

# Landtechnische Forschung

HERAUSGEBER: KURATORIUM FÜR TECHNIK IN DER LANDWIRTSCHAFT  
UND FACHGEMEINSCHAFT LANDMASCHINEN IM VDMA

Heft 6/1959

MÜNCHEN

9. JAHRGANG

Helmut Scheffter, München:

## Schlepperachslasten unter der gleichzeitigen Wirkung von Zugkräften und Aufsattellast

Die Forderung nach erhöhten Aufsattellasten mit dem Ziel, höhere Zugkräfte zu erreichen, sowie aus dem gleichen Grunde der Betrieb mit nicht ausgewogenen (also vorderlastigen) Einachsanhängern und Düngerstreuern ließ es ratsam erscheinen, einmal die wechselseitige Abhängigkeit und die Grenze des Zulässigen hinsichtlich Lenkfähigkeit und Triebachslast des Schleppers zu untersuchen. Um anschauliche Werte zu bekommen, wurde für einen Schlepper rechnerisch die Kontrolle der formelmäßig ermittelten Lasten durchgeführt.

### Daten für diesen Schlepper

Schlepperleergewicht . . . . .	$G$	= 1470 kg
Statische Vorderachslast . . . . .	$G_v$	= 570 kg
Statische Hinterachslast . . . . .	$G_h$	= 900 kg
Radstand . . . . .	$l$	= 1786 mm
Abstand des Schwerpunkts von der Vorderachse . . . . .	$l_1$	= 1090 mm
Höhe des Zugpunktes:		
Anhängerkupplung max. . . . .	$u$	= 791 mm
Ackerschiene . . . . .	$a_1$	= 350 mm
Abstand des Zug- und Aufsattelpunktes von der Hinterachse:		
Anhängerkupplung . . . . .	$u$	= 439 mm
Ackerschiene . . . . .	$u_1$	= 804 mm
Wirksamer Radius der Hinterrad-Bereifung . . . . .	$R$	= 605 mm
Max. zul. Hinterachslast, vom Getriebehersteller vorgeschrieben . . . . .	$G_{hmax}$	= 1600 kg
Rollwiderstandsbeiwerte . . . . .	$f_r$	= 0,06
(Lehmboden und guterhaltene Feldwege und Straßen) [1]		
Rollwiderstandsbeiwerte . . . . .	$f_{r2}$	= 0,16
(Mittelwert für Rechnung lt. AGA)		
Rollwiderstandsbeiwerte . . . . .	$f_{r3}$	= 0,22
(Sandwege) [1]		

### Weitere Bezeichnungen:

- Aufsattellast  $P_A$  in kg
- Vorderrad-Zusatzgewicht  $G_{vz}$  in kg
- Schwerpunktsabstand eines Anbaugerätes hinter den Anbauzapfen  $s_1$  in mm

Das zulässige Gesamtgewicht des Schleppers ist hier nicht berücksichtigt, da dies meist von der Bremsausstattung des Schleppers bestimmt wird und erst in zweiter Linie von der Bereifung oder der Festigkeit der Konstruktion.

Es ist bekannt, daß bei der Arbeit in der Steigung eine Verlagerung der Lasten und Änderung der Kräfte auftritt, die etwa der Steigung in Prozent proportional ist. Weiter gilt, daß es bei nicht horizontalem Zug entsprechend dem Neigungswinkel der Zugdeichsel entweder zu einer zusätzlichen Be- oder Entlastung der Hinterachse kommt. Um jedoch den Gang der Betrachtung nicht unnötig zu komplizieren, wurden alle Untersuchungen

nur für horizontalen Zug in der Ebene durchgeführt. Entsprechende Sicherheitsabstriche für Arbeit am Hang oder schrägen Zug sind also nicht berücksichtigt.

### Reine Aufsattelung

Bei Zusatzbelastung genau über der Schlepper-Hinterachse ergibt sich aus den Gleichgewichtsbedingungen

$$G_{hP_A} = \frac{G \cdot l_1 + P_A \cdot l}{l} \quad (1)$$

Dieser Fall tritt praktisch jedoch nie auf, sondern die Aufsattelung erfolgt entweder an der Anhängerkupplung oder an der Ackerschiene. Für diesen Fall gilt

$$G_{hP_A} = \frac{G \cdot l_1 + P_A (l + u)}{l} \quad (2)$$

Dies entspricht in der Praxis dem Transport von Lasten, Anbaugeräten oder Personen, ohne daß der Schlepper gleichzeitig zieht oder Arbeit im Boden verrichtet.

### Beispiel

#### a) Aufsattelung am Kupplungsbolzen

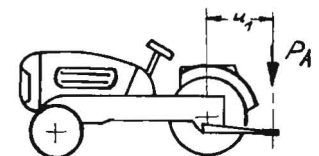
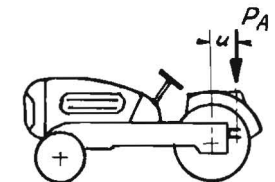
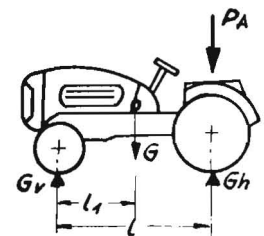
$u$	= 439 mm				
$P_A$	= 100 kg	250 kg	400 kg	600 kg	633 kg
ergibt nach (2)					
$G_{hP_A}$	= 1022 kg	1176 kg	1342 kg	1564 kg	<u>1600 kg</u>

#### b) Aufsattelung an der Ackerschiene

$u_1$	= 804 mm				
$P_A$	= 100 kg	250 kg	400 kg	483 kg	
ergibt nach (2)					
$G_{hP_A}$	= 1045 kg	1262 kg	1480 kg	<u>1600 kg</u>	

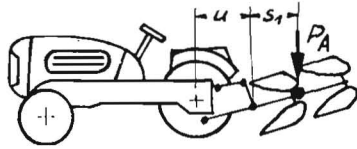
#### c) Pflug am Dreipunktgestänge bei Transport

Pfluggewicht $G_P$	= a) 250 kg				
	b) 400 kg				
Schwerpunktsabstand hinter den Anbauzapfen $s_1 = 300$ mm					



ergibt sich aus Gleichung (2)

$$G_{h_{P_A}} = \frac{G \cdot l_1 + P_A (l + u + s_1)}{l} \quad (3)$$



und damit für unser Beispiel

a)  $G_{h_{P_A}} = 1305 \text{ kg}$

b)  $G_{h_{P_A}} = 1550 \text{ kg}$

Bild 1 zeigt diese Hinterachslast in Abhängigkeit von den zugehörigen Aufsattellasten mit  $u$  als Parameter. Hier zeigt sich, daß je nach dem Abstand des Schwerpunktes der Aufsattellast von der Hinterachse die Zusatzbelastung derselben das Mehrfache der effektiven Aufsattellast betragen kann [1].

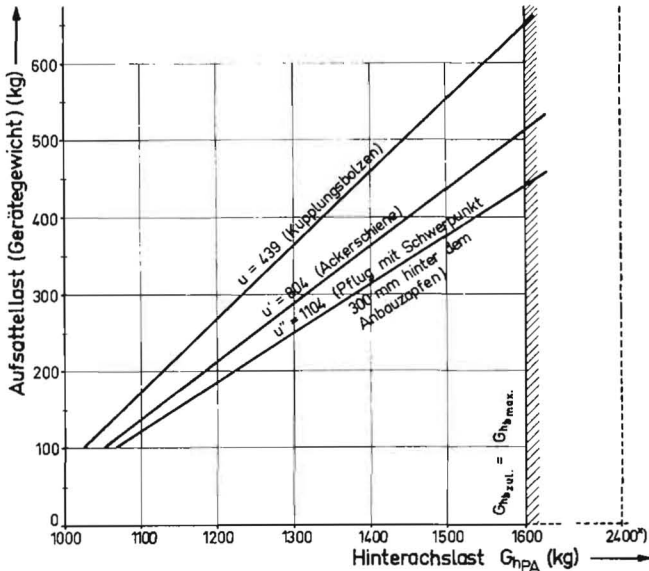


Bild 1: Einfluß der Aufsattellast auf die Hinterachslast in Abhängigkeit von der Lage des Aufsattelpunktes

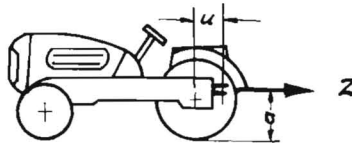
\*) 2400 kg max zulässig für Reifen bei reiner Aufsattelung = Gerätetransport, wenn Achse dafür zugelassen

Die zulässige Hinterachslast wird im vorliegenden Beispiel vom Getriebe her begrenzt, während für den Fall der reinen Aufsattelung die Reifen bis 1200 kg, die Achse also bis 2400 kg belastet werden dürfte. Selbst bei direkter Aufsattelung wird die dynamische Hinterachslast größer um den Betrag  $G_{h_{max}} \cdot f_r$ .

### Reiner Zug

Für den Fall reiner Zugarbeit (horizontaler Zug in der Ebene) gilt nach SCHILLING [2 (77)] mit  $Wf = G \cdot f_r$

$$G_{h_b} = \frac{G \cdot l_1 + Z \cdot a + G \cdot f_r \cdot R}{l} \quad (4)$$



Beispiel

Von den Werten für den Beispielschlepper sei hier  $a$  variiert, so daß  $a_1 = a = 791 \text{ mm}$

$a_2 = 691 \text{ mm}$

$a_3 = 471 \text{ mm}$  eingesetzt wurde (Tabelle 1).

Tabelle 1: Hinterachslast in Abhängigkeit von Zugkraft, Rollwiderstand und Anhängenhöhe

Z kg	100						1100					
$f_r$	0,06			0,22			0,06			0,22		
$a$ mm	791	671	471	791	671	471	791	671	471	791	671	471
$G_{h_b}$ kg	955	945	933	1050	1045	1033	1394	1320	1197	1490	1420	1297

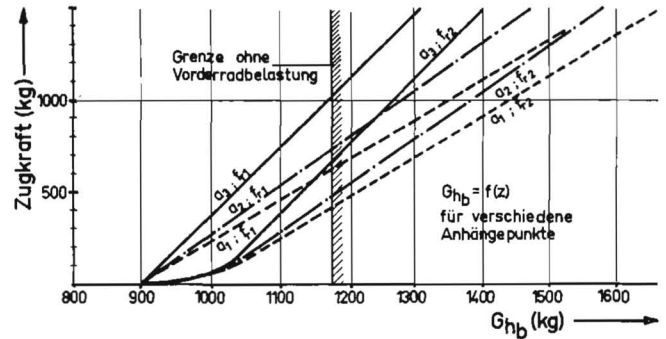


Bild 2: Einfluß der Zugkraft auf die Hinterachslast in Abhängigkeit von Anhängenhöhe und Rollwiderstandsbeiwert

Aus Bild 2 kann man sowohl den Einfluß der Anhängenhöhe als auch des Fahrbahnzustandes, charakterisiert durch  $f_r$ , ersehen. Für  $Z = 0$  erreicht  $G_{h_b}$  einen um  $G \cdot f_r$  über  $G_h$  liegenden Wert.

Für die Forderung nach ausreichender Lenkfähigkeit, ausgedrückt durch die Formel [3]

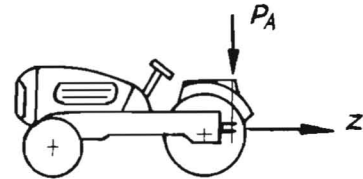
$$G_{r_{min}} = 0,2 G \quad (5)$$

ergibt sich die dargestellte Begrenzungslinie, die ohne zusätzliche Vorderachslast nach rechts nicht überschritten werden darf, obwohl im Falle unseres Zahlenbeispiels die Hinterachse bis 1600 kg belastet werden dürfte.

### Zug und Aufsattellast

a) Durch maximale Hinterachslast begrenzt

Im Falle des Last übertragenden Einachsanhängers oder Düngerstreuers vergrößert sich der Betrag für die Hinterachslast im Betrieb nach Gleichung (4) um den von der Aufsattellast her-



rühenden Differenzbetrag aus Gleichung (2) —  $G_h$  und dem Zuwachs des Fahrwiderstandes entsprechend  $P_A$ .

Es wird also

$$G_{h_{b, Z, P_A}} = \frac{G \cdot l_1 + Z \cdot a + G \cdot f_r \cdot R}{l} + \frac{G \cdot l_1 + P_A (l + u)}{l} - G_h + P_A \cdot f_r \cdot \frac{R}{l} \quad (6)$$

Setzt man nun  $G_{h_{b, Z, P_A}} = G_{h_{max}}$  und entwickelt Gleichung (6) nach  $P_A$ , so erhält man weiter

$$P_{A, zul} = \frac{G_{h_{max}} + G_h - 2 G \cdot \frac{l_1}{l} - Z \cdot \frac{a}{l} - G \cdot f_r \cdot \frac{R}{l}}{\frac{l + u}{l} + f_r \cdot \frac{R}{l}}$$

und hieraus

$$P_{A, zul} = \frac{l (G_{h_{max}} + G_h) - 2 G l_1 - Z \cdot a - G \cdot f_r \cdot R}{u + f_r \cdot R} \quad (7)$$

Aus Gleichung (7) lassen sich für  $a = 791 \text{ mm}$  die in Tabelle 2 angegebenen Werte für  $P_A$  errechnen.

Bild 3 zeigt diese Abhängigkeit für  $G_{h_b} = 1600 \text{ kg}$  in den Geraden 1 ( $f_r = 0,06$ ) und 2 ( $f_r = 0,22$ ). Vergleicht man hier

**Tabelle 2: Die rechnerisch zulässigen Aufsattellasten in Abhängigkeit von Zugkraft und Rollwiderstand**

	Z =	100	300	500	800	1000	1200
$P_A$ bei	$f_{r1} = 0,06$	500	430	360	256	185	114
	$f_{r2} = 0,22$	418	351	284	185	116	49

$G' = G + P_A$  mit der statischen Hinterachslast  $G_h$ , so stellt man fest, daß in vielen Fällen die Vorderachse unzulässig entlastet ist. Diese Werte sind also bereits höher als mit Rücksicht auf die Lenksicherheit zulässig.

**Beispiel**

$P_A = 284$  kg,  $G_{hb} = 1600$  kg,  $G_{ges} = 1470 + 284 = 1754$  kg ergibt

$$G_{v_b} = 1754 - 1600 = 154 \text{ kg,}$$

die Forderung  $G_{v_{b\min}} = 0,2 G = 294$  kg ist nicht erfüllt und auch der vom Arbeitsausschuß 1 der Normengruppe Landmaschinen und Ackerschlepper vorgeschlagene Wert

$$G_{r_{\min}} = 0,25 \cdot \frac{G}{l} = 0,25 \cdot \frac{1470}{1,786} = 206 \text{ kg}$$

ist erheblich unterschritten.

**b) Durch maximale Vorderachsenentlastung begrenzt**

Aus dieser Betrachtung ergibt sich, daß es wegen ausreichender Lenksicherheit notwendig ist, von der Forderung  $G_{h_{b\max}} = G_{h_{b\text{zul}}}$  überzugehen zu der Forderung

$$G_{h_{b\max}(Z+P_A)} = 0,8 G + P_A \quad (8)$$

Setzt man Gleichung (8) in (6) ein und entwickelt wieder nach  $P_A$ , so folgt jetzt

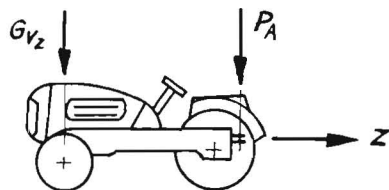
$$0,8 G + P_A = \frac{G \cdot l_1 + Z \cdot a + G \cdot f_r \cdot R}{l} + \frac{G \cdot l_1 + P_A \cdot (l + u)}{l} - G_h + P_A \cdot f_r \cdot \frac{R}{l}$$

und daraus

$$P_{A_{\text{zul}}} = \frac{l(0,8 G + G_h) - 2 G l_1 - Z \cdot a - G \cdot f_r \cdot R}{u + f_r \cdot R} \quad (9)$$

Die Ergebnisse aus dieser Formel für unser Beispiel sind als die Geraden 3 (für  $f_r = 0,06$ ) und 4 (für  $f_r = 0,22$ ) im Bild 3 eingetragen. Sie lassen erkennen, daß für maximale Entlastung der Vorderachse — besonders kräftig bei Sandwegen — eine Aufsattellast in sehr engen Grenzen überhaupt nur zulässig ist. Selbst für Straßenfahrt liegt bei Aufsattelung am Bolzen der Anhängerkupplung die obere Grenze der Aufsattellast in unserem Beispiel bei 430 kg, wenn gleichzeitig 300 kg Zugkraft benötigt werden.

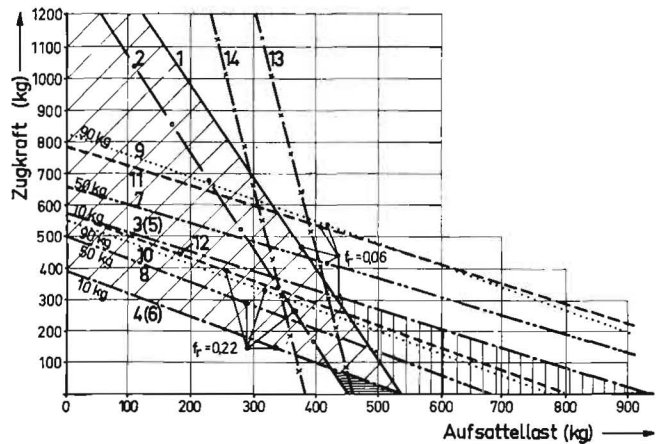
**c) Einfluß zusätzlicher Vorderachsbelastung**



Da diese Werte in der Praxis viel zu niedrig sind, gilt es, auch den Einfluß zusätzlicher Vorderachsbelastung zu ermitteln.

**Tabelle 3: Maximale Aufsattellasten am Kupplungsbolzen bei verschiedenen Zugkräften, Rollwiderstandsbeiwerten und Vorderachs-Zusatzgewichten**

$G_{vz}$ kg	10			50			90											
$f_r$	0,06		0,22	0,06		0,22	0,06		0,22									
Z kg	100	300	500	100	300	500	100	300	500	100	300	500						
$P_{A_{\max}}$ kg	783	450	117	400	123	-152	934	600	267	552	276	-0,3	1085	752	462	637	361	85



**Bild 3: Zugkraft und Aufsattellast für  $G_{hb} = 1600$  kg**

- = mit Vorderradgewichten  $G_v = 95$  kg (11, 12)
- .-.- = für maximale Entlastung der Vorderachse entsprechend  $0,2 G$
- [Schraffiert] = für diesen schraffierten Bereich ist Vorderachsbelastung erforderlich
- [Gestrichelt] = dieser Bereich darf nicht benützt werden da zulässige Hinterachsbelastung überschritten
- [Diagonal gestrichelt] = Lenksicherheit besteht, aber  $G_{h_{b\text{zul}}}$  wird überschritten

Wieder gilt wegen der erforderlichen Lenksicherheit

$$G_{h_{b\text{zul}} + P_{A_{\max}}} = 0,8 G + P_A,$$

jedoch kommt nun auch noch das Zusatzgewicht  $G_{v_z}$  hinzu, also wird

$$G_{h_{b\text{zul}} + P_{A_{\max}}} = 0,8 G + P_A + G_{v_z} \quad (10)$$

Dies zusammen mit Gleichung (6) ergibt dann ein neues

$$P_{A_{\text{zul}}} = \frac{l(0,8 G + G_h + G_{v_z}) - G'(2 l_1 + f_r \cdot R) - Z \cdot a}{u + f_r \cdot R} \quad (11)$$

worin

$$G' = G + G_{v_z} \quad (12)$$

$$G'_r = G_r + G_{v_z} \quad (13)$$

und

$$l_1 = \frac{G' - G'_r}{G'} \cdot l \quad (14)$$

Nach den Gleichungen (11) bis (14) ergeben sich für unser Zahlenbeispiel die maximalen Aufsattellasten am Kupplungsbolzen des Beispiel-Schleppers bei verschiedener Vorderachsbelastung und verschiedenen Zugkräften für

$$G_{v_{b\min}} = 0,2 G,$$

die in Tabelle 3 zusammengestellt sind (vgl. Bild 3).

Trägt man diese einzelnen Werte in Bild 3 ein, so ergeben sich die Geraden 5 bis 10, unterhalb derer, begrenzt rechts durch die Geraden 1 beziehungsweise 2, der für die Rollwiderstandsbeiwerte  $f_r = 0,06$  und  $0,22$  zulässige Arbeitsbereich liegt.

Vergleichbar mit den Geraden 1 und 2 geben die Geraden 13 und 14 noch die Begrenzungslinie des Arbeitsbereiches für den Fall, daß die Ackerschleife zur Aufsattelung benützt wird. Sie lassen erkennen, daß hier — entsprechend dem längeren Lasthebelarm — der Gewichtseinfluß ( $P_A$ ) vorherrscht, so daß ein wachsendes  $Z$  sich wenig auswirkt.

## Ein Beitrag zur Dokumentation

Die landwirtschaftliche Zentraldokumentation, um deren Zustandekommen sich der Land- und Forstwirtschaftliche Forschungsrat e. V., Bad Godesberg, seit Jahren bemüht, ist über das Stadium der Planung auf dem Papier immer noch nicht hinausgekommen. Um so dankbarer muß man all jenen sein, die das Interregnum wenigstens mit Teillösungen ausfüllen. Da sind die Literaturberichte des Forschungsrates selbst zu nennen, die einzelne Disziplinen behandeln (ein landtechnischer Literaturbericht ist zur Zeit im Druck), die deutsche und ausländische Zeitschriften-schau des KTL und der MEG, die Zusammenstellung der Dissertationen durch die Forschungsgesellschaft für Agrarpolitik und Agrarsoziologie — um nur einige zu nennen. Es muß aber auch die verdienstvolle Arbeit des Landesausschusses für landwirtschaftliche Forschung, Erziehung und Wirtschaftsberatung beim Ministerium für Ernährung, Landwirtschaft und Forsten des Landes Nordrhein-Westfalen genannt werden, der soeben Heft 8 seiner Schriftenreihe „Forschung und Beratung“ vorgelegt hat. Die Zusammenstellung und Bearbeitung erfolgte durch Prof. HAVERMANN und Dr. HAMM. Die Schrift enthält Titel, Verfasser und Inhaltsangabe von 83 wissenschaftlichen Arbeiten, teils Dissertationen der landwirtschaftlichen Fakultät der Universität Bonn, teils Forschungsaufträge des Ministeriums. Sie ist eine wahre Fundgrube für alle am Fortschreiten der Agrarwissenschaft Interessierten. Vielleicht läßt sich in Zukunft ein kleiner Wunsch noch verwirklichen: auch die Arbeiten, soweit sie die Landwirtschaft betreffen, der wirtschaftswissenschaftlichen Fakultät der Universität Köln, des Instituts für Genossenschaftswesen der Universität Münster und — soweit bis dahin vorhanden — des neugegründeten Instituts für Landtechnik der TH Aachen mit aufzunehmen.

### d) Bestimmung der erforderlichen Vorderachsbelastung

Entwickelt man Gleichung (11) nach  $G_{vz}$ , so erhält man

$$G_{vz} = \frac{P_A(u + f_r \cdot R) + Z \cdot a + G_h \cdot l - 0,8 G \cdot l - f_r \cdot R}{l} \quad (15)$$

Nach dieser Gleichung errechnet sich für gegebene  $P_A$  und  $Z$  die erforderliche Zusatzbelastung der Vorderachse. Eine Kontrolle der höchstzulässigen Hinterachslast ist jedoch erforderlich. Sie zeigt in Bild 3, ob der Betriebspunkt unterhalb der Linien 1 beziehungsweise 2 bzw. unterhalb von 13 und 14 liegt. Ist dies nicht der Fall, wird  $G_{h_{zul}}$  überschritten.

Abschließend bleibt festzustellen, daß man für Schlepper, die verschiedene Aufsattel- und Anhängpunkte besitzen, nicht einmal für den einfachen Fall der Aufsattelung und des gleichzeitigen horizontalen Zuges in der Ebene eine einzige Zahl als höchstzulässige Aufsattellast nennen kann. Die verschiedenen Rollwiderstandsbeiwerte beeinflussen daneben Zugkraft und Aufsattellast, ebenso wie in der Praxis zusätzlich die Steigung der Fahrebene und der Deichselwinkel. Die Darstellung in Bild 3 gibt diese zuletzt genannten Einflüsse nicht wieder, stellt aber sonst eine komplizierte, jedoch lesbare Charakteristik des Schlepperhaltens in der Ebene dar und gestattet begründete Schätzungen für andere Fälle.

Sie läßt auf einen Blick erkennen, ob bei gegebener Aufsattellast und maximaler Zugkraft eine Verwendung dieses Schleppers mit oder ohne Vorderradgewicht möglich ist.

Aufsattellasten in der Höhe, wie sie von den Herstellern von Einachsanhängern und Dungstreuern gewünscht werden (bis 1000 kg!), verlangen nach den Erkenntnissen dieser Untersuchungen den kürzest möglichen Aufsattelpunkt hinter der Triebachse und in den meisten Fällen — soweit von der zulässigen Tragfähigkeit derselben erlaubt — eine erhebliche Vorderachsbelastung, die mechanisch durch Hebelwirkung auf die Triebachse verlagert wird. Eine hier entwickelte Formel gestattet, wenn  $P_A$  und  $Z$  gegeben sind, für den horizontalen Zug in der Ebene die erforderliche zusätzliche Vorderachslast zu errechnen. Ob die maximal zulässige Hinterachslast dabei überschritten wird, ist gesondert zu prüfen.

## Zusammenfassung

Am einfachen Beispiel der Aufsattelung und des horizontalen Zuges in der Ebene wurde anhand von Formeln — begleitet durch Zahlenrechnung für einen Beispielschlepper — die vielfältige Abhängigkeit der Schleppertriebchslast im Zusammenspiel von Kupplungshöhe, Abstand des Aufsattelpunktes von der Hinterachse und dem Rollwiderstandsbeiwert in der Verknüpfung von maximaler Aufsattellast und maximaler gleichzeitig zulässiger Zugkraft untersucht. Die Lenkfähigkeit des Schleppers mit und ohne Vorderachsbelastung wurde dabei ebenfalls berücksichtigt. Das Zahlenbeispiel demonstriert daneben, daß die Begrenzung der zulässigen Hinterachsbelastung seitens des Getriebeherstellers es nicht zuläßt, die von der Reifenindustrie für die entsprechenden Reifen beim Transport zulässigen Achslasten auszunutzen.

## Schrifttum

- [1] SKALWEIT, HELMUT: Reifenbelastung bei Schleppern durch Heckenbaugeräte und Sattelwagen. Landtechnik 14 (1959) S. 154—157
- [2] SCHILLING, ERICH: Landmaschinen, Lehr- und Handbuch für den Landmaschinenbau. I. Band Ackerschlepper, Köln 1955
- [3] MEYER, HELMUT: Zur Problematik des Sattelanhängers für Ackerschlepper. Landtechnische Forschung 6 (1956) S. 39—42

## Résumé

*H. Scheffter: "Stresses in Tractor Axles resulting from the Simultaneous Effect of the Tractive Forces and Semi-Trailers".*

*The article opens by citing a simple example of the effects of the force exerted by the semi-trailer and a horizontal tractive force on level ground. Calculations are then carried out for the purpose of demonstrating the dependence of the stresses in the tractors' driving axle on such factors as height of coupler pin above ground level, distance between the point of suspension of the trailer load and the rear axle, the coefficient of rolling resistance and the combination of the maximum trailer load and the maximum permissible tractive effort. The effect of a stressed and unstressed front axle upon the manoeuvrability of the tractor was also evaluated. Furthermore, the calculations proved that the stress limits on the rear axles as laid down by the transmission manufacturers do not permit of the full utilisation of the maximum axle loads allowed by the manufacturers of tractor tyres.*

*H. Scheffter: La charge sur les essieux de tracteur provenant des efforts de traction et d'un outil semi-porté.*

*En prenant les exemples simples d'un outil semiporté et de la traction horizontale sur un terrain plat, l'auteur a examiné à l'aide de formules — accompagnées de calculs pour un tracteur étalon — les rapports multiples qui existent entre la charge sur l'essieu moteur et la hauteur d'attelage, la distance du point d'attache de l'outil du pont: arrière et le coefficient de résistance au roulement. L'auteur a en même temps déterminé l'effort de traction maximum et la charge maximum provenant du montage d'un outil semi-porté admissibles simultanément pour une charge maximum sur l'essieu moteur. Il a tenu compte également de la souplesse de conduite du tracteur avec ou sans charge sur l'essieu avant. L'exemple chiffré montre en outre que la limitation de la charge sur le pont arrière prescrite par le constructeur d'engrenages ne permet pas d'utiliser entièrement la charge que l'industrie des pneumatiques admet pour les pneumatiques correspondants.*

*H. Scheffter: «Carga en los ejes de tractores — camión bajo la carga simultánea de los esfuerzos de tracción y de la carga de apoyos».*

*En el ejemplo sencillo de la carga de apoyo y del esfuerzo de tracción en la horizontal, se ha investigado a base de fórmulas — en combinación con cálculos para un tractor determinado como ejemplo — la dependencia en varios sentidos de la carga en el eje de propulsión del tractor, en relación con la altura de acoplamiento, con la distancia del punto de apoyo del eje trasero y del coeficiente de resistencia a la rodadura, en combinación con la carga de apoyo máxima y de la carga de tracción simultánea máxima admisible. También se ha tenido en cuenta la capacidad de conducción del tractor, con y sin carga en el eje delantero. Al mismo tiempo se ha demostrado por el cálculo que la limitación de la carga sobre el eje trasero por parte de los fabricantes de las transmisiones, no consiente que se aprovechen las cargas permitidas por los fabricantes de neumáticos para los neumáticos correspondientes.*