

FORSTTECHNISCHE INFORMATIONEN

herausgegeben von Oberforstmeister Müller-Thomas, Mainz

im Auftrage der

TECHNISCHEN ZENTRALSTELLE DER DEUTSCHEN FORSTWIRTSCHAFT E.V.

unter Mitwirkung des

INSTITUTS FÜR WALDARBEIT UND FORSTMASCHINENKUNDE DER UNIVERSITÄT GÖTTINGEN

Postverlagsort Mainz

Verlag Forsttechnische Informationen, Mainz, Ritterstraße 14

Februar 1962

Nr. 2

Maschineneinsatz im Forstbetrieb

Technische Grundlagen — Wirtschaftliche Voraussetzungen

4 Spezielle Forstmaschinenkunde

41 Maschinen mit vielseitiger Anwendungsmöglichkeit: SCHLEPPER

414 Mechanik des Schleppers im Forsteinsatz

Berichterstatter: Oberforstmeister Dr. H. J. Loycke, Dillingen/Donau

Man versteht unter Mechanik die Lehre von der Kraft und den Wirkungen der Kräfte. Die sinnfälligste Wirkung einer Kraft ist die Bewegung. Man befaßt sich in der technischen Mechanik grundsätzlich erst mit der Bewegung und den physikalischen Gesetzen, denen die Bewegung folgt, ehe man sich der Bewegungsursache, d. h. der wirkenden Kraft zuwendet. Man beginnt gewöhnlich mit der statischen Betrachtung eines technischen Vorgangs, um dann die dynamische anzuschließen (1,12). Die entsprechenden physikalischen Gesetze werden eigentlich auf sämtliche Maschinen und Geräte angewendet, mit denen man in den einzelnen Sparten der Technik zu tun hat, so auch auf den Schlepper.

Es ist somit naheliegend, von Schleppermechanik zu sprechen. Man meint damit die Kunde von der Wirkung, bzw. der praktischen Ausnutzung der verfügbaren Motorkraft eines Traktors auf Grund von dessen Bauart und Ausrüstung sowie der Art des Gebrauchs, den man von einem Schlepper in der Forstwirtschaft oder in einem anderen Wirtschaftszweig macht.

Eine wirklich umfassende Darstellung der Zusammenhänge, die auf die technischen Vorkenntnisse des Forstmanns und die Bedürfnisse des Forstbetriebes zugeschnitten ist, findet man bisher in der Spezialliteratur wohl noch nicht. Es wird deshalb im folgenden versucht, eine leicht faßliche und trotzdem erschöpfende Einführung in das Sondergebiet der Schleppermechanik zu geben.

Der Bodendruck

Liegt ein Stammabschnitt auf ebenem Waldboden oder steht ein Fahrzeug auf dem gleichen Grund, so üben beide einen ihrem Gewicht entsprechenden Druck auf ihre Unterlage, d. h. auf diesen Boden aus. Das Gewicht G von Fahrzeug oder Stamm wirkt als Kraft senkrecht auf die Unterlage bzw. die jeweils beanspruchte Bodenoberfläche F . Die entstehende Druckkraft p ist demnach

Formel 1

$$p = \frac{G}{F}$$

Der Druck auf die Flächeneinheit je cm^2 Bodenoberfläche ist bei gleichbleibender Kraft bzw. demselben Gewicht um so niedriger, je größer die vom Gegenstand beanspruchte Bodenoberfläche ist.

Jeder Waldboden setzt einer Druckeinwirkung natürlichen Widerstand entgegen. Die Druckfestigkeit oder die Tragfähigkeit des Bodens wechselt mit der Art des Bodens und, wenn gleicher Boden vorausgesetzt wird, mit der Bodenfeuchtigkeit. Die Druckfestigkeit wird ausgedrückt in kg/Druck je cm^2 , die ein Boden gerade noch zu tragen vermag, ohne sich zu verformen. De Mégille (18) gibt für einzelne Bodentypen Tragfähigkeitsziffern an, die Übersicht 1 wiedergibt.

Übersicht 1

Tragfähigkeitsziffern für einzelne Bodentypen je cm ²			
Marsch u. Moor	0,2 kg	Feiner Kies	5,0 kg
Sand, lose	0,5 kg	Schmieriger Lehm	1,0 kg
Sand, trocken	2,0 kg	Trockener Lehm	4,0 kg
Sand, feucht	4,0 kg	Felsboden	25,0 kg

Übersteigt der von einem Fahrzeug auf die Bodenoberfläche ausgeübte Druck die natürliche Tragfähigkeit eines Bodens, so wird der Boden verformt und unter Umständen dabei die Bodenstruktur zerstört. Menschen, Zugtiere, Fahrzeuge oder Stammholz sinken unter solchen Umständen mehr oder weniger tief in den Boden ein, bis sich Druck und Gegendruck entsprechen, d. h. beide Kräfte wieder im Gleichgewicht stehen.

Der menschliche Fuß übt beispielsweise im großen Durchschnitt einen Druck von 0,15 kg, der Huf eines Pferdes sogar einen Druck von 1,4 kg/cm² aus, der den durch Radschlepper verursachten Bodendruck von 1,0 bis höchstens 1,4 kg gewöhnlich übersteigt. Die Zahlenwerte der Übersicht 1 belehren, daß Radschlepper, ohne Ausrüstung mit Zwillingsbereifung oder sonstigen Hilfsmitteln auf Marsch- oder Moorböden, lockeren Sand- sowie auf schmierigen Lehm- und Tonböden kaum mit Vorteil einzusetzen sind. Die Tragfähigkeit der erstgenannten Böden ist vor allem im nassen Zustand gering. Auf einzelnen dieser Böden verbraucht ein Schlepper schon zu seiner eigenen Fortbewegung sehr viel Energie, weil er auf dem weichen Untergrund mit seinen Rädern zu tief einsinkt.

Der von Raupenschleppern ausgeübte Bodendruck schwankt normalerweise zwischen 0,3 und 0,5 kg je cm². Er wurde bei der schwedischen Bamse-Raupe auf 0,13 kg und beim Fordson-Major durch 75 cm breite Raupenbänder sogar auf 0,08 kg je cm² herabgesetzt. Beide Kettenschlepper können noch fahren, wo der menschliche Fuß bereits tief einsinkt.

Nach russischen Untersuchungen (17) beträgt die Druckfestigkeit eines bestimmten Bodens bei etwa 15% Bodenfeuchtigkeit rund 10 kg/cm². Sie sinkt bei 20% Feuchtigkeit auf ca. 4 kg, bei 30% auf 2 kg und bei 40% sogar auf 0,5 bis 1,0 kg ab. Die hierdurch wechselnde Tragfähigkeit eines Bodens beeinflusst den Wirkungsgrad von Schleppern stark. Die Tragfähigkeit von Sandböden steigt zumeist mit dem Feuchtigkeitsgehalt, die sehr bindiger Böden nimmt dagegen erheblich ab.

Ein Nachlassen der Tragfähigkeit mit der höheren Durchfeuchtung erschwert sehr oft die Verwendung von Traktoren. Die Einsatzmöglichkeiten verringern sich nach jeder Niederschlagsperiode zeitweilig stark; die Schlepperleistung sinkt. Schlepper, die nur über verhältnismäßig geringe Kraftreserven verfügen, sind besonders empfindlich und anfällig (sog. „Schönwetter-

schlepper“). Man wird deshalb bei Vorhandensein zu schwach dimensionierter Schlepper versuchen, Witterungsperioden auszunutzen, die den Fortgang der Arbeit begünstigen. Das tut beispielsweise ein waldbesitzender Bauer, der zumeist nur über einen Ackerschlepper von 20 bis 25 PS Motorenleistung verfügt.

Die Reibungskraft

Beginnt auf einen am Waldboden liegenden Stammabschnitt eine in horizontaler Richtung ansetzende Kraft einzuwirken, so wäre damit eigentlich schon das zuvor beschriebene Gleichgewicht der Kräfte gestört. Der Stammkörper müßte sich in Bewegung setzen. Das tut der Stamm erfahrungsgemäß jedoch nur dann, wenn die auf ihn einwirkende Zugkraft K_z größer ist als eine von Fall zu Fall verschieden große Grenzkraft K_o (1,12).

Ist K_z kleiner als K_o , tritt keine Bewegung ein. Es muß somit auf den Stamm eine weitere Kraft einwirken, die zwar durch die angreifende Zugkraft K_z wachgerufen, aber durch die ein zu kleines K_z wieder ganz aufgehoben wird. Diese Kraft wird durch die Unterlage auf den Körper oder ein Fahrzeug, die fortbewegt werden sollen, übertragen; es ist eine Reibungskraft. Man denkt sie sich dadurch entstanden, daß jeder Körper, auch ein glatter, über eine gewisse Oberflächenrauheit verfügt, durch die er an der gleichfalls rauhen Oberfläche des Gegenkörpers haftet (1, 3). Dieses Aneinanderhaften von Stoffen soll auf Molekularkräften beruhen, die zwei Körper bei Berührung aufeinander ausüben.

Man hat im Versuchswege gefunden, daß der Reibungswiderstand W_r , der durch die horizontal wirkenden Zugkräfte zu überwinden ist, mit der Kraft wächst, die den Gegenstand gegen seine Unterlage drückt. Das ist sein Gewicht. Weitere Einflüsse, wie die Art der sich berührenden Gegenstände und Stoffe, die Glätte bzw. die Rauheit der aufeinandergleitenden Flächen oder die Einwirkung einer etwa vorhandenen Schmierschicht, werden über einen Erfahrungswert, den Umrechnungskoeffizienten, berücksichtigt, den man auch Reibwert oder Reibungsbeiwert nennt. Man mißt den Reibungswiderstand mittels des Koeffizienten μ , indem man ermittelt, wieviel Anteile des Stammgewichts G in kg Zugkraft gerade aufgebracht werden müssen, um den Stamm in Bewegung zu setzen. Die Berechnung des jeweiligen Widerstands kann für ebenen Boden nach Formel 2 erfolgen.

Formel 2

$$W_r = \mu \cdot G$$

Haftet ein Gegenstand in der geschilderten Weise an seiner Unterlage, so spricht man von Haftreibung oder von „ruhender Reibung“. Die Überwindung der Haftreibung verlangt immer eine bestimmte Mindestkraft, einen gerade genügend starken Zug oder Stoß, um das Gleiten mehr oder weniger glatter Flächen oder

das Anrollen von Fahrzeurädern einzuleiten. Der Haftreibungseffekt ermöglicht Menschen und Tieren erst das Laufen auf ebenen und auf geneigten Flächen. Der Antrieb selbstfahrender Maschinen ist gleichfalls an die Ausnutzung dieses Effekts gebunden.

Das Vorhandensein von Haftreibung bei der gegenseitigen Berührung zueinander beweglicher Körper und Stoffe verdient im Transportbetrieb, so auch bei der Bringung im Wald in doppelter Hinsicht Beachtung. Die Haftreibung hemmt bzw. erschwert einmal Transport von Lasten. Man hat deshalb darauf zu sehen, daß die Reibung gezogener Lasten so klein wie möglich gehalten wird. Sie soll andererseits bei angetriebenen Rädern oder Ketten von Schleppern als Nutzreibung wiederum möglichst groß sein. Wir stehen damit vor der merkwürdigen Tatsache, daß wir nur Extreme, d. h. im letzten Fall größtmögliche Reibung, im ersten eine kleinstmögliche erhalten wollen. Mittelwerte interessieren uns dagegen wenig (3).

Die Haftreibung erlaubt uns außerdem, eine Schlepperseilwinde zum mindestens in ihren unteren Zugkraftbereichen ohne besondere Abstützung des Schleppers am Boden etwa durch eine Bergstütze zum Herausziehen von Stammholz einzusetzen. Der Schlepper steht fest, solange der Reibungswiderstand W_r noch größer ist als die benötigten bzw. die von der Seilwinde ausgeübten Zugkräfte.

Wird der Stamm aus der Ruhelage in Bewegung gebracht, ist — gleiche Verhältnisse vorausgesetzt — immer ein höherer Reibungswiderstand zu überwinden, als zur Aufrechterhaltung seiner Bewegung. Man benötigt zur Aufhebung der Widerstandskräfte bei der **Reibung der Ruhe** erfahrungsgemäß um 20 bis 50% höhere Zugkräfte als zur laufenden Überwindung der sog. **Reibung der Bewegung**, die gleitende oder rollende Reibung sein kann. Der zusätzliche Zugkraftbedarf zur Aufhebung der Reibung der Ruhe, d. h. der Haftreibung, ist für die Wahl eines zweckmäßigen Zugmittels in der Regel bestimmend.

Übersicht 2 — Bringung von Stammholz, **Reibungskoeffizient der Ruhe und der Bewegung** (ausgeglichene Näherungswerte verschiedener Herkunft) (vergl. 11 und 15).

Schleifen am Boden	Schleifbahn (Bodentyp)						
	30 cm Schnee, ver- harscht	Laubstreu Oberboden aufgetaut schmierig	Lehmboden steinig, gras- frei	mittel- schwere Böden, bewachsen	schwere Böden und Weichböden	Knüppelunter- lage	
						Bu m. R.	Fi o. R.
A. Reibung der Ruhe							
Buche m. R. (Hafner 1937)	—	—	0,72	—	—	0,56	0,49
Fichte m. R. " "	—	—	0,88	—	—	0,65	0,61
Fichte o. R. " "	—	—	0,74	—	—	0,59	0,50
Buche m. R. (Loycke 1954)	0,60	0,50	—	—	—	—	—
Fichte m. R. " "	—	—	—	0,70	0,90	—	—
Fichte o. R. " "	—	—	—	—	0,80	—	—
B. Reibung der Bewegung*)							
Buche m. R. (Hafner 1937)	—	—	0,55	—	—	0,29	0,23
Buche o. R. " "	—	—	0,54	—	—	0,28	0,24
Fichte m. R. (Loycke 1954)	0,45	0,44	—	0,50	0,70	—	—

Man hat grundsätzlich zwischen **gleitender Reibung** und **rollender Reibung** zu unterscheiden. Gleitende Reibung erfordert bei der Stammholzbringung verhältnismäßig hohe Zugkräfte (vgl. Übersicht 2). Würde derselbe Stammabschnitt auf ein ein- oder ein zweiachsiges Fahrzeug verladen, beispielsweise auf einen Rückwagen, so benötigt man bei rollender Reibung der belasteten Räder mit dem Waldboden wesentlich geringere Zugkräfte (s. in Übersicht 3).

Übersicht 3 — **Zugkraftvorteile bei rollender Reibung gegenüber gleitender**, ausgedrückt über die Reibungskoeffizienten (15) Rücken von Fichte o. R.

*) Zug schräg aufwärts

Rückverfahren	bei Haftwider- stand (eben)	bei Bewegungs- widerstand (eben)
Schleifen mit Kette	0,70 — 0,80	0,45 — 0,60
Schleiffahren mit Rückrolli*) oder Widder	0,32 — 0,50	0,23 — 0,35
Schwebefahren	—	0,15 — 0,25
Fahr Rücken	0,25 — 0,35	0,12 — 0,24

*) vgl. Abb. 1



Abb. 1: Einachsiger Rückewagen für Pferdezug

Die Reibung gezogener Lasten läßt sich bei der Bringung klein halten bzw. verringern durch

- a) saubere Aufarbeitung des Stammholzes, vor allem gutes Entästen und Beibeilen,
- b) Entrindung der Stämme (etwa 30% Zugkraftersparnis),
- c) Belegen der Rückebahnen mit Querhölzern, auf denen das Holz gleiten kann (20 bis 30% Zugkraftersparnis bei Haftreibung, 50 bis 60% in der Bewegung),
- d) Anheben der Hirnfläche während des Schleifens gegenüber dem bloßen am Boden Schleifen (u. U. 20 bis 25% Zugkraftersparnis),
- e) einachsiges Fahren unter Nachschleifen des Stammendes (40 bis 50% Zugkraftersparnis),
- f) zweiachsiges Fahren (55 bis 65% Zugkraftersparnis gegenüber dem Gleiten am Boden).

Übersicht 4 — Rollende Reibung in kg je t nach Zahlenwerten der I. H. C. veröffentlicht durch de Mégille (vgl. 18).

Befahrene Untergrund	Eisenräder	Gummi-Bereifung		Raupeketten
		Hochdruck	Niederdruck	
Betondecke	20	17,5	17,5	23
Schotterdecke	35	30	30	35
Erdweg (trocken)	60	50	40	40
Erdw.(schlammig)	130	110	90	70
Sand, Kies	155	135	120	85
Klebriger Boden	200	175	160	112
Ackerland	110	95	75	60

Die rollende Reibung, d. h. der Rollwiderstand setzt sich aus dem Widerstand des Umfangs des Rades, das ständig über kleine Bodenhindernisse hinweggehoben

werden muß, und der sog. Achszapfenreibung zusammen (9), die eigentlich eine gleitende Reibung ist und die durch Verwendung von Rollen- oder Kugellagern sehr stark herabgesetzt und Null genähert werden kann.

Die vorerwähnten Reibungskoeffizienten werden nur bei gezogenen Lasten angewendet. Die rollende Reibung ist im Gegensatz zur Haftreibung in Gestalt von Antriebsreibung bei Rädern oder Kettenbändern, die von einem Motor angetrieben werden, nur von Bedeutung bzw. zu berücksichtigen für die Bewegung des Traktors selbst.

Kräfte, die die Bewegung von Lasten im Gelände oder auf Straßen verursachen, müssen, soweit sie von Menschen, Zugtieren oder Zugmaschinen erzeugt werden, am Boden entsprechend abgestützt werden. Der Mensch oder Pferde, die einen am Boden schleifenden Stamm bzw. einen Wagen ziehen, stemmen den zuggespannten Körper mit den Beinen gegen den Erdboden. Das gleiche macht ein Schlepper, dessen angreifende Kraft über die angetriebenen Räder oder Raupen am Boden abgestützt werden muß.

Die Zugkraft bzw. die Zugleistung, die ein Schlepper auf Grund seiner Motorstärke herzugeben vermag, läßt sich nur in vollem Umfang nutzbar machen, wenn die angetriebenen Räder bzw. Ketten des Traktors genügend fest am Fahruntergrund haften, während der Motor auf die erforderliche Tourenzahl kommt. Es besteht eine Beziehung zwischen der jeweils am Zughaken nutzbaren Kraft und dem Gewicht, das gerade auf der angetriebenen Achse bzw. dem Laufwerk eines Schleppers ruht. Man kann mit Hilfe dieser Kräfte den Haftreibungskoeffizienten, d. h. die Adhäsion der angetriebenen Teile mit dem Boden berechnen.

Formel 3

$$f = \frac{K_z}{G}$$

Hierbei sind f der für den Antrieb des Schleppers maßgebliche Haftreibungskoeffizient, K_z die Zugkraft und G das auf der Antriebsachse lastende Gewicht. Der Haftreibungskoeffizient verändert sich bei gleichbleibenden Kontaktflächen des Schleppers mit der Art der Bodenoberfläche und deren augenblicklichem Feuchtigkeitszustand.

Die beste Haftung und damit die höchsten Zugkräfte werden mit einem gummibereiteten Radschlepper auf Betonstraßen erzielt.

Raupenschlepperketten erreichen auf Waldboden eine Antriebshaftung, deren Koeffizienten etwa zwischen 0,8 und nahezu 1,0 liegen. Gummibereifte Motorfahrzeuge sind in der Antriebshaftung gegenüber Kettenfahrzeugen nur auf betonierten Strecken überlegen. Schlepper mit Hochstollenreifen kommen auf Waldböden auf Haftreibungsbeiwerte von 0,4 bis 0,7. Ihre Antriebsreibung beträgt auf genügend befestigten Schotter- oder

Übersicht 5 — Haftreibungs- bzw. Adhäsionskoeffizienten für Schlepper nach de Mégille (18).

Bodentyp	Gummibereifung	Raupenkettens
Betonstraße	0,88	0,45
Lehm, trocken	0,55	0,58
Lehm, durchweicht	0,45	0,46
sandiger Lehm (trocken)	0,35	0,56
Moorboden, naß	0,15	0,29
Sand, trocken	0,20	0,29
Sand, feucht	0,35	0,32
Schnee	0,20	—
Eis	0,12	0,12

Kiesstraßen etwa 0,55 bis 0,63. Forstradschlepper, deren Bereifung Hochstollenprofile (s. Abb. 2 und 8) trägt, bringen es auf Schneewegen und Eisstraßen zu Koeffizienten von 0,10 bis 0,25. Einfache Gleitschutzketten (Abb. 3) erhöhen die Antriebshaftung bei Schnee soweit, daß Koeffizienten von 0,35 bis 0,40 gemessen werden konnten. Mit Hetz-Stollenleiterketten (vgl. Abb. 4) versehene Antriebsräder haben nach Messungen der TZF bei Schnee Haftreibungskoeffizienten zwischen 0,5 und 0,65 ergeben. Radschlepper sollten bei der winterlichen Bringung im Schnee grundsätzlich nur mit solchen, allerdings nicht billigen Schneeketten, ausgerüstet sein.



Abb. 2: Radschlepper mit Hilfsantrieb der Vorderachse

Die Ausnutzung des Schleppergewichts

Man erzielt unter gleichen Bodenbedingungen bei einem Schlepper größere Zugkräfte, wenn man nicht nur für hohe Haftreibung sorgt, sondern auch auf ein hinreichend großes Dienstgewicht*) der Maschine hinwirkt. Das bestätigt auch die Betrachtung der nach der Zugkraft K_z hin aufgelösten Formel 3:

$$K_z = f \cdot G$$

*) = Eigengewicht des einsatzbereiten Schleppers mit Fahrer, Ausrüstung (z. B. Seilwinde) und Zubehör

Beträgt die Radhaftzahl eines Schlepperreifens auf einem bestimmten Waldboden beispielsweise $f = 0,6$, so können bei 1000 kg Radbelastung theoretisch 600 kg Vortriebskraft erzeugt werden. Die Vortriebskraft kann auf vereistem Boden, der oft nur eine Radhaftung von 0,1 besitzt, so stark abnehmen, daß sie nicht einmal ausreicht, um den Schlepper für sich allein vorwärts zu bewegen (8).

Die Schlepperindustrie bleibt leider im Hinblick auf die Wünsche der Landwirtschaft bemüht, das Gewicht von Radschleppern niedrig zu halten, um den Bodendruck weitgehend zu vermindern. Dieses Bestreben entspricht keineswegs dem Interesse der Forstwirtschaft.

Der Bodendruck eines Schleppers spielt auf gewachsenem Waldboden, von Moorböden oder der Weiterbearbeitung vollumgebrochener Flächen abgesehen, kaum eine Rolle.



Abb. 3: Normale Gleitschutzketten

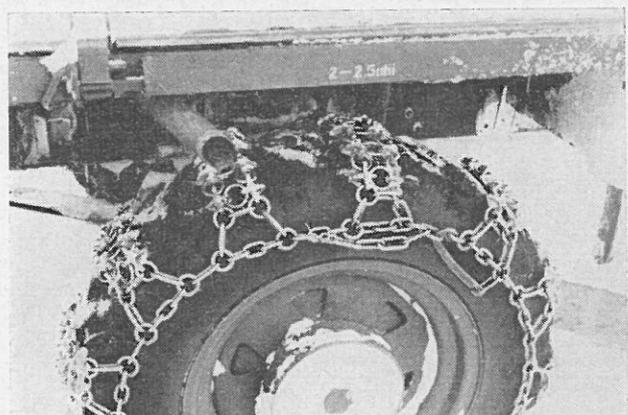


Abb. 4: Hetz-Stollenleiterketten erhöhen die Bodenhaftung auch bei Hochstollenprofil im Schneeeinsatz

Das Dienstgewicht eines Forstschleppers kann sich durch eine aufmontierte Seilwinde oder durch Anbaugeräte bereits um 200 bis 600 kg erhöhen. Eine weitere Gewichtsvermehrung ist über Zusatzgewichte an den Radnaben, Wasserfüllung in den Reifen oder über Ausgleichsgewichte bzw. einen ebenfalls vor der Frontachse angebrachten Werkzeug- und Gerätekasten zu erzielen.

Es läßt sich durch Wasserfüllung in den Reifen je nach Reifengröße eine zusätzliche Belastung der Hinterachse in Höhe von 100 bis 240 kg erreichen. Es dürfen dabei höchstens 80% des Reifenhohlraums mit Wasser gefüllt werden. Bei stärkerer Füllung geht die Federwirkung des Reifens vor allem beim schnellen Fahren sehr zurück. Gefrierschutzmittel sind gegebenenfalls beizumischen.

Die Antriebshaftung kann außerdem auf folgende Weisen erhöht werden:

- a) Die Auflagefläche des Reifens am Boden soll möglichst groß sein. Größere Räder und Reifen sind deshalb vor allem bei der Geländefahrt ein erheblicher Vorteil. Reifen mit größeren Durchmessern haben nicht nur einen geringen Rollwiderstand, sie vermögen infolge besserer Verzahnung mit dem Boden über mehr Profil auch höhere Zugkräfte zu übertragen.
- b) Reifen, die Antriebskräfte auf Acker- oder Waldboden zu übertragen haben, sollen grundsätzlich Hochstollenprofil (vgl. Abb. 1 und 8) besitzen. Derartige Profile erhöhen die Haftreibung infolge besserer Verzahnung. Sie stellen außerdem ein genügend tiefes Eingreifen auf Weichböden und auf Schotterböden sicher.
- c) Hochstollen-Niederdruckreifen sind im Gelände immer mit niedrigem Luftdruck = 0,8 bis 1,0 atü*), an Stelle von 1,5 bis 2,5 atü bei Straßentransporten — zu fahren. Hierdurch wird die Auflagefläche eines Reifens wiederum größer. Die Walkarbeit und damit die Selbstreinigung des Reifens wird außerdem erheblich verbessert.

Leider wird von der Möglichkeit der Luftdruckverminderung bei Niederdruckreifen als einer äußerst wirksamen Methode zur Erhöhung der Bodenadhäsion von der Praxis noch zu wenig Gebrauch gemacht. Man scheut die während des Tages vor Straßen- und Geländefahrten jeweils mehrmals notwendigen Druckmessungen und Druckveränderungen. Moderne Schlepper sollten grundsätzlich über eine motorgetriebene Reifenpumpe nebst Meßvorrichtung verfügen.

- d) Gleitschutzketten vermögen die Haftreibung des Radschleppers nur in folgenden Fällen zu steigern:
 1. In Verbindung mit Spezialprofilen, wie sie als kombinierte Straßen- und Geländereifen, u. a. auch am Unimog, verwendet werden und
 2. in Verbindung mit Ackerschlepperreifen nebst Hochstollenprofilen (AS-Reifen bei Schnee) oder auf schneelosem Boden falls das Profil schon sehr stark abgenutzt ist.

*) bei weniger als 0,8 atü Reifendruck neigen die meisten Reifenfabrikate zum Wandern auf der Felge, das zur Zerstörung von Reifen und Schlauch führt.

Hochstollenprofile sollten runderneuert werden, sobald das Profil weniger als 40 bis 50% seiner ursprünglichen Höhe besitzt.

Vergleichende Zugkraftmessungen und die Bestimmung von Haftreibungsbeiwerten, die von der TZF vor einigen Jahren in Anwesenheit eines Ingenieurs und eines Monteurs einer führenden Gleitschutzkettenfabrik bei Vollumbruchsarbeiten auf trockenen und auf schmierigen Böden des Nürnberger Reichswaldes ausgeführt wurden, ergaben im Rahmen der Fehlergrenze keine Überlegenheit von Hochstollenreifen mit Gleitschutzketten gegenüber nicht armierten gleichen Reifen. Die Profile der Reifen reinigten sich nach Kettenauflage im übrigen schlechter.

- e) Stollengreiferrahmen (Abb. 5) können unter bestimmten Bedingungen — mit oder ohne aufgeschraubten Stollenkörper eingesetzt — die Haftreibung ebenfalls erhöhen.



Abb. 5: Stollengreiferrahmen auf Hochstollenprofil

- f) Auf die recht erhebliche Erhöhung der Haftreibungsbeiwerte, die sich durch Einsatz von Raupenfahrzeugen erzielen läßt, wurde in Übersicht sowie anschließend im Text verwiesen. Raupenschlepper werden jedoch in intensiv bewirtschafteten Forsten mit Rücksicht auf die unvermeidliche Schädigung der Verjüngung und die Beschädigung von Stämmen und Wegen nicht mehr verwendet. Der Transport eines Raupenschleppers von einem Einsatzort zum anderen ist umständlich, er muß mit Hilfe eines Tiefladers geschehen.

Es führen sich dagegen Halbraupen (Abb. 6) oder Raupen (Hillary-System) als Zusatzausstattung für Radschlepper immer mehr ein. Die Ketten können am Einsatzort in relativ kurzer Zeit angelegt werden. Die Kosten der Schlepperbetriebsstunde verteuern sich leider wegen des nicht geringen Kettenverschleißes erheblich.

Nutzbar, d. h. unter Ausnutzung der Motorleistung in Zugkraft umsetzbar, ist immer nur der Anteil des Schleppergewichts, der die Antriebsräder belastet. Das Schleppergewicht ruht normalerweise **bei Schlepper**



Abb. 6: Radschlepper mit Halbraupenausstattung

mit **Hinterachs Antrieb**, die an der Vorderachse über kleine, an der Hinterachse über große Räder verfügen, zu etwa zwei Drittel, oft auch nur zu 60%, auf den beiden angetriebenen Rädern. Der restliche Teil des Schleppergewichts wird zur Belastung der kleineren Vorderräder benötigt, deren Lenkfähigkeit auf diese Weise sichergestellt ist. Ein Aufbäumen des Schleppers beim Ziehen schwerer Lasten oder bei der Arbeit an Hängen soll dadurch ebenfalls weitgehend vermieden werden. Die Hinterachslast, mit der die Triebräder auf der Fahrbahn bzw. dem Waldboden aufliegen, begrenzt deren Bodenhaftung und damit das Zugvermögen des Schleppers.

Bei Raupenschleppern läßt sich gewöhnlich das ganze Schleppergewicht ausnutzen. Eine Ausnutzung des Gesamtgewichts beim Radschlepper versucht man durch Vierradantrieb zu erreichen. Die Vorderachse erhält einen eigenen Antrieb, dessen Antriebskraft in der Regel vom Getriebe in Nähe der Hinterachse abgenommen wird. Man kennt im wesentlichen zwei Bausysteme für vierradangetriebene Schlepper. Es erhalten Schlepper mit kleineren Vorderrädern einen ausschaltbaren Hilfsantrieb für die Vorderachse (vgl. Abb. 2) oder man baut Schlepper mit vier gleichgroßen Rädern (Abb. 7), deren Gewicht auf diese vier Räder etwa gleichmäßig verteilt ist, d. h. der Schwerpunkt des Schleppers verlagert sich weiter nach vorn.

Schlepper mit Allradantrieb geben höhere Zugkräfte her, besitzen eine besondere gute Steigfähigkeit, bessere Spurhaltung und größere Steuersicherheit. Nasse und schmierige Stellen werden leicht und sicher genommen (23). Beim Unimog und beim BTG-Allradschlepper ruhen nahezu zwei Drittel des Gesamtgewichts auf der Vorderachse. Die zusätzliche Belastung der Pritsche sorgt allerdings beim Unimog wieder für eine gleichmäßigere Lastverteilung auf beide Achsen.

Unter der oben angegebenen Voraussetzung der Verteilung des Traktorgewichts auf Vorder- und Hinterachse bei Schleppern, die lediglich über die Hinterachse

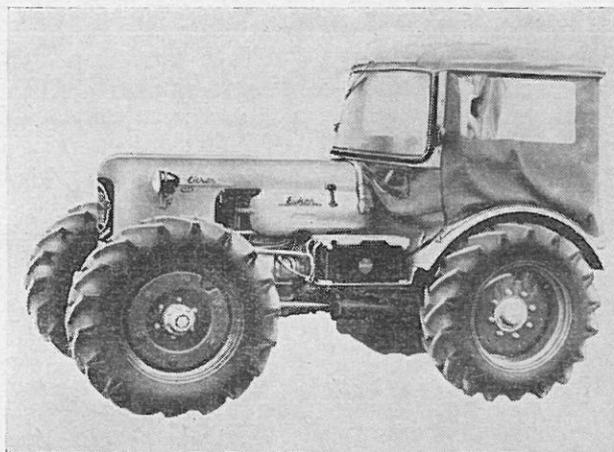


Abb. 7: Radschlepper mit Allradantrieb und beidachsig gleichgroßen Rädern

angetrieben sind, können für den Anhängertransport (20) und beim Holzrücken (15) nachstehende Faustzahlen zu überschläglichen Berechnungen benutzt werden, die die möglichen Transportgewichte in einem Vielfachen des Dienstgewichts eines Traktors wiedergeben:

I. Nutzlast bei Transport auf Anhängern

Mehrfaches
des Schleppergewichts
in %

1. Gewerbliche Transporte (gute Straßen) 400
2. Land- u. forstwirtschaftliche Transporte
 - a) in Ebene auf schlechten Straßen, einfachen Wegen u. im Gelände bis 200
 - b) bei stärkeren Steigerungen, d. h. bis 17% auf leidlichen Wegen und bis 10% auf schlechten Wegen oder auf Zuwegen bei Schnee etwa 100

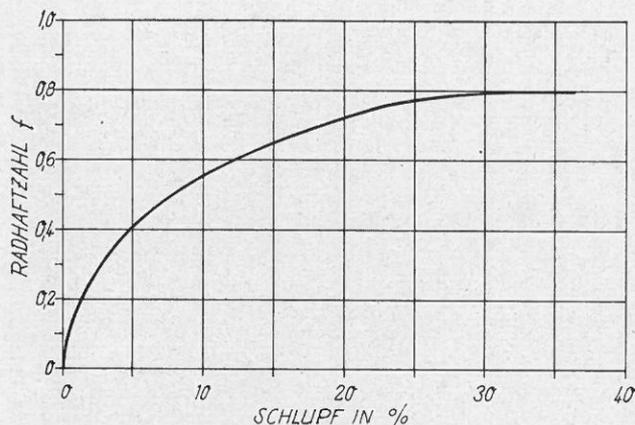
II. Rücken von Stammholz

1. Schleifen am Boden
 - a) in der Ebene bis 100
 - b) hangabwärts bei Gefälle bis zu 30% höchstens 200
2. Schleiffahren, beispielsweise durch Unimog mit Krailing'schem Rückaggregat 120 bis 125

Radhaftung und Schlupf

Der Haftreibungskoeffizient bzw. die Radhaftzahl f (vgl. Formel 3 bzw. deren Auflösung nach K_z), die nie größer als 1*) sein kann, ist, wie gezeigt wurde, zunächst einmal von der Art und dem Zustand der Fahrbahn sowie von der Schlepperbereifung abhängig. Die Werte für die Radhaftzahl steigen jedoch für denselben Traktor auf gleichem Boden mit der Höhe der Zugkraft, die vom Schlepper ausgeübt werden muß (8). Eine maximale Haftreibung der angetriebenen Räder wird ~~beim~~ Schlupf erreicht (vgl. Darstellung 1).

zumeist erst bei 30 und mehr % Schlupf
*) Etwas über 1,0 hinausgehende Werte werden gelegentlich an Raupenschleppern gemessen.



Darstellung 1: Radhaftzahl und Schlupfprozent nach Angaben der Fa. Lanz, Mannheim

Schlupf beruht auf einem Durchdrehen der Räder. Die Triebräder eines Schleppers arbeiten immer mit Schlupf. Die Räder rollen vor allem im Gelände nicht einfach auf den Boden ab, sie bleiben vielmehr jeweils etwas zurück, weil die Reifen die Bodenteilchen zusammendrücken müssen, um Halt zu finden, und sich dabei selbst laufend verformen. Die Größe des Schlupfes läßt sich rechnerisch als prozentualer Unterschied zwischen der Radumfangsgeschwindigkeit und der tatsächlichen Fahrgeschwindigkeit (vgl. Formel 11) bzw. als einfacher Unterschied zwischen der theoretischen Fahrstrecke a und der tatsächlich zurückgelegten Fahrstrecke b, in Prozent von a ermitteln.

Formel 4

$$s = \frac{a - b}{a} \cdot 100$$

Der Schlupf, der bei einem Pkw normalerweise nur 1 bis 3% beträgt, beläuft sich bei Schleppern während der Lastfahrt auf 10 oder 15%, unter ungünstigen Umständen sogar auf 30 bis 60% oder darüber. So hohe Schlupfwerte werden vor allem beim Einsatz von Traktoren auf feuchten und schmierigen schwereren Böden gemessen. Der Schlupf wird auf gleichem Untergrund um so größer, je schwerer ein Schlepper zu ziehen hat. Jeder Schlupf bedeutet Leistungsverlust, der deshalb, soweit es zugänglich ist, vermieden werden sollte (3, 7, 8, 23).

Dynamische Gewichtsverlagerung

Die zuvor erwähnte normale Belastung der Hinterachse eines auf ebener Fläche stehenden Radschleppers mit rund zwei Drittel seines Eigengewichts ändert sich im betriebsfertigen Zustand sowie während der Fahrt oft recht erheblich. Es tritt einmal eine Gewichtserhöhung und während des Zuges sowie bei der Bewältigung von Steigungen noch eine Gewichtsverlagerung von der Vorder- auf die Hinterachse ein.

Die Gewichtserhöhung betrifft vor allem die Hinterachse, die wenigstens mit dem Gewicht des Fahrers, dem Ballast an den Felgen (Eisengewichte) oder in den Reifen (Wasserfüllung), einer Aufsattelast bzw. dem Gewicht angebaute Schleppergeräte zusätzlich be-

lastet wird. Eine weitere Achslasterhöhung infolge Hebelwirkung der Aufsattelast oder des Anbaugeräts ist in Rechnung zu stellen. Das gilt auch für das Anheben von Holz mittels einer Stammzange oder über ein Rückeaggregat bzw. einen Rollenbock. Die Achslasterhöhung der Vorderachse ist demgegenüber nicht groß; hier sind allenfalls Ballastgewichte zu berücksichtigen. Erst die Konstruktion von Forstseilwinden als Frontwinden (für Porsche und MAN wahlweise zu erhalten) ermöglicht eine stärkere Belastung der Vorderachse, die vor allem bei Allradschleppern gut ausgenutzt und in Zugkraft umgesetzt werden kann.

Das Radbelastungsgewicht der Hinterräder ändert sich durch Entlastung der Vorderachse während der Fahrt, zum Beispiel infolge der jeweiligen Größe und der Art der Anlenkung der Zugkraft. Die dynamische Gewichtsverlagerung wird wesentlich durch die Höhe der Anbringung des Zughakens beeinflusst. Je höher sich das Zugmaul befindet, um so stärker wird die Vorderachse zugunsten der Hinterachse gewichtsmäßig entlastet. Eine größere Hinterachsbelastung erhöht bekanntlich die Zugkraft des Schleppers. Wirkt der Zug am Zugmaul über einen langen Hebelarm auf die Hinterachse, so wird die Vorderachse entsprechend mehr entlastet. Dem Vorteil einer Zugkrafteerhöhung steht als Nachteil der Gewichtsverlagerung u. U. ein Abheben der Vorderachse vom Boden bzw. sogar ein Aufbäumen des Schleppers gegenüber. Die Lenkfähigkeit eines Radschleppers ist in der Regel beeinträchtigt, wenn die Vorderachse nicht je nach Stärke des Schleppers wenigstens noch mit 120 bis 200 kg des Schlepper-gewichts belastet bleibt. Man könnte beim Arbeiten auf Acker- oder auf Kahlfläche zeitweilig eine Entlastung der Vorderachse bis an die Grenze der Lenkfähigkeit des Traktors hinnehmen. Werden Radschlepper auf öffentlichen Wegen oder im Bestand eingesetzt, so muß stets auf die Erhaltung einer ausreichenden Lenkfähigkeit gesehen werden. Eine durch zu starke Vorderachsenentlastung bewirkte Lenkbehinderung ließe sich durch eine gleichsinnige Vierradlenkung beheben. Um die Anpassung an wechselnde Arbeitsbedingungen zu erleichtern, verfügen heute die meisten Schlepper über zwei oder drei in verschiedener Höhe liegende Zugpunkte. Man hat aus den gleichen Gründen auch schon ein verstellbares Zugmaul konstruiert (Abb. 8).

Die von einem Schlepper ausgeübte Zugkraft Kz wirkt an einem Hebelarm, der der jeweiligen Höhe der Anbringung h des Zughakens über dem Erdboden entspricht. Das Produkt Kraft x Hebelarm ergibt das Kraftmoment Kz x h, dem als Gegenkraft ein Lastmoment gegenübersteht. Der senkrecht unter der Radmitte liegende Berührungspunkt des Rades mit der Fahrbahn wird zum Drehpunkt des Systems. Der Radstand R des Schleppers ist dann der Lastarm. Die Momente befinden sich im Gleichgewicht, sobald ein entsprechend großer Anteil Ev des auf der Vorderachse

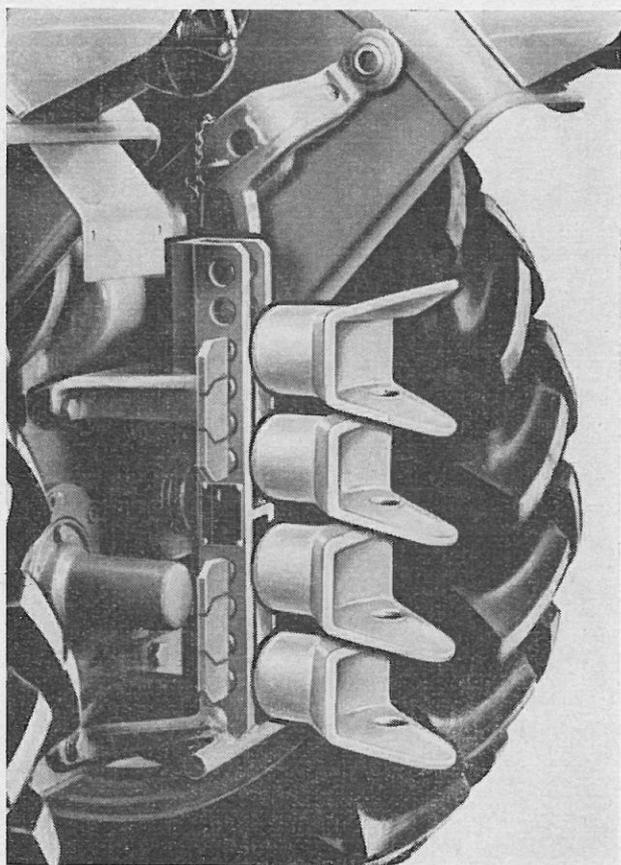


Abb. 8: Verstellbares Zugmaul an Ackerschlepper (Werkbild) vier Stellungen

lastenden Gewichts G_v abgehoben wird und als Produkt $E_v \times R$ das Lastmoment bildet. Es gilt dann die Beziehung:

$$K_z \cdot h = E_v \cdot R$$

Wird K_z vorübergehend kleiner, so muß nach dem Hebelgesetz ein Teil des bisher von der Vorderachse auf die Hinterachse verlagerten Gewichts wieder zurückverlagert werden, d. h. E wird damit ebenfalls kleiner. Steigt der Wert von K_z , wächst damit auch die Entlastung der Vorderachse. Einem größeren Kraftmoment, für das ein höher liegender Zugpunkt oder wachsende Zugkräfte die Ursache bilden, läßt sich bei gleichbleibender Vorderachsbelastung in bestimmten Grenzen konstruktiv durch Verlängerung des Radstands begegnen. Das Aufbäumen eines Schleppers setzt gerade in dem Augenblick ein, in welchem die Vorderachse durch ein noch größeres Kraftmoment $K_z \times h$ von dem ganzen auf ihr ruhenden Gewicht entlastet wird. Das ist der Fall, sobald $E_v = G_v$ wird.

$$K_z \cdot h = G_v \cdot R$$

Mit Hilfe von Formel 5 kann man zunächst berechnen, welche Zugkräfte von einem Schlepper bei verschiedenen Zugpunkthöhen ohne Gefahr für die Betriebssicherheit ausgeübt werden können. Besitzt ein Radschlepper beispielsweise ein Dienstgewicht von 2400 kg, das zu einem Drittel auf der Vorderachse lastet, beträgt

der Radstand 200 cm und sind Zugmaulhöhen von 50 und 65 cm ausnutzbar, dann sind nachstehende Zugkräfte unter der Voraussetzung erzielbar, das 150 kg Radbelastung auf der Vorderachse verbleiben, die bei einem bestimmten Schlepper eine einwandfreie Lenkfähigkeit gewährleisten sollen.

$$1. K_z = \frac{(800 - 150) \cdot 200}{50} = 2600 \text{ kg}$$

$$2. K_z = \frac{(800 - 150) \cdot 200}{65} = 2000 \text{ kg}$$

Die **Höhe der Anbringung des Zughakens** beeinflusst das Kräftespiel am Schlepper wesentlich. Je tiefer der Zugpunkt einer Last liegt, um so mehr Zugkraft kann ohne Gefahr für eine starke Entlastung der Vorderachse übertragen werden. Ebenso ist die **Lage des Zughakens** in bezug auf die Radachse von Einfluß auf die Lenkbarkeit eines Schleppers. Liegt der Zugpunkt genau in Hinterachsmitte, so beeinflusst er die Lenkung überhaupt nicht. Liegt er hinter der Achse, wirkt die Zugkraft dem Lenkeinschlag entgegen; der Schlepper gehorcht der Lenkung unter ungünstigen Umständen nicht mehr. Gelingt es, den Zugpunkt unter den Schlepper vor die Hinterachse zu verlegen, hilft die angehängte Last mit, den Schlepper in die Einschlagsrichtung hineinzuziehen (8).

Eine **Verlängerung des Radstands**, — beispielsweise von 200 auf 225 cm —, erlaubt es uns ebenfalls, größere Zugkräfte ohne Gefahr für ein Aufbäumen des Schleppers auszuüben.

Formel 5

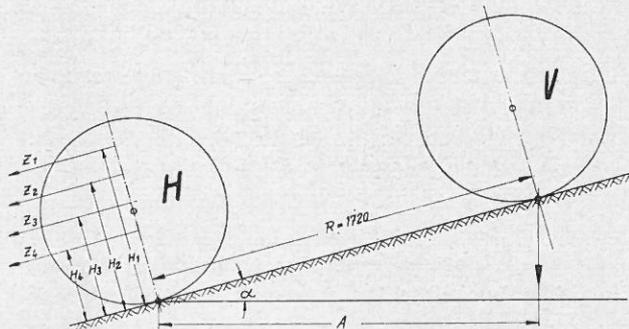
$$3. K_z = \frac{650 \cdot 225}{65} = 2250 \text{ kg}$$

Solange der Schlepper in erster Linie Zugschlepper war, bevorzugte man Schlepper mit verhältnismäßig kurzem Radstand, die noch über ein Leistungsgewicht von 90 bis 100 kg je PS verfügten. Schlepper, die, wie es von Forstradschleppern bisher gefordert wurde, in erster Linie gute Zugschlepper waren, mußten auch über ein so hohes Leistungsgewicht verfügen. Infolge der bereits erwähnten Forderungen der Landwirtschaft nach leichten Schleppern wurde das Leistungsgewicht von der Schlepperindustrie auf etwa 60 kg/PS gesenkt. Wird vorübergehend beim Zug von Lasten ein höheres Leistungsgewicht benötigt, so ist dies nur mehr durch entsprechende Gewichtserhöhung (s. oben) zu schaffen. Die Industrie war gleichzeitig bemüht, zum Ausgleich die Haftfähigkeit der Reifen zu steigern, um die früher übliche Zugkraft von Schleppern auch bei einem so stark verminderten Eigengewicht wenigstens teilweise zu erhalten. Die Aufbäumgrenze mußte folgerichtig durch Verlängerung des Radstands um 15 bis 20 Prozent hinausgeschoben werden, weil eine anteilmäßig stärkere Belastung der Vorderachse sich bei diesen dem Eigengewicht nach leichteren Schleppern aus technischen und mechanischen Erwägungen nicht verwirklichen ließ (13). Die Vorderachse war ohnehin nur noch mit etwa 60 % des früher bei einem ähnlich schweren üblichen Ge-

wichts belastet. Die Formel 5 läßt sich auch zur Berechnung der gewichtsmäßigen Entlastung der Vorderachse eines Schleppers benutzen, wenn man die Formel nach E_v hin auflöst.

$$E_v = \frac{K_z \cdot h}{R}$$

Die Entlastung beträgt bei einem K_z von 1000 kg, einer Zugpunkthöhe von 60 cm und 150 cm Radstand 400 kg.



Darstellung 2: Beispiel für Berechnung der Vorderachsentlastung am Hang

Die vorstehenden Beziehungen haben nur für die Fahrt in der Horizontalen Gültigkeit. Die Aufbäumgefahr ist aber beim Befahren von Steigungen besonders groß. Formel 5 ist nach Abwandlung für Steigungen ebenfalls zu verwenden, indem man an Stelle des Radstands R die Projektion des Radstands A einsetzt (vgl. Darstellung 2). Die Formel lautet dann, weil $A = R \cdot \cos \alpha$ wird:

$$K_z \cdot h = E_v \cdot R \cdot \cos \alpha$$

oder

$$E_v = \frac{K_z \cdot h}{R \cdot \cos \alpha}$$

Der Winkel α bezeichnet dabei den Neigungswinkel der schiefen Ebene. Darstellung 2 bezieht sich auf die Bedingungen an einem älteren Typ des Unimog. Es sind an diesem Unimog folgende Angriffspunkte der Zugkraft vorhanden:

Z_1	an der Anhängerkupplung	H_1	= ca. 72 cm
Z_2	am Einlaufmaul (Seilwinde)	H_2	= ca. 60 cm
Z_3	an der Ackerschiene (normal)	H_3	= ca. 45 cm
Z_4	an der Ackerschiene (Seilwinde)	H_4	= ca. 32 cm

Nach Angaben der Firma Daimler-Benz hatte dieser ältere Typ des Unimog mit Seilwinde, Fahrer und 500 kg Nutzlast, deren Schwerpunkt 500 mm hinter der Pritschen-Vorderwand und 200 mm über dem Pritschboden liegt, einen Fahrzeug-Schwerpunkt von ca. 820 Millimeter über Fahrbahn und ca. 770 mm vor der Hinterachse. Bei einem Gesamtgewicht von 2650 kg ergeben sich nachstehende Verlagerungen der Achslasten:

Übersicht 6

Steigung %	Neigungswinkel	cos α	Achslasten auf	
			Vorderachse kg	Hinterachse kg
0	0°	1,000	1 200	1 450
5	ca. 3°	0,9986	1 165	1 485
10	ca. 5° 45'	0,995	1 140	1 510
15	ca. 8° 32'	0,989	1 085	1 565
20	ca. 11° 20'	0,9805	1 025	1 615
25	ca. 14° 03'	0,970	970	1 680

Zugkraft und Zugleistung

Die effektive Motorleistung eines Schleppers N , ausgedrückt in PS sagt zunächst wenig über die Zugkraft und die Zugleistung eines Schleppers aus. Man versteht unter **Zugkraft**, — auch **Zughakenkraft** oder **Hakenzugkraft** genannt —, die Kraft gemessen in kg oder to, die am Zugmaul, der Ackerschiene oder an der Dreipunktkupplung zur Verfügung steht. Ein Schlepper ist mit Hilfe der Zugkraft in der Lage, Zugwiderstände, d. h. Arbeits- und Fahrwiderstände zu überwinden (22).

Der Drehmoment des Schleppermotors wird durch Drehmomentwandler (Getriebe und Vorgelege) auf die Hinterachse übertragen. Die Drehwirkung hängt von der Höhe des Drehmoments, d. h. dem Produkt aus der Größe der wirksamen Kraft P und dem Abstand r von der Drehachse ab. Dieses Drehmoment $P \cdot r$ wird am Radumfang als **Radumfangskraft** U , gemessen in m-kg, verfügbar.

Die Zugkraft K_z kann niemals größer als die Radumfangskraft werden. Selbst bei praktisch idealer Bodenhaftung der Antriebsräder geht von U noch die Kraft ab , die ein Schlepper für seine eigene Fortbewegung, zur Bewältigung von Steigungen und für das Durchfahren von Kurven benötigt (8, 10). Man bezeichnet diese noch in Abzug zu bringenden Kräfte auch als **Fahrwiderstand** W_f .

Formel 6

$$U - W_f = K_z$$

Der Teil der Radumfangskraft, der uns i. S. von Formel 6 als Zugkraft zur Verfügung steht, entspricht dem auf den Boden wirkenden Belastungsgewicht der angetriebenen Räder G_a , multipliziert mit der Radhaftigkeit f , dem sog. Kraftschlußbeiwert (vgl. Formel 3).

Formel 7

$$K_z = G_a \cdot f$$

Die **Zughakenleistung** N_z , ausgedrückt in PS, ist jedenfalls nur ein Teil der effektiven Motorleistung N_e . Es tritt bei der oben geschilderten Kraftübertragung über Kupplung, Schaltgetriebe, Differential und Hinterachswelle ein Leistungsverlust ein, den wir in PS bewertet

als **Triebwerkverlustleistung** N_v bezeichnen. Die Höhe dieses Leistungsverlusts ist bei Schleppern mit Vierradantrieb erklärlicherweise größer als bei anderen mit bloßem Hinterachsantrieb. Die **Triebwerkverlustleistung** beläuft sich erfahrungsgemäß auf 15 bis 20 Prozent der Motornennleistung.

Der Kraftbedarf für die Eigenfortbewegung des Schleppers (vgl. Formel 2) wurde bereits erwähnt (s. Fahrwiderstand). Die **Eigenfortbewegungsleistung** N_f vermindert gleichfalls die Nutzzugkraft eines Traktors.

Die nach allen diesen Abzügen noch zur Verfügung stehende Umfangskraft ließe sich am Boden nur voll abstützen, wenn an Stelle einer Gummibereifung ein Zahnkranz an den Antriebsrädern zur Verfügung stände, der die Kraft ähnlich wie bei einer Zahnradbahn über eine Zahnstange nahezu verlustlos überträgt. Man hat beim Forsteinsatz eines Schleppers, d. h. auf Waldboden etwa mit 12 bis 15 Prozent Verlust bezogen auf die Motornennbewertung, auf nahezu ebener und fester Straße mit lediglich 3 bis 4 Prozent Verlust zu rechnen. Der Gummireifen ergibt demgegenüber zwar eine elastische, jedoch mehr oder weniger rutschende Verbindung zum Untergrund bzw. zur Fahrbahn, die es praktisch niemals erlaubt, die ursprünglich vorhandene Umfangskraft voll abzustützen. Es entsteht eine **Schlupfverlustleistung** N_s (vgl. bei Formel 4), die durch eine möglichst hohe Reibung bzw. Verzahnung zwischen Reifenprofil und Boden zum Vorteil für die Zugkraft so klein wie möglich gehalten werden sollte (6). Es gilt somit für Radschlepper die Beziehung:

Formel 8

$$N_e = N_z + N_v + N_f + N_s$$

oder

$$N_z = N_e - (N_v + N_f + N_s)$$

Wir haben in bezug auf eine Zugkraftehöhung nun verschiedene Einwirkungsmöglichkeiten auf die vorgenannten Teilleistungen. Die Eigenfortbewegungsleistung läßt sich relativ klein halten, wenn man eine zu starke Überhöhung des Dienstgewichts durch zusätzliche Belastung bei einem Schlepper vermeidet. Gegen diesen wichtigen Grundsatz wird von der Praxis manchmal, so beim Beladen der Pritsche des Unimog, verstoßen. Das Befahren zu großer Steigungen sollte aus dem gleichen Grund unterbleiben. Die Einwirkungsmöglichkeiten auf die Schlupfverlustleistung wurden bereits besprochen. Die **Luftwiderstandsverlustleistung** ist schon infolge der geringen Fahrgeschwindigkeit von Schleppern so niedrig, daß sie hier vernachlässigt werden darf.

Zugkräfte können in kg mittels eines Zugkraftmessers ermittelt werden, der zwischen Zugmittel und -last bzw. Wagen gehängt wird. Die **Zugleistung** eines Schleppers wird dagegen in mkg/sek. oder in PS erhoben. Leistung ist Arbeit in der Zeiteinheit. Arbeit ist im physikalischen Sinne wiederum Kraft \times Weg.

$$\text{Leistung} = \frac{\text{Arbeit}}{\text{Zeit}} = \frac{\text{Kraft} \times \text{Weg}}{\text{Zeit}}$$

Nun ist aber Weg geteilt durch die Zeit Geschwindigkeit, somit ist auch

Formel 9

$$\text{a) Leistung} = \text{Kraft} \times \text{Geschwindigkeit}$$

$$\text{b) } L = P \cdot v$$

wobei die Kraft P in kg und die Geschwindigkeit v in m/sek. angegeben sind. P entspricht der Zugkraft K_z . Die Leistung eines Schleppers würde bei 1500 kg Zugkraft und einer Geschwindigkeit v von 1 m/sek. 1500 mkg/sek. betragen.

Die Zugleistung eines Traktors wird gewöhnlich in PS angegeben. Die Leistungseinheit 1 PS, d. h. Pferdestärke, entspricht bekanntlich 75 mkg/sek. Man erhält die Pferdestärken-Zugleistung N_z des Schleppers indem man L durch 75 teilt. Wir kommen damit zu folgenden Beziehungen:

Formel 10

$$N = \frac{L}{75} = \frac{K_z \cdot v}{75} = \frac{1500 \cdot 1}{75}$$

Die Formel ergibt, auf das letzte Zahlenbeispiel angewendet, eine Zughakenleistung von 20 PS. Es werden somit 20 PS der Nennleistungs-PS eines Schleppers, die je nach Fabrikat und Typ beispielsweise 35 PS oder etwa 50 PS betragen kann, zur Bewegung einer Last, die 1500 kg Zugkraft erfordert, bei einer Fahrgeschwindigkeit von 1 m/sek. benötigt. Würde ein Schlepper die gleiche Zugkraft bei einer Fahrgeschwindigkeit $v = 2$ m/sek. (dem entspricht $V = 7,2$ km/h) herzugeben haben, so steigt die Zughakenleistung bereits auf 40 PS. Diese Leistung kann man nur noch entsprechend schweren und hinreichend leistungsstarken Schleppern zumuten. (Beachte auch Formel 8.)

Ein weiteres Beispiel, das unmittelbar auf den Forsteinsatz von Schleppern Bezug nimmt, sei angeschlossen. Ein 50-PS-Ford-Allrad-Schlepper soll einen 45 cm breiten und 40 cm tief arbeitenden Vollumbruchpflug (Tiefbeetpflug) über eine gerodete Kahlfläche ziehen. Der Zugwiderstand betrage in den Kraftspitzen 2250 kg. Es soll eine durchschnittliche Fahrgeschwindigkeit von $V = 3,6$ km/h bzw. $v = 1$ m/sek. eingehalten werden. Die Zughakenleistung beträgt in diesem Falle 30 PS.

Wird in Formel 10 die Geschwindigkeit v , ausgedrückt in m/sek., ersetzt durch die Geschwindigkeit V , das sind km je Stunde, so ergibt sich, da $v =$ ist, nachstehende Beziehung:

Formel 10a

$$N_z = \frac{K_z \cdot 1000 \cdot N}{75 \cdot 3600} = \frac{K_z \cdot V}{270}$$

Die **maximale Zugleistung** eines Schleppers kann z. B. für eine ebene Betonstraße und eine gleichbleibende Geschwindigkeit von 10 km unter Benutzung eines luftbereiften Zweiachsanhängers beim Transport von Lasten 25 to betragen. Stellt man fest, daß ein Traktor einen Nadelholzstamm von 5 fm Inhalt, der ein Gewicht von 4 to besitzt, in der Fahrgeschwindigkeit von durchschnittlich 3,6 km gerade noch aus einem Bestand zu rücken vermag, so beträgt die maximale Zugleistung dieses Schleppers bezogen auf die erwähnte Fahrgeschwindigkeit 4 to. Die maximale Zugleistung ist naturgemäß bei der Wahl eines anderen Ganges ebenfalls eine andere. Sie wird sogar innerhalb des Geschwindigkeitsbereichs eines Schlepperganges wechseln. Die erforderliche Zugkraft würde in dem oben genannten Rückbeispiel bei Unterstellung eines Reibungskoeffizienten von 0,6 2400 kg betragen. Die tatsächlich vollbrachte Zugleistung in PS läßt sich nach Formel 10a berechnen. Sie beträgt in diesem Falle

$$N_z = \frac{2400 \cdot 3,6}{270} = \frac{32,0}{30,0} \text{ PS.}$$

Ein Radschlepper, der diese Aufgabe auf ebenem Waldboden ohne Zuhilfenahme der Seilwinde zu bewältigen vermag, müßte eine Motornennleistung von wenigstens 40, besser noch von 45 bis 50 PS besitzen (vgl. Form. 8).

Berechnung von Verlustleistungen

Nach der oben hergeleiteten (vgl. Formeln 9 und 10), zunächst zur Ermittlung der Zugleistung benutzten Leistungsformel lassen sich auch die übrigen Leistungen, z. B. die Schlupfleistung berechnen. Der Begriff Schlupf wurde erläutert und definiert (vgl. Formel 4).

Formel 11

$$N_s = \frac{U \cdot (u - v)}{75} = \frac{(K_z + W_f) \cdot (u - v)}{75}$$

Die Radumfangskraft U ist nach Formel 6 gleich der Summe aus der Zugkraft K und dem Fahrwiderstand W_f . Die Umfangsgeschwindigkeit eines ohne jeden Schlupf abrollenden Rades ausgedrückt in m/sek. berechnet sich nach der Formel $u = \pi \cdot d \cdot n$. Hierbei sind d der Raddurchmesser und n die Anzahl der Umdrehungen des Rades je sek. Die ebenfalls in m/sek. zu messende Fahrgeschwindigkeit v ist infolge des Auftretens von Schlupf stets kleiner als u .

Ein 40-PS-Schlepper mit Allradantrieb, dessen 3000 kg betragendes Dienstgewicht somit voll ausgenutzt werden kann, habe auf aufgeweichtem Boden (Reibungskoeffizient 0,2) eine Zugkraft von durchschnittlich 500 kg herzugeben. Es sollen u 2,4 m/sek. und v 1,2 m/sek. betragen, was einem Schlupf von 50 Prozent entspricht. Es berechnet sich dann die folgende Schlupfverlustleistung:

$$N_s = \frac{(500 + 0,2 \cdot 3000) \cdot (2,4 - 1,2)}{75} = 18,0 \text{ PS}$$

Die Steigungsleistung

Ein Schlepper hat bei der Fahrt oder der Arbeit hangaufwärts eine zusätzliche Steigungsleistung zu vollbringen. Es muß praktisch einmal sein eigenes Gewicht, zum anderen auch das der angehängten Last, d. h. das Gewicht des Wagens, eines Geräts oder des zu rückenenden Holzes gehoben werden. Dabei ist neben dem Rollwiderstand auch noch ein Steigerungswiderstand zu überwinden. Die am Haken verfügbare Zugkraft wird damit kleiner. Der Schlepper muß in der Regel langsamer fahren als auf ebenem Boden. Die Größe der Steigungsleistung hängt zunächst von der Gesamtlast, die gehoben werden muß, außerdem von dem in der Zeiteinheit zu überwindenden Höhenunterschied ab (23). Die Bedingungen verkehren sich bei der Talfahrt in das Gegenteil. Der Gesamtwiderstand verringert sich in diesem Fall gegenüber dem Reibungswiderstand um den Wert des Hangabtriebs.

Befindet sich ein Schlepper oder eine Last in der Steigung, so entsteht ein **Neigungswiderstand** W_s . Der Neigungswiderstand wird durch eine Kraft überwunden, die ausreicht, um im reibungsfreien Zustand eine Last den Berg hinauf zu ziehen (16). Er läßt sich auf nachstehende Weise berechnen:

Formel 12

$$W_s = G \cdot \sin \alpha$$

Hierbei ist G das Gewicht von Fahrzeug oder Last, bzw. von beidem und α der Neigungswinkel der Fläche. Die Steigungsleistung in PS wird dann i. S. von Formel 9:

Formel 13

$$N_s = \frac{W_s \cdot v}{75} ; \text{ bzw. } N_s = \frac{W_s \cdot v}{270}$$

Man gibt den Grad der Steigung in der Praxis gewöhnlich in Prozenten an, was dem Tangens vom Neigungswinkel α entspricht. Nach einer Faustregel läßt sich die Größe der zusätzlich benötigten Steigungskraft annähernd berechnen. Sie entspricht zahlenmäßig etwa der Größe des Steigungsverhältnisses. Es ist beispielsweise bei einem Steigungsverhältnis von 1:8 eine Kraft von einem Achtel des Gesamtgewichts zusätzlich an Zugkraft aufzuwenden. Soll ein Anhänger, der mit 2700 kg Schüttgut beladen ist und der selbst 300 kg wiegt, von einem Schlepper auf einen 50 m hohen Hügel über einen gleichmäßig ansteigenden Weg von 1000 m Länge gezogen werden, so ist der zurücklegende Weg 20mal so lang wie die Hubhöhe der Last. Die zur Überwindung des Steigungswiderstands erforderliche Kraft läßt sich somit auf ein Zwanzigstel, d. h. auf 150 kg verringern, weil das Leistungsverhältnis 1:20 beträgt.

Der Gesamtwiderstand W gemessen in kg setzt sich in der Steigung aus dem Rollwiderstand, bzw. dem

Reibungswiderstand W_r (Formel 2) sowie dem Steigungswiderstand W_s (Formel 11) zusammen. Bei Steigungen verringert sich der Normaldruck auf die Fahrbahn um den Cosinus des Neigungswinkels α . Die Differenz macht jedoch nur wenige Prozent aus. Sie beträgt beispielsweise selbst bei erheblichen Straßensteigungen bestenfalls 5 Prozent. Sie wird deshalb bei überschläglichen Berechnungen gern vernachlässigt. Das wechselnde Vorzeichen in der nachstehenden Formel berücksichtigt gleichzeitig die Verhältnisse beim Taltransport.

Formel 14

$$W = G \cdot (\cos \alpha \cdot \mu \pm \sin \alpha)$$

Die Formel sei durch ein Beispiel erläutert. Ein Forst-radschlepper von 36 PS Motornennleistung mit einem Dienstgewicht von 2400 kg soll auf Waldboden bei einem Reibungskoeffizienten μ von 0,15 eine Steigung von 25 Prozent ($\alpha = 14^\circ$) zunächst ohne Zuglast nehmen. Bei gerader Fahrt in Richtung des Hauptgefälles hat der Schlepper zur Eigenfortbewegung folgenden Widerstand zu überwinden:

$$W = 2400 (0,97 \cdot 0,15 + 0,243) = 931,2 \text{ kg}$$

Hält der Schlepper bei der Bergfahrt eine Fahrgeschwindigkeit von durchschnittlich 3,6 km je Stunde ein, so trägt die Fortbewegungsleistung N_f gemäß Formel 12:

$$N_f = \frac{931,2 \cdot 3,6}{270} = 12,4 \text{ PS}$$

Räder und Bereifung

Das Fahrwerk ist für die Fahr- und Zugleistung eines Radschleppers nahezu von der gleichen Bedeutung wie der Motor. Radgrößen und Zugfähigkeit der Reifen entscheiden beim Befahren von Acker- oder Waldboden mit über die Zugkraft und damit auch die Zugleistung eines Schleppers. Ein Schlepper arbeitet nur wirtschaftlich, wenn ein möglichst hoher Anteil der Motorleistung ausnutzbar ist und die Schlupfverlustleistung niedrig gehalten werden kann (4).

Der Konstrukteur eines Radschleppers muß bei der Gestaltung des Fahrwerks, d. h. bei der Entscheidung über die zu wählende Radgröße und die Art der Bereifung nachfolgende Gesichtspunkte beachten:

- Es soll eine zuverlässige Übertragung der am Antriebsrad verfügbaren Motorleistung in Zugkraft gewährleistet sein.
- Der Radschlupf ist so niedrig wie möglich zu halten.
- Der Schlepper muß genügend standfest sein.
- Zu hohe spezifische Radbelastungen sind zu vermeiden.
- Die Bereifung jeder Achse soll eine hinreichende Tragfähigkeitsreserve besitzen, um die durch die Ausrüstung und die dynamische Kraftverlagerung bedingte Erhöhung des Dienstgewichts bzw. der Achsbelastungen eines Schleppers aufnehmen zu können.

- Rad und Bereifung müssen alle kleineren, geländeüblichen Fahrhindernisse mühelos überschreiten und Bodenunebenheiten im Wald ohne Schwierigkeit nehmen können.
- Es sind ggf. außerdem noch Vorkehrungen zu treffen, um ein Befahren weniger tragfähiger Böden zu ermöglichen.

Die Räder einer gezogenen Achse haben zwei typische Widerstände zu überwinden, Hubarbeit zu leisten und auf loserem und weicherem Untergrund Spuren zu ziehen, indem sie den Boden zusammendrücken. Das Rad muß in beiden Fällen gewissermaßen gegen den Boden oder einen Stein anfahren, um sich auf das feste Hindernis heraufzuheben oder um das Erdreich vor sich zusammenzuwalzen.

Die beiden Fahrwiderstände erfordern selbstverständlich übernormale Zugkräfte, die durch die Verwendung großer Raddurchmesser erfahrungsgemäß vermindert werden können. Das größere Rad wälzt sich von oben her auf den lockeren Boden oder es klettert auf das Hindernis hinauf, wogegen ein kleines Rad lediglich gegen ein Hindernis anläuft oder in der Fahrbahn liegenden Boden vor sich her schiebt (5).

Luftbereifte Räder haben einen besseren Wirkungsgrad als Eisenräder; sie federn außerdem den Schlepper besser ab. Man kann mit Luftgummireifen höhere Geschwindigkeiten fahren, ohne daß eine zusätzliche Abfederung notwendig wird (23). Der Fahrwiderstand wird gegenüber Eisenrädern beispielsweise auf Kopfsteinpflaster oder auf losem Boden wesentlich herabgesetzt, der sich vor allem bei niedrig gewähltem Reifendruck laufend durch Walkarbeit verformende Reifen „verschluckt“ aus dem Pflaster herausragende Steine und kleinere Bodenunebenheiten, ohne sie zu übersteigen. Er wälzt sich über lockere oder weiche Stellen hinweg, plattet sich dabei ab und schneidet keine allzutiefen Spuren ein. Der Fahrwiderstand des Luftreifens eines beladenen Ackerwagens beträgt auf leichtem Boden oder auf der gepflasterten Straße nur etwa die Hälfte eines der üblichen Holzräder mit Eisenreifen (5).

Der mit einem guten Profil versehene Luftgummireifen an der angetriebenen Achse eines Traktors soll die Zugkraft auf die beste Weise übertragen, d. h. er muß auf dem Boden bzw. der Fahrbahn für eine möglichst große Haftreibung sorgen. **Reifen mit größerem Durchmesser** und entsprechender Breite vermögen mehr Zugkraft an den Boden zu bringen. Die höhere Zugkraft des größeren Reifens ergibt sich — gleichbleibende Reifenbreite vorausgesetzt — durch die längere Bodendruckellipse des größeren Reifens, der dadurch mehr Profilstollen in Bodenverbindung bringt als ein kleinerer Reifen. Eine größere **Reifenbreite** bei gleichem Durchmesser ist lediglich auf nassen oder sehr lockeren Böden, die eine geringe Tragfähigkeit besitzen, ein Vorteil. Breitere

Reifen haben jedoch infolge ihres größeren Querschnittsvolumens bei gleichem Luftdruck eine höhere Tragfähigkeit.

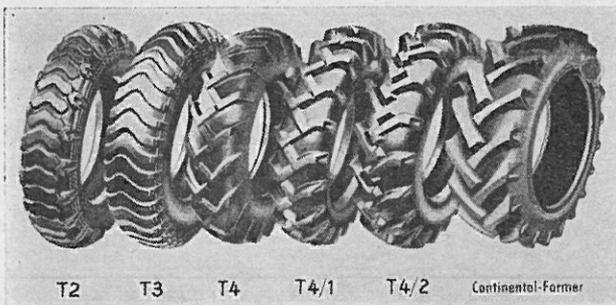


Abb. 9: Entwicklung der Reifenprofile seit 1928

Eine richtige **Profilierung** ist dagegen von noch entscheidenderem Einfluß. Die Entwicklung des Acker-schlepperprofils, wie sie in den letzten 30 Jahren er-

folgte, gibt Abb. 9 wieder. Die sehr flachstolligen Profile T 2 und T 3 wurden in den Jahren 1928 bis 1932 gefahren. Das Bestreben, die verfügbare Radumfangskraft immer besser zu übertragen, führte im Laufe der Jahre zur Entwicklung höherer und somit griffigerer Profile. Ein bedeutsamer Schritt vorwärts war die Einführung des heute üblichen offenen Profils (s. sog. „Farmer“-Reifen), dessen Profilstollen nicht mehr miteinander verbunden, sondern in der Laufflächenmitte getrennt sind. Der Reifen soll auf diese Weise während seiner Arbeit weicher gehalten werden und sich damit besser abplatteln können. Die keilförmig nach der Mitte der Lauffläche zu verstärkten Stollen geben dem Reifen dort, wo er sich erfahrungsgemäß am stärksten abnutzt, mehr Profilmasse. Die Selbstreinigung des offenen Profils namentlich auf schweren, nassen und daher schmierigen Böden ist ausgezeichnet. Erhöhte Haftreibung und bessere Selbstreinigung erlauben es, mit Reifen, die ein sog. „Farmer“-Profil oder ein ähnlich ausgeführtes Profil tragen, bis zu 20 Prozent mehr Zugkraft auszunutzen (4).

Literaturverzeichnis:

1. BÖRNER, R.: Mechanik für Ingenieure, G. Westermann-Verlag, Kiel 1950
2. BOSCH: Kraftfahrzeugtechnisches Taschenbuch, Stuttgart 1945
3. BUSSIEN, R. (und andere Autoren): Automobiltechnisches Handbuch — 2 Bände — Technischer Verlag H. Cram, Berlin 1953
4. CONTINENTAL: Continental-Reifen für die Landwirtschaft herausgegeben von den Continental-Werken Hannover
5. DENCKER, C. H.: Landwirtschaftliche Stoff- und Maschinenkunde, Verlag Paul Paray, Berlin-Hamburg 1955
6. DEUTZ (Schlepperrundschau): Zugkraft, Zugleistung, Zugvermögen, Heft 6/1955
7. FISCHER, G.: Landmaschinenkunde — 2. Auflage — Verlag E. Ulmer, Stuttgart 1951
8. FISCHER-SCHLEMM, E.: Die Maschinen in der Landwirtschaft, Teil C 1/2, Schlepper, Verlag Hirzel, Stuttgart 1950
9. GLÄSER, H.: Das Rücken des Holzes, Bayerischer Landwirtschaftsverlag, München 1951
10. GLEU, A.: Der Einachssschlepper, Leistungsmaße und Verwendungszwecke, Deutsche Agrartechnik Heft 10/1960
11. HAFNER, F.: Die Praxis des neuzzeitlichen Holztransports, Verlag G. Fromm & Co., Wien 1952
12. HEYDE, H.: Mechanik für Ingenieure, Taubner-Verlag, Leipzig 1950
13. KLIEFORTH, F.: Kurzer Schlepper überholt, Landtechnik, Heft 11/1957
14. VON KOENIG-FACHSENFELD, K.: Maschinelles Stammholzrücken, AFZ 1960, Nr. 29
15. LOYCKE, H. J.: Bringung von Stammholz mit neuen Rückewagen, Forstarchiv Heft 7/1954
16. LUNZMANN, K.: Die Wahl eines Schleppers unter dem Gesichtspunkt der technischen Mechanik, Holzwirtschaftsblatt Nr. 75/1954
17. LWOW, E. D.: Theorie des Schleppers (Übersetzung aus dem Russischen) FEB-Verlag Technik, Berlin 1954
18. DE MEGILLE, X.: Tractors for Logging, FAO-Veröffentlichung, Rom 1956
19. NEUBAUER, E. (und andere Autoren): Taschenbuch für Schlepperfahrer, Verlag technic, Wiesbaden 1957
20. REHRL, K.: Die arbeitstechnologische Bedeutung der Traktor-Kennzahlen, Förderungsdienst Wien, Heft 8/1960
21. SCHEFFLER, H.: Der Zukunftsschlepper in Wunsch und Wirkung, Landtechnik, Heft 18/1960
22. SCHILLING, M.: Messung der Schlepperausnutzung und der Zugarbeit beim Pflügen, Akademie der landwirtschaftlichen Wissenschaften, Berlin 1954
23. SEGLER, G.: Maschinen in der Landwirtschaft, Verlag Parey 1956
24. STEINLIN, H.: Der Rückrollri Rohr, Schweizer Zeitschrift für Forstwesen Nr. 11/1951

Druckfehlerberichtigung: Unsere Leser dürften geschmunzelt haben, wenn Sie in Nr. 1/1962 auf Seite 4, vorletzter Absatz gelesen haben, daß das Prädikat des Forsttechnischen Prüfungsausschusses „für die Forstwirtschaft geeignet und zu empfehlen nur den Menschen gegeben werden soll...“ Mit dieser Aufgabe befaßt sich der FPA nicht. Es muß selbstverständlich heißen „Maschinen“.

Schriftleitung: Oberforstmeister Müller-Thomas, Mainz, Verlag „Forsttechnische Informationen“, Mainz, Ritterstraße 14, Ruf: 8 63 65. Druck: Neubrunnendruckerei und Verlags-GmbH., Mainz. Erscheinungsweise: monatlich. Jahresbezugspreis DM 14,—. Zahlung wird erbeten auf das Konto „Verlag Forsttechnische Informationen“ Nr. 20 03 bei der Stadtparkasse Mainz. Postscheckkonto der Stadtparkasse ist Frankfurt/M., Nr. 40 85. Kündigungen 4 Wochen vor Jahresende. Nachdruck nur mit Genehmigung des Verlages. Gerichtsstand und Erfüllungsort sind Mainz.