Bild 8.

Der "umgekehrt" laufende AS-Reifen verhält sich in etwa wie ein quer profilierter Reifen [15]. Der Stollen gelangt mit seiner dünneren flexibleren Außenhälfte zuerst in die Aufstandsfläche und wird unter dem Einfluß der im Latsch angreifenden horizontalen Kraftkomponente ausgelenkt. Die Stollen passen sich dem Abrollvorgang an, die Verspannungen in der Kontaktfläche und damit die auftretenden Schubkräfte sind gering. Diese Schubkräfte setzen sich zusammen aus Schüben infolge Abplattung und Schüben infolge Profilverformung.

Gleiten in der Aufstandsfläche erfolgt dann, wenn die örtlichen Schubkräfte größer sind als die auf das Flächenelement wirkende Normalkraft multipliziert mit der örtlichen Reibungszahl. Bei geringen Verspannungen innerhalb der Aufstandsfläche ist das Gleiten und damit der Abrieb gering.

Beim "richtig" abrollenden Reifen gelangt der Stollen zuerst mit der breiteren steiferen Innenhälfte in die Aufstandsfläche. Unter

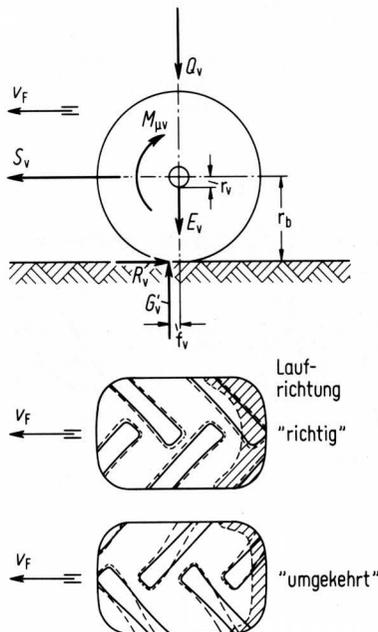


Bild 8. Rollendes Rad – Kräfte, Momente, Verformungen der Stollen bei unterschiedlicher Laufrichtung.

der Wirkung der horizontalen Kraftkomponente wird die Stollenfläche lediglich gedehnt und vergrößert. Die Auslenkung des Stollens beim weiteren Einlauf in die Aufstandsfläche ist praktisch Null, da der Stollen durch die Vorspannung seiner inneren Hälfte sehr stark in seiner Bewegungsfreiheit eingeeignet ist. Dadurch treten hohe Verspannungen in der Stollenaufstandsfläche auf. Beim Auslauf ist es dann nur ein kleiner Teil der Innenhälfte der Stollen, der abrollt, während der übrige Teil infolge der großen Schubkräfte in der Aufstandsfläche gleitet. Dieses Gleiten setzt wesentlich früher ein und ist stärker als beim "umgekehrt" abrollenden Reifen, da das Produkt aus Normalkraft und örtlicher Reibungszahl hier größer ist, kenntlich gemacht durch einen größeren schraffierten Gleitbereich.

Die Bilder 9 und 10 zeigen den Reifen in der Aufstandsfläche bei unterschiedlicher Abrollrichtung. Beim "umgekehrt" abrollenden Reifen (Bild 9) ist deutlich eine Krümmung der Stollenmittellinie zu erkennen, während der Stollen beim "richtig" abrollenden Reifen (Bild 10) keine Verformung durch Auslenkung zeigt. Diese Aussage wird unterstützt durch das Verhalten der Verlustarbeit bei Tangentialverformung, abhängig von der Profilrichtung, Bild 11. Sie wurde aufgenommen für die Richtung, in der die Stollen beim Durchlaufen der Reifenaufstandsfläche durch Schubkräfte beansprucht werden. Es zeigt sich, daß beim "umgekehrt" laufenden Reifen (obere Kurve) die Verlustarbeit höher ist als beim "richtig" abrollenden Reifen (mittlere Kurve). Der höhere Anteil an gespeicherter Energie bewirkt geringeren Abrieb. Dieser Effekt verstärkt sich mit abnehmender Profilstollenhöhe, wie die untere Kurve zeigt. Für einen stärker abgenutzten Reifen wurde unter gleichen Bedingungen die Hystereseurve für Tangentialverformung aufgenommen und die Verlustarbeit ermittelt. Sie liegt deutlich unter der eines nahezu neuen Reifens.

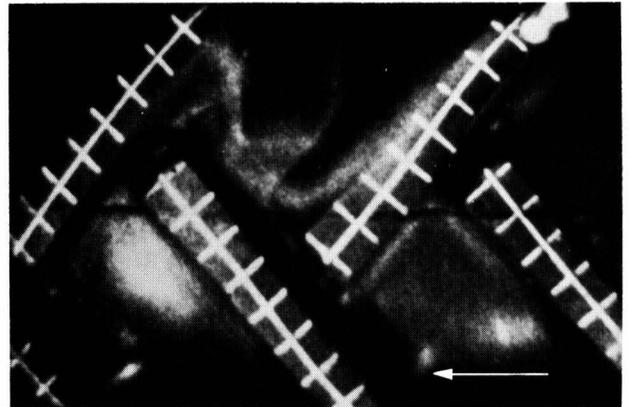


Bild 9. "umgekehrt" abrollender AS-Reifen; Aufstandsfläche.

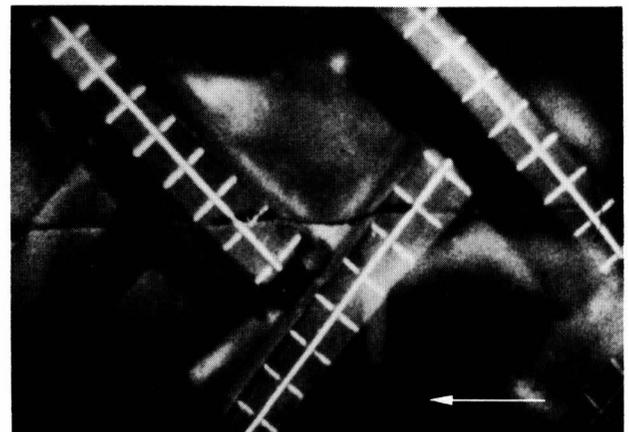


Bild 10. "richtig" abrollender AS-Reifen; Aufstandsfläche.

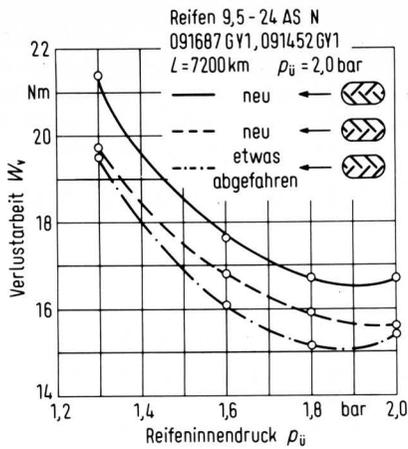


Bild 11. Verlustarbeit bei Tangentialverformung.

An den Stellen, wo der Reifen zuerst gleitet, wird die spezifische Bodenpressung weiter absinken und der Abrieb weiter verstärkt, während an den stehengebliebenen Stollenteilen mit dem größeren Bodendruck keine Gleitbewegungen auftreten (vgl. auch [13]). Auf diese Weise entsteht der in fortgeschrittenem Zustand deutlich sichtbare wellenförmige asymmetrische Abrieb, bei dem an einigen Stellen sogenannte Zipfel stehen bleiben, Bild 12. In Bild 12 sind auch die Richtungen sichtbar gemacht, in denen Gleitbewegungen stattfinden. Bild 13 zeigt den unterschiedlichen Abriebzustand von zwei verschiedenen abrollenden AS-Reifen nach gleicher Laufleistung.



Bild 12. Zipfelbildung und Gleitrichtungen beim Reifen 9,5-24 AS N.

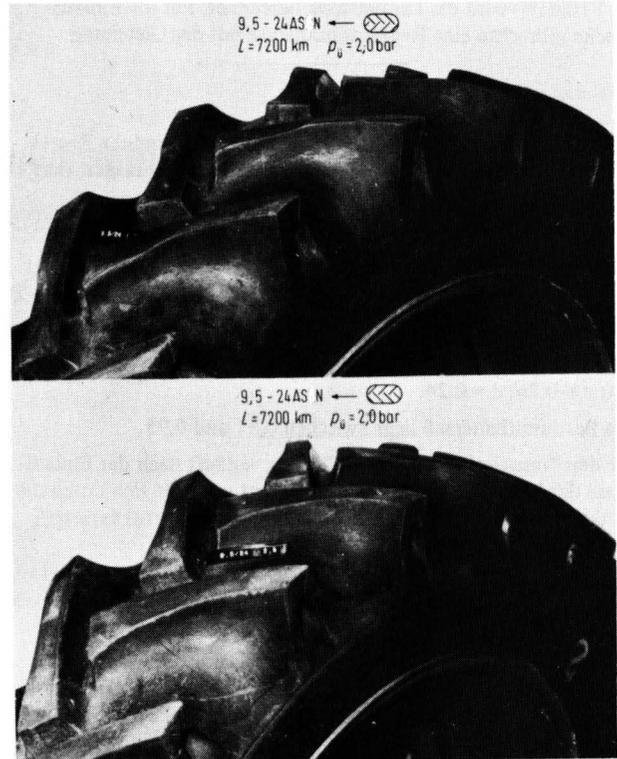


Bild 13. Abriebzustand beim Reifen 9,5-24 AS N nach 7200 km; Reifeninnendruck $p_{\bar{u}} = 2,0 \text{ bar}$; Radlast 810 daN.

3.4 Abschätzung der Reifenlebensdauer

Zur Abschätzung der Reifenlebensdauer bei unterschiedlicher Laufrichtung wurde der bezogene Profilverlust herangezogen, Bild 14. Beim Reifen 9,5-24 AS N beträgt die Stollenhöhe 30 mm. Der Gesetzgeber schreibt in einer Richtlinie eine Mindestprofiltiefe von 1 mm vor. Diese Profiltiefe ist jedoch für einen Reifen, dessen Hauptaufgabe die Zugkraftübertragung ist, nicht brauchbar. Für die folgenden Berechnungen wird deshalb eine Mindestprofiltiefe von 10 mm angesetzt. Der Zeitpunkt für den Ersatz der Frontreifen allradgetriebener Ackerschlepper wird dann dadurch bestimmt, daß, über den Umfang gemittelt, an einer Stelle des Reifens der Profilverlust 20 mm beträgt.

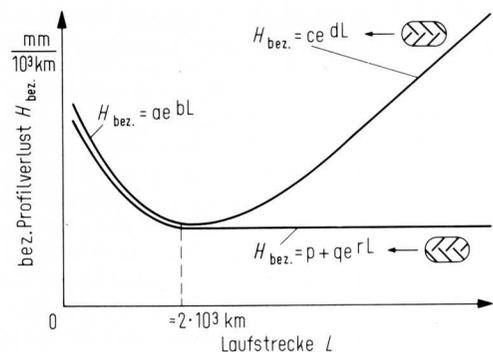


Bild 14. Bezogener Profilverlust in Abhängigkeit von der Laufstrecke L bei verschiedener Laufrichtung.

Am Beispiel eines Reifens 9,5–24 AS N ($p_{\text{fl}} = 2,0$ bar, Radlast $P = 810$ daN) wird die Laufleistung berechnet. Für die Einlaufstrecke erbrachte eine Regressionsanalyse mit der Gleichung

$$H_{\text{bez.}} = a e^{b L}$$

ein gutes Ergebnis. L ist die Laufstrecke, a und b sind die Regressionskoeffizienten ($a = 0,98$; $b = -0,44$). Das Bestimmtheitsmaß liegt zwischen 0,95 und 0,96.

Die Kurven des bezogenen Profilverlustes für die Reifen, die in Zugkraftfrichtung montiert waren, werden ebenfalls gut angenähert durch eine e-Funktion der Form

$$H_{\text{bez.}} = c e^{d L}$$

mit: $e = 0,26$; $d = 0,24$.

Das Bestimmtheitsmaß liegt zwischen 0,87 und 0,95.

Für den "umgekehrt" laufenden Reifen verläuft nach der Einlaufphase der bez. Profilverlust quasi konstant und läßt sich durch die Funktion

$$H_{\text{bez.}} = p + q e^{-r L}$$

sehr gut darstellen.

Das Bestimmtheitsmaß beträgt 0,98 . . . 0,99 ($p = 0,36$; $q = 1,21$ und $r = -1,71$). Die Fläche unter der jeweiligen Kurve gibt den Profilverlust innerhalb der betrachteten Laufstrecke an. Das Integral der Kurve $H_{\text{bez.}}$ in den Grenzen Null und L_E beinhaltet demnach den Reifenabrieb bis zur Laufstrecke L_E , die angibt, wann der Reifen ersetzt werden muß. Für jeden Reifen und jeden Luftdruck kann danach die Lebensdauer berechnet werden.

Beim Reifen 9,5–24 AS N, der mit einem Reifeninnendruck von 2,0 bar im Versuch lief, ergeben sich die Lebensdauerwerte wie folgt:

"richtig" laufender Reifen: $12 \cdot 10^3$ km

"umgekehrt" laufender Reifen: $53 \cdot 10^3$ km.

Dies entspricht einem Lebensdauerverhältnis von etwa 1 : 4,5, was bei 100 % Straßenfahrt und einem Luftdruck von 2,0 bar bedeutet, daß der AS-Reifen 9,5–24 viereinhalb mal so lange hält, wenn er "umgekehrt" zur empfohlenen Laufrichtung montiert wird. Zu beachten dabei ist jedoch, wie sich der "umgekehrt" montierte Reifen bei der Zugkraftübertragung verhält, besonders auf schmierenden Böden [16].

4. Zusammenfassung

Um die Abhängigkeit des Reifenabriebs von der Laufrichtung bei AS-Reifen zu quantifizieren, wurden Straßenversuche durchgeführt, die eine deutliche Abhängigkeit des Abriebs von der Abrollrichtung ergaben. Bei einem Reifeninnendruck von 2,0 bar und einer Radlast von 810 daN beträgt das Verhältnis der Lebensdauerwerte des "richtig" zum "umgekehrt" laufenden Reifens etwa 1 : 4,5 für reine Straßenfahrt. Für andere Luftdrücke liegt der

Wert in der gleichen Größenordnung. Setzt man einen durchschnittlichen Straßenfahranteil von 30 . . . 40 % an, so verbessert sich dieses Verhältnis zugunsten des "richtig" laufenden Reifens. Aufgrund der vorliegenden Versuchsergebnisse kann dem Praktiker empfohlen werden, die Frontreifen bei Allradschleppern entgegen der vorgeschriebenen Laufrichtung zu montieren.

Schrifttum

Bücher sind durch ● gekennzeichnet

- [1] *Richter, K. u. J. Sharon:* Der landwirtschaftliche Reifen und seine optimale Anwendung. Landt. Bd. 31 (1976) Nr. 6, S. 260/65.
- [2] *KTBL:* Umgedrehte Reifen halten länger. Agr. techn. Int. Bd. 56 (1977) Nr. 1, S. 28.
- [3] *Anonym:* Rund um den Reifen. Agr. techn. Int. Bd. 56 (1977) Nr. 4, S. 40/41.
- [4] *Viehmann, W.:* Leistungsübertragung – Schlupf – Abrieb. Kautschuk und Gummi Bd. 8 (1955) Nr. 9, S. 227/33.
- [5] *Viehmann, W.:* Abriebstudien mit einer modifizierten Dunlop-Lambourn-Maschine. Kautschuk und Gummi Bd. 10 (1957) Nr. 5, S. 115/22.
- [6] *Schallamach, A.:* Der Verschleiß von Pkw-Reifen. Schweizer Archiv für angewandte Wissenschaft und Technik Bd. 34 (1968) Nr. 6, S. 173/81.
- [7] *Schallamach, A.:* Der Einfluß der Reifenmechanik auf den Reifenverschleiß. Gummi-Asbest-Kunststoffe Bd. 25 (1972) Nr. 5, S. 442/48.
- [8] *Firma Continental, Gummi-Werke AG:* Landwirtschaftsreifen – Technischer Ratgeber.
- [9] *Desiddei, u.a.:* Einfluß einiger Konstruktionsparameter am Laufstreifenprofil auf die Verschleißfestigkeit von Pkw-Reifen. Kautschuk i Rezina Bd. 25 (1960) Nr. 10, S. 40/44.
- [10] *Schallamach, A. u. D.M. Turner:* The Wear of Slipping Wheels. Wear 3 (1960) S. 1/25.
- [11] *Schallamach, A.:* Recent advances in knowledge of rubber friction and tire wear. Rubber Chem. Technol. Bd. 41 (1968) S. 209/44.
- [12] *Savkoor, A.R.:* Aspects of friction and wear of tires arising from deformation, slip and stresses at ground contact. Rubber chemistry and technology (Lancaster, Penn.) Bd. 41 (1968) Nr. 2, S. 452/61.
- [13] *Zoeppritz, H.P. u. L. Huber:* Wellenförmige Reifenabnutzung. Dt. Kraftf. Fo. Heft 15, Berlin: VDI-Verlag 1938.
- [14] *Hey, K.-F.:* Untersuchungen der Längskraftverteilung im Latsch. Dt. Kraftf. Fo. u. Str.verk.techn. Heft 166 (1963) VDI-Verlag Düsseldorf.
- [15] *Seitz, N. u. A. Hell:* Der Einfluß der Profilgestaltung eines Kraftfahrzeugreifens auf die Kräfte in seiner Aufstandsfläche. Grundl. Landtechnik Bd. 21 (1971) Nr. 4, S. 104.
- [16] *Biller, R.H. u. H. Steinkampf:* Einfluß der Profilrichtung auf die Zugkraftübertragung. Landt. Bd. 33 (1978) Nr. 2, S. 57/60.