

Landtechnische Forschung

HERAUSGEBER: KURATORIUM FÜR TECHNIK IN DER LANDWIRTSCHAFT
FACHGEMEINSCHAFT LANDMASCHINEN IM VDMA
MAX EYTH-GESELLSCHAFT ZUR FÖRDERUNG DER LANDTECHNIK

Heft 4/1955

MÜNCHEN

5. JAHRGANG

Dr.-Ing. Erich Schilling, Köln

Das Gewicht des Ackerschleppers

Die Motorisierung der Landwirtschaft wird vornehmlich mit dem Ackerschlepper durchgeführt. Der Antrieb der Landmaschinen, Geräte, Werkzeuge und Fördermittel durch den Ackerschlepper erfolgt über die Zapfwelle oder durch die Bodentransmission. Bei der Übertragung der Energie zum Betrieb der Landmaschinen und Geräte durch Treibräder kommt für die Festlegung des Schleppergewichts das Hauptarbeitsgebiet des Schleppers in Erwägung.

Für die Bestell- und Pflegearbeiten soll der Ackerschlepper ein niedriges Konstruktions- und Betriebsgewicht haben, um den Bodendruck zu vermindern. Dabei soll ausdrücklich festgestellt werden, daß der spezifische Bodendruck unabhängig von der Achslast und nur abhängig vom Luftdruck des Reifens und der Gewebestärke der Decke ist. Die Auflagefläche des Reifens auf dem Ackerboden ändert sich mit der Achslast und deshalb geben große Achslasten breite und tiefe Spuren, die bei den Bestell- und Pflegearbeiten unerwünscht sind.

Andererseits soll bei großem Zugkraftbedarf, etwa beim Pflügen oder Grubbern, die volle Motorleistung ausgeschöpft werden. Das kann durch ein großes Adhäsionsgewicht und einen hohen Kraftschlußbeiwert erzielt werden. Hiernach muß der Schlepper möglichst schwer sein.

Da man beide Forderungen nicht zugleich erfüllen kann, wird das Hauptarbeitsgebiet des Ackerschleppers entscheidend für das Gewicht sein. Bei der Überleitung der Motorenergie durch die Treibräder auf den Boden gilt unter Vernachlässigung geringfügiger Einflüsse das Gesetz:

$$U = G_{hb} \cdot \mu_K \quad (1)$$

wenn U = Radumfangskraft, G_{hb} = betriebliche Hinterachslast und μ_K = Kraftschlußbeiwert bedeuten. Das Gesetz gilt für Schlepper mit Hinterradantrieb, für allradgetriebene Schlepper tritt an Stelle von G_{hb} das Gesamtgewicht G . Allerdings ist zu bemerken, daß der Kraftschlußbeiwert μ_K (oft auch mit Radhaftzahl bezeichnet) vom Raddurchmesser abhängig ist. Große Räder erreichen Werte von $\mu_K = 0,85$, kleine Räder meist nur Werte von $\mu_K = 0,65$ bis $0,75$, und zwar werden diese Werte auf schubfesten Ackerböden erreicht. Allradgetriebene Ackerschlepper besitzen meist vier gleich große Räder, während die Treibräder der hinterradgetriebenen Schlepper wesentlich größer sind als bei Allrad-schleppern.

Nach der bekannten Leistungsgleichung läßt sich schreiben:

$$N_c = \frac{U \cdot v}{270 \cdot \eta_g}$$

hierin: v = schlupflose oder ideale Fahrgeschwindigkeit, die mit Konstruktionsgeschwindigkeit in km/h bezeichnet wird, η_g = Getriebewirkungsgrad = 0,88 bis 0,92.

Hieraus die Radumfangskraft:

$$U = \frac{270 \cdot \eta_g \cdot N_c}{v} \quad (2)$$

Die statischen Achslasten verlagern sich im betrieblichen Zustande des Schleppers. Um die Lenksicherheit des Schleppers zu gewährleisten, soll bei größter betrieblicher Entlastung der Vorderachse noch eine Belastung von $G_{vb} = 0,2 \cdot G$ vorhanden sein [2]. Aus den Gleichgewichtsbedingungen ergibt sich: $G = G_{hb} + G_{vb}$, also bei der zulässigen Entlastung der Vorderachse ein betriebliches Treibachsgewicht bei Hinterradantrieb von $G = 0,2 \cdot G = 0,8 G$.

In Gleichung (1) eingesetzt:

$$U = 0,8 \cdot G \cdot \mu_K \quad (3)$$

Gleichung (2) und (3) einander gleichgesetzt:

$$0,8 \cdot G \cdot \mu_K = \frac{270 \cdot \eta_g \cdot N_c}{v}$$

ergibt das erforderliche Schleppergewicht:

$$G = \frac{270 \cdot \eta_g \cdot N_c}{0,8 \cdot \mu_K \cdot v} = G_s \cdot N_c \quad (4)$$

wenn mit G_s das spezifische Schleppergewicht oder das Schlepper-Leistungsgewicht bezeichnet wird. Das Schlepperleistungsgewicht:

$$G_s = \frac{270 \cdot \eta_g}{0,8 \cdot \mu_K \cdot v} \quad (5)$$

hat also nichts mit dem Bodendruck zu tun und ist nur von der Konstruktionsgeschwindigkeit v abhängig.

Die wirkliche Fahrgeschwindigkeit ist:

$$v_f = (1 - s_w) \cdot v \quad (6)$$

Der Schlupfweg s_w ist durch das Lenz'sche Schlupfgesetz [1] von dem Kraftschlußbeiwert μ_K abhängig:

$$s_w = K \cdot \mu_K^2$$

Die Größe K stellt den Parameter dieser Parabelgleichung dar. Dieser Parameter K wird auch als Schlupfkonstante bezeichnet und hängt neben anderen Einflüssen von der Stollenform, der Bodenart und dem Bodenzustand ab.

Aus der Gleichung (5) ergibt sich:

$$G_s \cdot v = \frac{270 \cdot \eta_g}{0,8 \cdot \mu_K} = C, \quad (7)$$

das Produkt aus dem Schlepperleistungsgewicht G_s und der schlupflosen Fahrgeschwindigkeit v ist also konstant, mit anderen Worten: Für einen wirtschaftlich arbeitenden Ackerschlepper gehört zu einem kleinen Leistungsgewicht eine große Fahrgeschwindigkeit und zu einem schweren Schlepper eine kleine Arbeitsgeschwindigkeit.

art über ein kinematisches Getriebe auf den Schlepper zu übertragen, daß er eine günstige Verteilung dieser Lasten auf die Achsen erhält.

Das Getriebe kann vier-, fünf- und mehrgliedrig als Verbindungsgetriebe für Anbaugeräte an Ackerschlepper sein. Meist findet man die viergliedrigen Getriebe in der Dreipunkt Kupplung verwendet, doch scheinen sich auch fünf- und sechsgliedrige Getriebe wegen besonderer Vorzüge einzubürgern.

Bei der Dreipunkt Kupplung wird Z_{01} in die Lenkerkräfte L_1 und L_2 zerlegt (Abb. 2), wenn L_1 die Lenkerkraft im Oberlenker und L_2 die Kraft in den beiden unteren Lenkern bedeuten soll. Die Ermittlung des Absolutbetrages von L_1 und L_2 erfolgt am besten graphisch, der Richtungssinn ergibt Druckkräfte für L_1 und Zugkräfte für L_2 .

Verschiebt man diese Kräfte in der Richtung der Wirkungslinien, so kann man im jeweiligen Schnittpunkt, der auch Momentanpol oder ideeller Zugpunkt genannt wird, die Gegenkraft als Resultierende von L_1 und L_2 zum Arbeitswiderstand Z_{01} anbringen (Abb. 2). Die Abstützung dieser Gegenkraft erfolgt in den Achsen des Schleppers und wird über die Röder auf den Boden übertragen. Da nur die senkrechten Kräfte und Gewichte in den Treibrödern als nutzbares Adhäsionsgewicht verwertet werden, liegt es nahe, bei den hinterradgetriebenen Schleppern den ideellen Zugpunkt in die Nähe der Treibachse zu legen. Dabei muß zur Sicherung des Lenkachdruckes der Hinterradantrieb von einer weiteren Entlastung als $0,2 \cdot G$ abgesehen werden: Der ideelle Zugpunkt soll nicht hinter die Treibachse wandern (Abb. 1).

Günstigstenfalls ist die Lage des ideellen Zugpunktes bei den hinterradgetriebenen Schleppern senkrecht unter der Treibachse. In diesem Falle trägt die senkrechte Komponente $Z_{01} \cdot \sin \alpha$ zusätzlich zur Achsbelastung bei (Abb. 1). Die Lage des ideellen Zugpunktes zwischen den Achsen belastet die Vorder- und Hinterachse anteilig.

Der Arbeitswiderstand Z_{01} ist im Freigang des Pfluges vorhanden. Über die Hydraulik läßt sich nun durch Veränderung des Öldruckes im Arbeitszylinder der senkrechte Druck V_n (= Sohlendruck) vermindern. Aus der Gleichung (11) erhält man für den Arbeitswiderstand Z_{01} einen Größtwert, wenn der Ausdruck für $V_n = Q$ ist: Der Pflug arbeitet ohne Sohlendruck, aber ohne die Arbeitstiefe zu verändern, also:

$$Z_{01 \max} = \sqrt{Z_L^2 + (Q + Z_0 \cdot \operatorname{tg} \psi)^2} \quad (12)$$

In diesem Falle wirkt das gesamte Pfluggewicht Q plus senkrechte Zugkomponente $Z_0 \cdot \operatorname{tg} \psi$ als zusätzliche Last auf den Schlepper. Die Rechnung zeigt:

$$Z_{01 \max} \cdot \sin \alpha' = Q + Z_0 \cdot \operatorname{tg} \psi \quad (13)$$

wenn der Grenzwinkel α' aus:

$$\operatorname{tg} \alpha' = \frac{Q + Z_0 \cdot \operatorname{tg} \psi}{Z_0 + S_w} \quad (14)$$

ermittelt wird.

Für den Fall, daß über die Hydraulik der Pflug ohne Veränderung der Arbeitstiefe angehoben wird, der Pflug also mit einem verminderten oder gänzlich aufgehobenen Sohlendruck arbeitet, kann das Pfluggewicht Q und die senkrechte Zugkomponente $Z_0 \cdot \operatorname{tg} \psi$ als Zusatzbelastung der Treibräder ausgenutzt werden.

Praktisch wird man nur in Ausnahmefällen den Pflug ohne Sohlendruck arbeiten lassen, weil der Geräteanbau noch keine einwandfreie Führung ohne Sohlendruck zuläßt. Sobald das Landrad des Schleppers rutscht, wird man über die Hydraulik die senkrechte Kraft oder den Sohlendruck V_n vermindern und erhält dadurch ein größeres Adhäsionsgewicht, um den Schlepper über die schlüpfrigen Stellen hinwegzubringen. Man kann aber auch durch Verstellregler den Öldruck im Arbeitszylinder so variieren, daß ständig ein bestimmter Anteil der senkrechten Lasten des Anbaugerätes als nutzbares Gewicht auf die Schleppertreibräder entfällt, so daß auch der leichte Schlepper eine leicht regulierbare Zusatzbelastung zur Erledigung schwererer Zugarbeiten er-

hält, ohne daß Gewichte angelegt oder die Reifen mit Wasser gefüllt werden.

Um die Lage des ideellen Zugpunktes auf der Rostpallbahn zwischen den Achsen zu verändern, wird meist der Oberlenker in dem Punkt A oder B verstellt (Abb. 1): Der Anlenkpunkt des Oberlenkers am Schlepper wird in A verschoben oder die Koppel wird im Punkt B verändert.

Für das Beispiel ist mit einem angenommenen Pfluggewicht $Q = 230$ kg die Richtung des Arbeitswiderstandes bei vorhandenem Sohlendruck aus: $\operatorname{tg} \alpha = Q/Z_L = 230/566 = 0,4065$ oder $\alpha = 22^\circ 8'$ (Abb. 2), ohne Sohlendruck: $\operatorname{tg} \alpha' = (Q + V_n)/(Z_0 + S_w) = 376/500,4 = 0,751$ oder $\alpha' = 36^\circ 48'$. Der

Das Arbeiten mit der Melkmaschine

Das Institut für Landbautechnik und Rationalisierung, Wageningen, veröffentlicht eine Broschüre über das Maschinenmelken, in der die Erfahrungen jahrelanger Untersuchungen des Institutes zusammengetragen sind. Von besonderem Interesse dürfte das Kapitel sein: „Das Arbeiten mit der Maschine.“ Zeitmessungen ergaben, daß die meisten Kühe etwa 7 bis 9 min nach der Vorbehandlung (Anrüsten) die Milch wieder hochziehen. Das Maschinenmelken muß deshalb so organisiert werden, daß jede Kuh innerhalb dieser Zeit vollkommen ausgemolken, also auch nachgemolken ist. Die notwendige Verkürzung der Melkzeit je Kuh auf 7 bis 9 min kann nur durch eine Abkürzung der Wartezeiten (Anrüsten — Ansetzen, Abnehmen — Nachmelken) erreicht werden. Das Ansetzen soll nicht eher erfolgen, als die Milch tatsächlich einschließt, die Melkbecher sollen abgenommen werden, sobald der „geregelte Milchstrom“ aufhört. Um im Arbeitsablauf die Augenblicke für das Ansetzen und das Abnehmen — denn muß bei der nächstzumelkenden Kuh gerade die Milch einschließen — richtig abzapfen, muß der Melker noch Zeit zur Kontrolle von Tier und Maschine haben (Kontrollzeiten).

Die holländischen Untersuchungen bezeichnen das Verfahren: Ein Melker — ein Einzelmelkeimer als sehr gut. Gegenüber dem Handmelken werde bei mindestens 6 gemolkenen Kühen und richtiger Arbeitsorganisation 30—40 % der Arbeitszeit eingespart. Unter Milchgaben von 4 l je Kuh und Melkzeit sei das Handmelken vorzuziehen, weil sonst zu große Wartezeiten entstehen oder die Melkmaschine auf das leere Euter einwirke. Das Verfahren: Ein Melker — zwei Melkeimer wird verworfen (Ausnahme: Milchgaben von 15 l und mehr je Kuh und Melkzeit). Bei guter Zusammenarbeit und hohen Milchgaben kann das Verfahren: Zwei Melker — drei Melkeimer Vorteile bieten.

Zur Bestimmung der richtigen Melkzeit bei frischmelkenden Kühen wird folgendes Verfahren empfohlen: Sobald die Kuh keine Biestmilch mehr gibt, wird mit dem Maschinenmelken begonnen. Zunächst läßt man die Melkbecher nur 3 min am Euter (3-min-Methode). Dadurch wird vermieden, daß das Vakuum auf das Drüsengewebe des leeren Euters einwirkt und daß sich die Kuh an eine lange Melkzeit gewöhnt. Die 3-min-Melkzeit behält man 10 Tage bei. Das Nachgemelk wird dabei laufend geringer. Allerdings kann nicht jede Kuh innerhalb von 3 min die gesamte Milch abgeben, so daß man nach 10 Tagen auf die tatsächlich erforderliche Melkzeit übergehen kann.

Versuche, das Handnachmelken einzusparen, brachten in Holland ausschließlich nachteilige Ergebnisse.

Arbeitswiderstand kann nach Gleichung (11) oder nach Gleichung (12) berechnet werden. In jedem Falle ist die senkrechte Komponente wertmäßig nach Gleichung (11) dem Pfluggewicht Q und nach Gleichung (12) dem Pfluggewicht Q und der Zugkomponente $Z_0 \cdot \operatorname{tg} \psi = V_n$. Mit der Veränderung des Öldruckes im Arbeitszylinder hat man es in der Hand, zunächst den Sohlendruck zu vermindern oder aufzuheben und schließlich auch das Gerätegewicht anzuheben. Mit den vorgegebenen Werten ergibt sich nach Gleichung (11): $Z_{01} = 611$ kg und nach Gleichung (12): $Z_{01 \max} = 626$ kg, die senkrechten Komponenten natürlich $Z_{01 \max} \cdot \sin \alpha = Q = 230$ kg und Z_{01}

max $Q + V_n = 376$ kg. Es kann immerhin im Bedarfsfalle rund das 1,6fache des Gerätegewichts der Treibachse als zusätzliches Adhäsionsgewicht zugeführt werden.

Ein Allzweckschlepper gibt bei $Z_L = 566$ kg und $V_f = 5,60$ km/h eine Zugleistung von:

$$N_z = \frac{Z_L \cdot V_f}{270} = \frac{566 \cdot 5,6}{270} = 11,75 \text{ PS}$$

ab.

Mit einem angenommenen Schlepperwirkungsgrad $\eta = 0,55$ ist die erforderliche Motorleistung:

$$N_c = N_z / \eta = 11,75 / 0,55 = 21,36 \text{ PS}$$

Diese Motorleistung kann bei einem Schlepperleistungsgewicht $G_s = 50$ kg/PS nur bei einer Konstruktionsgeschwindigkeit: $V = C/G_s = 375/50 = 7,50$ km/h und höher auf den Boden gebracht werden. Mit $s_w = 15\%$ Schlupf ist hierbei die Arbeitsgeschwindigkeit nach Gleichung (6): $V_f = (1 - 0,15) \cdot V = 0,85 \cdot 7,5 = 6,38$ km/h, also kann nur mit Zusatzlast gearbeitet werden, oder der Schlupf steigt auf $s_w = 25\%$. Die erforderliche Zusatzlast ist bei einer Konstruktionsgeschwindigkeit: $V = V_f / (1 - 0,15) = 5,6 / 0,85 = 6,58$ km/h und damit das geänderte Schlepperleistungsgewicht: $G_s = C/V = 375/6,58 = 57$ kg/PS, also 7 kg/PS mehr. Es genügen daher $7 \cdot N_c = 7 \cdot 18 = 126$ kg Zusatzlast auf die Treibachse, um die Motorleistung $N_c = 18$ PS bei einem Schlepperleistungsgewicht: $G_s = G_c \cdot N_c = 50 \cdot 18 = 900$ kg voll auf den Boden zu übertragen. Soll bei voller Ausschöpfung der Motorleistung eine betriebliche Verlagerung des Hinterachsgewichtes auf $G_{hb} = 0,8 \cdot G = 0,8 \cdot 900 = 720$ kg erfolgen, so ist unter Hinzuzählung der Zusatzlast von 126 kg bei einem Kraftschlußbeiwert $\mu_K = 0,75$ (große Räder!) nach Gleichung (3) die erzielbare Radumfangskraft: $U = (720 + 126) \cdot 0,75 = 634$ kg.

Unter Ausschaltung vernachlässigbarer Einflüsse ist:

$$U = \frac{Z_L + W_f}{G} \cdot f_r$$

wenn:

wie allgemein im Fahrzeugbau üblich, gesetzt wird. Der Fahrwiderstand schließt die Widerstände der Räder am Boden und in den Lagerungen ein und wird oft auch als Rollwiderstand bezeichnet. Aus verschiedenen Untersuchungen her ist bekannt, daß die Widerstände der Vorder- und Hinterräder durchaus verschieden sein können [3]. Hier wird zum Überschlag mit einem mittleren Wert $f_r = 0,065$ gerechnet. Damit ist: $W_f = 900 \cdot 0,065 = 58,5$ also rund 60 kg. Nach früheren Ausrechnungen ist: $Z_L = 566$ kg, so daß sich als Kontrollrechnung eine Radumfangskraft: $U = 626$ kg ergibt, gegenüber oben $U = 634$ kg.

Nach vorstehenden Ausrechnungen erreichte der Sohlendruck oder die senkrechte Zugkomponente den Wert $V_n = 146$ kg. Wird der ideale Zugpunkt direkt unter die Treibachse bei hinterradgetriebenen Schleppern gelegt, so wird dieser Betrag mit der benötigten Zusatzlast von 126 kg nicht aufgehoben und der Pflug behält eine leichte Sohlenführung. Bei allradgetriebenen Schleppern, bei denen alle Räder gleichmäßig tragen sollen, ist diese Zusatzlast gleichmäßig zu verteilen. Der ideale Zugpunkt liegt in der Mitte zwischen den Achsen.

Nicht unerwähnt soll noch die Verbesserung des Kraftschlußbeiwertes μ_K bleiben. Gegenwärtig werden große Anstrengungen gemacht, um durch geeignete Formen der Stellen und der Profilierung überhaupt eine merkliche Erhöhung von μ_K zu erhalten. Auf schubfestem Boden sind Werte von $\mu_K = 0,87$ erzielt. Auch diese Entwicklung der AS-Reifen wird einen erheblichen Einfluß auf die Verminderung des erforderlichen Konstruktionsgewichtes der Ackerschlepper bringen.

Schrifttum:

- [1] Lentz: Arbeitsgeschwindigkeiten der Schlepper. Landtechnische Forschung, 1952, Heft 1, S. 4
- [2] Schilling: Landmaschinen, 1. Band: Ackerschlepper, 2. Band: Bodenbearbeitungsgeräte. Verlag Fr. Weidemann, Hannover
- [3] Skalweit: Kräfte zwischen Schlepper und Arbeitsgerät. Grundlagen der Landtechnik, 1951, Heft 1

Résumé:

Dr.-Ing. E. Schilling: „Das Gewicht des Ackerschleppers.“

Der Ackerschlepper soll bei einem ausreichenden Adhäsionsgewicht einen geringen Bodendruck ausüben. Einfache Überlegungen zeigen, daß das Schlepperleistungsgewicht keinen Zusammenhang mit dem spezifischen Bodendruck zeigt und nur von der Konstruktions- oder schlupflosen Fahrgeschwindigkeit abhängig ist. Das Produkt aus dem Schlepperleistungsgewicht und der schlupflosen Fahrgeschwindigkeit ist konstant. Für einen wirtschaftlich arbeitenden Ackerschlepper gehört demnach zu einem kleinen Leistungsgewicht eine große Fahrgeschwindigkeit und zu einem schweren Schlepper eine kleine Arbeitsgeschwindigkeit. Durch Zusatzgewichte, Wasserfüllung der Reifen, Ausnutzung der senkrechten Zugkraftkomponente und des Anbau-Gerätegewichtes können die Treibräder zusätzlich belastet werden, um die vererbbare Radumfangskraft notwendigenfalls zu erhöhen. Am Zahlenbeispiel wird der Einfluß der zusätzlichen Belastung der Treibräder eines hinterradgetriebenen Ackerschleppers gezeigt, wie über die Dreipunktkupplung mit Hilfe der Hydraulik die Verlagerung der senkrechten Zugkraftkomponente oder die Aufhebung des Bodendruckes und des Gerätegewichtes auf die Treibräder erfolgt.

Dr.-Ing. E. Schilling: "Working Weights of Agricultural Tractors."

An agricultural tractor should have sufficient adhesion weight, but, at the same time, only exert a low pressure on the surface of the ground. It is easily seen that the weight in working order of the tractor bears no relation to the pressure exerted on the surface of the soil and is only dependent on the designed speed, i. e., speed without slipping of the driving wheels taking place. The product of the working weight and the designed speed is constant. Hence, under optimum operating conditions, a light weight tractor must operate at higher speeds whilst a heavy tractor should only operate at low speeds. The load on the driving wheels can be increased by various means such as filling the tyres with water, placing extra weights on the tractor, utilisation of the vertical tractive force component and utilisation of the weight of additional equipment, whereby the power available at the tyres of the driving wheels can be increased when required. The article closes with an example illustrating by actual figures the effect of increasing the weights on the rear driving wheels of an agricultural tractor by the displacement of the vertical tractive force component or the transfer of the ground pressure and weight of the equipment being drawn through the three point connection by the aid of the hydraulic system.

Dr.-Ing. R. Schilling: «Le poids du tracteur agricole.»

Le tracteur agricole ne doit exercer qu'une pression réduite sur le sol tout en possédant un poids adhérent suffisant. Il résulte de réflexions simples que le rapport puissance-poids du tracteur n'a aucune relation avec la pression spécifique sur le sol et ne dépend que de la construction et de la vitesse de déplacement à laquelle ne se produit aucun patinage des roues. Le produit du rapport puissance-poids et de la vitesse de marche exemple de tout patinage est constant. Il en résulte qu'un tracteur léger doit se déplacer à une vitesse élevée et un tracteur lourd à une vitesse réduite si l'on veut que l'engin travaille dans des conditions économiques. Pour augmenter, le cas échéant, l'effort circonférentiel utile des roues, on peut augmenter le poids sur les roues motrices par des masses d'alourdissement, le remplissage des pneumatiques avec de l'eau et l'utilisation de la résultante verticale de l'effort de traction et du poids des outils portés. Par des exemples chiffrés, l'auteur illustre l'influence de la charge supplémentaire sur les roues motrices d'un tracteur à roues motrices arrière. Cette charge supplémentaire est obtenue, à l'aide de la commande hydraulique d'un relevage trois points, soit par le déplacement de la résultante verticale de l'effort de traction, soit par l'utilisation du poids des outils de travail entraînant l'annulation de la pression sur le sol de ces derniers.

Ing. Dr. E. Schilling: «El peso del tractor agrícola.»

El tractor agrícola debía de reunir las condiciones aparentemente contrarias de un peso de adhesión suficiente y al mismo tiempo ejercer poca presión en el suelo. Pero un racionamiento sencillo ya demuestra que no existe relación entre el peso de servicio del tractor y la presión específica en el suelo, sino que ésta depende exclusivamente de la velocidad de marcha teórica o velocidad sin resbalamiento. El producto de peso de servicio del tractor y de la velocidad de marcha sin resbalamiento es constante. Así pues el trabajo racional requiere una velocidad grande de marcha para un tractor de poco peso de servicio y para un tractor pesado una velocidad reducida. Para poder aumentar en caso necesario la potencia radial aprovechable de las ruedas, es posible aplicarles una carga adicional con pesos, rellenado de los neumáticos con agua, aprovechamiento de la componente del esfuerzo vertical de tracción y del peso de los aperos que se montan en el tractor. Se demuestra en un ejemplo numérico la influencia de la carga adicional en las ruedas propulsoras traseras de un tractor agrícola, enseñándose la forma de dislocar la componente vertical de tracción o la compensación de la presión en el suelo de las ruedas propulsoras, así como del peso de los aperos por medio de la suspensión en tres puntos y de la hidráulica.