

weeds and where the crop is approximately at the same height. As compared with the usual methods and under the circumstances described above, mechanical thinning-out enables a saving of 20 to 30 % of labour costs to be made. With monogerm seed a saving of 10 % can be obtained.

If still further economies in turnip culture are to be obtained, the necessary manual labour must be still further simplified. Trials made in 1955 showed that there is no loss in yield when manual separation and hoeing are combined in one operation. Under normal conditions the saving in labour thus obtained would reach 40 to 45 %. With monogerm seeding the savings would be from 35 to 40 %. The use of mechanical methods of thinning-out should, under these conditions, have every possibility of success. Long-handled hoes are used for the subsequent manual separation.

If the turnips are only thinned-out when the four leaf stage is reached, it is almost impossible to avoid damage to the leaves. This could lead to inhibitions in growth with subsequent drop in the crop yield. Mechanical thinning-out methods have a very limited application where the growth is of irregular height, since there is the possibility that the number and the size of the gaps could increase.

In addition to the saving in labour it is also important to note that the use of mechanical methods for thinning-out turnips enables the period of separation to be extended from three to four or even five weeks. This alone enables peaks in the work load to be greatly decreased.

Dr. R. Koch et W. Ferlemann: «Essais entrepris en vue de la mécanisation du démarrage des betteraves.»

Des essais de démarieuses entrepris au cours des deux dernières années par l'Institut Agricole de Göttingen, ont permis d'en tirer les conclusions suivantes: Le démarrage mécanique convient, en premier lieu, pour des champs de betteraves bien nivelés, ne comportant pas de cailloux et de mauvaises herbes et sur lesquels les plants de betteraves sont répartis régulièrement. Dans ces conditions, on peut obtenir, par rapport aux méthodes de travail usuelles, une économie de 20 à 30 % pour les betteraves ordinaires et de 10 % pour les betteraves segmentées.

Si l'on veut encore réduire le temps de travail consacré à la culture de la betterave, il faut simplifier le travail manuel. Les essais entrepris en 1955 ont montré, que le rendement ne diminue pas quand la houe rotative et l'ouvrier destiné à terminer le démarrage à la main, passent simultanément. On obtient ainsi une réduction du temps de travail de 40 à 45 % pour les betteraves ordinaires et de 35 à 40 % pour les betteraves segmentées. Dans ces conditions, l'utilisation de la démarieuse semble apporter le plus de succès. Pour le démarrage manuel postérieur, on emploie, de préférence, des binettes à manche long.

Quand le démarrage a lieu après que le plant ait plus de 4 feuilles, on ne peut pas toujours éviter que les feuilles ne subissent des dommages qui risquent d'entraîner un retard dans la croissance et un abaissement du rendement. Le démarrage mécanique ne convient pas bien quand la levée est irrégulière, car en cas d'un «manque» à l'endroit prévu, il multiplie ou agrandit les intervalles.

A côté de la réduction du temps de travail, le démarrage mécanique apporte encore l'avantage que l'on peut étaler les travaux de démarrage sur 4 à 5 semaines au lieu de trois, et par là, éviter une trop grande accumulation du travail à un moment donné.

Dr. R. Koch y W. Ferlemann: «Ensayos de mecanización del trabajo de aislar las remolachas.»

Ensayos realizados durante dos años por el Instituto de Economía Rural, de Göttingen, con máquinas entresacadoras dieron los siguientes resultados: Para el empleo de tales entresacadoras se prestan en primer término cultivos de remolachas libres de rocalla y mala hierba, con plantas primitivas de cierta conformidad y sin escabrosidades de terreno. En comparación de los procedimientos tradicionales se puede obtener bajo referidas condiciones una economía de trabajo del 20 al 30 % al tratarse de plantas de sembradura normal y una economía del 10 % en el caso de semillas monogermínicas.

Si se quiere aumentar aún más la economía de trabajo en el cultivo de las remolachas, será preciso simplificar más y más el trabajo manual. Los ensayos realizados en 1955 han demostrado que no se disminuirá la producción si se ejecuta el aislamiento manual y el uso de la azada redonda en una sola operación. De tal modo el ahorro de trabajo aumentará del 40 al 45 % al tratarse de plantas de sembradura normal y del 35 al 40 % en el caso de emplearse semillas monogermínicas. Practicándose este método, la utilización de entresacadoras proporcionaría muy buenos resultados. Para el trabajo de aislamiento a mano se recomienda el uso de azadas de mangos largos.

Con tal que las remolachas se entresaquen más tarde que en su fase cuadrifoliada, podrán apenas evitarse deterioros de las hojas, originándose así represiones de crecimiento que no dejarán de acarrear mermas en la producción. Cultivos de plantas primitivas de poca conformidad no se prestan sino en escala muy limitada para el entresacado por máquina, puesto que los claros ya existentes van a aumentarse o ensancharse por tal entresacado mecánico.

Además del ahorro de trabajo parece trascendental desde el punto de vista de la utilidad productiva que un entresacado por máquina permite una prorrogación del periodo de aislar las remolachas de tres a cuatro y hasta cinco semanas. Sólo por eso se podrá bajar considerablemente el tope del trabajo.

Prof. Dipl.-Ing. H. Meyer:

Zur Problematik des Sattelanhängers für Ackerschlepper

Institut für Schlepperforschung, Braunschweig-Völkenrode

Die Vorteile des Aufsatteln von Einachsanhängern auf Ackerschleppern mit Hinterradantrieb sind schon seit langem bekannt: Ein Teil des Gewichtes des Einachsanhängers und des Transportguts belastet die Triebbräder des Schleppers, die von ihnen übertragbare Zugkraft steigt damit, gleichzeitig sinkt der Zugwiderstand des Einachsanhängers entsprechend der Verringerung seiner Achslast durch die Aufsattelung. Der Sattelanhänger steht in seiner Wirkung zwischen dem Vierradackermotor bzw. dem Einachsanhänger ohne Sattelmöglichkeit und dem Triebachswagen, er ist aber wesentlich billiger als dieser. Er würde für viele Betriebe genügen, in denen heute die Transporte mittels üblicher Vierradwagen nicht gesichert sind.

Die Aufsattelung bietet bei Ackerschleppern im Gegensatz zu Sattelschleppern wegen der Größe der Triebbräder und der Lage des Fahrersitzes große Schwierigkeiten.

Folgende Forderungen sind an die Sattelvorrichtung und die Ausführung der Sattelanhänger zu stellen:

1. Im Hinblick auf die Fahr- und Lenksicherheit soll die Last auf den Triebbrädern des Schleppers so groß sein, wie es die Reifentragfähigkeit gerade gestattet, auf den Vorderrädern des Schleppers genügend groß und auf den Rädern des Einachsers möglichst klein.
2. Die Mindestlast auf den Vorderrädern des Schleppers darf durch die Aufsattelung nicht kleiner als beim reinen Zug von Ackerwagen an der Anhängerkupplung sein, damit das Aufbäumen des Schleppers vermieden wird.
3. Die Wendigkeit des Gespannes Schlepper-Sattelanhängers soll nicht geringer sein als diejenige des Gespannes

Schlepper-Vierradackermotor, nach Möglichkeit sogar besser.

4. Die Sattelvorrichtung soll ein Befahren unebenen Geländes in dem in der Landwirtschaft üblichen Ausmaß auch in Kurven gestatten, ohne daß die Sattelmotorwirkung gefährdet wird oder unzulässige Kräfte auftreten.
5. Der Sattelanhänger soll am Ackerschlepper angekuppelt werden können, ohne daß der Fahrer den Sitz verläßt. Dies setzt die Verwendung des Krafthebers voraus. Muß der Fahrer jedoch absteigen, dann soll die Kupplungsvorrichtung leicht zu bedienen und gut zu erreichen sein. Sofern eine Höheneinstellung des Sattelarmes des Einachsers notwendig ist, muß sie ebenfalls leicht gehen.
6. Die Sattelvorrichtung am Schlepper soll einem raschen Wechsel zwischen dem Sattelanhänger, den üblichen Anhängern und den Arbeitsgeräten nicht hinderlich sein.
7. Die Bremse des Sattelanhängers muß vom Schlepperfahrer sicher und leicht bedient werden können.
8. Die Ladefläche des Sattelanhängers soll möglichst den üblichen Maßen entsprechen und seine Tragfähigkeit den AW-Reifen angepaßt sein.
9. Die Standsicherheit des Sattelanhängers soll nicht ungünstiger sein als diejenige entsprechender Vierradackermotor.
10. Sobald der Anschluß von Gelenkwellen an die Zapfwelle für den Antrieb von Miststreuereinrichtungen, Rollboden oder hintergehängten Erntemaschinen erforderlich ist, darf die Sattelvorrichtung nicht stören.

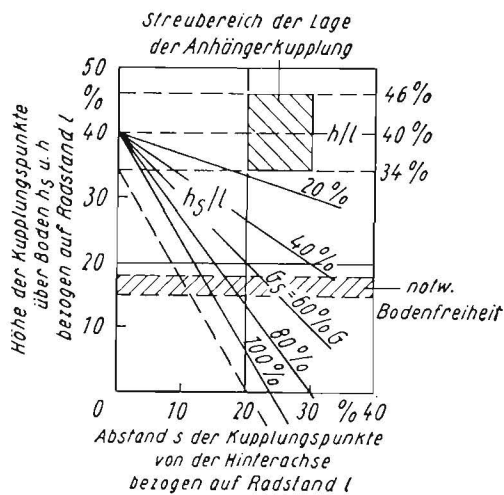


Abb. 1: Grenzlagen des Sattelpunktes

Im folgenden sollen einige der aufgeführten Probleme besprochen werden:

1. Die Sattelvorrichtung

Die Ackerschlepper besitzen neben den Verbindungselementen für Arbeitsgeräte eine Anhängerkupplung (Anhängeklau), die sich zunächst auch für die Aufsattelung anbietet. Ihre Höhe über Boden h liegt im allgemeinen zwischen 550 und 950 mm, sie beträgt 34 bis 46 % des jeweils vorhandenen Radstandes l , im Mittel kann man mit 40 % rechnen. Der horizontale Abstand s des Kupplungsbolzens von der Hinterachse beträgt 20 bis 30 %, im Mittel 25 % des Radstandes. Maße außerhalb der angegebenen Grenzen kommen vor.

Nach Erfahrung soll die Vorderachslast bei einem Schlepper mit 1200 kg Gewicht ($G = 1280$ kg einschl. Fahrer) und mit einem Radstand l von 1,6 m nicht unter 200 kg sinken:

$$G'_{v \min} = 200 \frac{G}{1280} \cdot \frac{1,6}{l}$$

Mit $l = 1,67$ m ergibt sich $G'_{v \min} = 0,15 G$.

Eine Nachrechnung ausgeführter Schlepper zeigt, daß diese geringstzulässige Vorderachslast unterschritten wird, sobald der Zugwiderstand W einschließlich des Steigungs-, Beschleunigungs- und Fahrwiderstandes des Schleppers, reduziert auf die Zughakenhöhe h , so groß wird, daß der Kraftschlußbeiwert der Triebräder des Schleppers mit im Mittel 0,7 in Anspruch genommen wird. Auf Straßen und Wegen ist dies auf Steigungen oder beim Anfahren zu erwarten, auf dem Acker seltener, da hier dann, wenn der Zugwiderstand des Ackerwagens wegen ungünstigen Bodens hoch ist, der Kraftschlußbeiwert sinkt, die Räder also durchrutschen, ehe die Vorderachse unzulässig entlastet wird.

Damit wird das Moment der höchstzulässigen Vorderachsentlastung $\Delta G_{\max} \cdot l =$

$$W \cdot h = 0,7 (G - G'_{v \min}) \cdot h = 0,7 \cdot (1 - 0,15) \cdot G \cdot h = 0,7 \cdot 0,85 G \cdot h \approx 0,6 G \cdot h$$

Daraus
$$\Delta G_{\max} = \frac{h}{l} \cdot 0,6 G$$

Wenn die Hinterachse des Schleppers durch eine Sattellast zusätzlich belastet wird, können die Triebräder weniger durchrutschen; keinesfalls darf aber die Sattellast die Gefahr einer unzulässigen Entlastung der Vorderachse vergrößern.

Dies bedeutet, daß die Entlastung der Vorderachse ΔG durch die Sattellast G_s (aufgesattelt in der Höhe h_s über Boden im Abstand s hinter der Hinterachse) und den Zugwiderstand W (einschl. der übrigen reduzierten Kräfte) nicht größer sein darf als nach obigem durch den Zugwiderstand W allein:

$$\Delta G_{\max} = \frac{h}{l} \cdot 0,6 G = \frac{s}{l} \cdot G_s + \frac{h_s}{l} \cdot W$$

Unterstellt man, daß auch hier W nicht größer als $0,6 G$ sein soll, dann erhält man

$$\frac{s}{l} \cdot G_s + \frac{h_s}{l} \cdot 0,6 G = \frac{h}{l} \cdot 0,6 G, \text{ daraus}$$

$$\frac{h_s}{l} = \frac{h}{l} - 1,67 \cdot \frac{s}{l} \cdot \frac{G_s}{G}$$

Wie Abbildung 1 zeigt, läßt sich diese Funktion so darstellen, daß der Koordinaten-Nullpunkt dem Aufstandspunkt der Triebradreifen des Schleppers entspricht. In die Abbildung ist auch noch der erwähnte Streubereich der Lage der Anhängerklaue eingetragen. In dem Maße, in dem die hier angegebenen Werte für $\frac{h_s}{l}$ und $\frac{s}{l}$ unterschritten werden, steigen die Lenksicherheit und die Sicherheit gegen das Aufbäumen, auch unter ungewöhnlichen Verhältnissen.

Nach dieser Abbildung ergibt sich beispielsweise für einen Schlepper, dessen Zugmaulhöhe h von 40 % des Radstandes die Lenkfähigkeit bei schärfstem Zug gerade noch gewährleistet, bei einer Sattellast von 60 % des Schleppergewichts und einem wegen des Getriebegehäuses minimstmöglichen Abstand s von 18 % des Radstandes eine höchst zulässige Höhe des Sattelpunktes über Boden h_s von 22 % des Radstandes. Für andere Zugmaulhöhen, z. B. von 34 %, sind die Werte entsprechend verändert. Da um der Anschaulichkeit der Darstellung willen nur ein Mittelwert von 0,7 für den Kraftschlußbeiwert eingesetzt worden ist, kann bei extremen Verhältnissen eine genaue Nachrechnung notwendig sein [1]. Die normale hohe Anhängerklaue kann mithin für die Aufsattelung, besonders von größeren Lasten, nicht mehr verwendet werden, unabhängig von der Antwort auf die Frage, ob die heutigen Kupplungen größere senkrechte Kräfte aushalten.

Die möglichen Lösungen für die Lage und Ausführung der Sattelvorrichtung können verschieden sein, je nachdem, ob der Kupplungspunkt mit dem Sattelpunkt zusammenfällt oder nicht und ob bei aufgelöster Sattelvorrichtung der Sattelpunkt reell oder ideell ist (Abb. 2).

Ein tiefer reeller Sattel- und Kupplungspunkt zwingt zu einer Durchführung der Gelenkwelle durch den Sattelarm, gestattet aber die Verwendung des Krafthebers für das Anheben des Sattelarmes des Anhängers (Abb. 2 a).

Ein nach hinten ausladendes Getriebegehäuse verlangt eine Auflösung der Sattelvorrichtung. Diese ist auf verschiedenen Wegen möglich:

In der einfachsten, aber kaum befriedigenden Form wird der Sattelpunkt vom Zugpunkt getrennt (Abb. 2 b). Ersterer kann hoch liegen, wenn nur sein horizontaler Abstand von der Hinterachse gering ist, letzterer tief. Beide sollten senkrecht übereinanderliegen. Eine Längsverschiebbarkeit des Sattelarmes auf seiner Auflage auf dem Schlepper ist nötig [2].

Eine Trennung von Sattel- und Kupplungspunkt gestattet einen tiefen und vorgezogenen Sattelpunkt, wenn z. B. ein Schwingrahmen benutzt wird (Abb. 2 c). In diesem Falle ist die Querachse starr mit dem Schlepper verbunden, die Hochachse, um die eine Drehung in der Horizontalen beim Kurvenfahren nötig ist, muß mit dem Sattelarm vereinigt sein und zwischen beiden muß noch eine Drehung um die Längsachse mit Rücksicht auf unebenes Gelände möglich sein [2, 3, 4].

Unter Verwendung des Dreipunktgestänges oder mindestens in enger Anlehnung an dieses kann eine Sattelvorrichtung mit ideellem Sattelpunkt geschaffen werden (Abb. 2 d). Hierbei muß auf die richtige Zuordnung der drei Achsen genau so wie bei der varigen Lösung geachtet werden. Auf die Gelenkwelle kann genügend Rücksicht genommen werden.

Ob der Kraftheber bei diesen Lösungen für das Anheben des Sattelarmes verwendet werden und ob das Ankuppeln bequem sein kann, ist eine Frage der besonderen Gestaltung der Sattelvorrichtung.

Je nach der gewählten Lösung und der Größe der Sattellast können erhebliche Kräfte und Momente auftreten, die berücksichtigt werden müssen, wenn nicht unangenehme Überlastungen auftreten sollen.

2. Die Sattel- und Achslasten

Bis jetzt ist die tatsächliche Größe der Sattellast nicht erörtert worden. Sie ist nach oben durch die zugelassene Überlastungsfähigkeit der Reifen begrenzt, wobei vorausgesetzt ist, daß die Hinterachse des Schleppers einer solchen Mehrbelastung bereits gewachsen ist.

Nachrechnungen von ausgeführten Sattelanhängern zeigen, daß die Hinterachslast der Schlepper durch die Aufsattelung bei reeltem Sattelpunkt hinter der Achse und bei voller Nutzlast des Anhängers um bis zu 175 % erhöht werden kann. Wenn damit die Reifen nur wenig überlastet werden sollen, dürfen sie, bezogen auf das Eigengewicht des Schleppers, nur zu ungefähr 50 % ausgelastet sein. Damit wäre für die Reifen ein großer Belastungsspielraum vorhanden, der auch ihrem Einsatz mit angebauten Geräten zugute käme.

Ferner erwies sich, daß äußerstenfalls 35 % des Gesamtgewichts des Sattelanhängers auf dem Schlepper aufgesattelt werden können. Je weiter die Achse des Einachsanhängers nach rückwärts gegenüber der Plattform verschoben wird, um so größer wird der Anteil, der auf den Sattelpunkt und damit auf den Schlepper fällt. Die Grenze wird dann erreicht, wenn die Luftreifen des Sattelanhängers mit der Rückwand der Plattform ungefähr abschließen.

Abbildung 3 zeigt, in welchem Ausmaß die Achslasten sich ändern können, wenn bei sonst gleicher gegenseitiger Lage von Schlepper und Sattelanhänger lediglich der Sattelpunkt gegenüber der Hinterachse des Schleppers verschoben wird. Die Achslasten gelten für den Stand, nicht für den Zug. Je größer die Plattformlänge und die Sattellast werden sollen, um so mehr wird der Rahmen des Anhängers beansprucht und um so schwerer wird er. Es muß daher die Tendenz sein, kürzere Plattformen bei Sattelanhängern zu verwenden, als sie den Normmaßen für Vierradackerrahmen entsprechen. Der Ausgleich muß durch eine größere Breite oder durch höhere Bordwände gefunden werden. Letztere sind dadurch möglich, daß die Höhe der Plattform über Boden deshalb geringer werden kann, weil keine Vorder-

räder vorhanden sind, auf die Rücksicht genommen werden müßte.

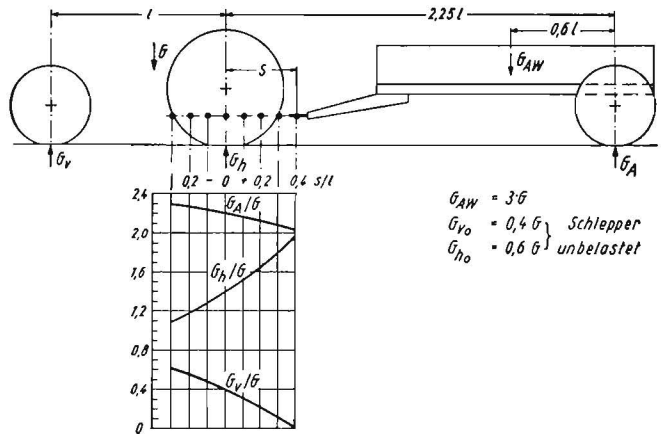


Abb. 3: Einfluß der Lage des Sattelpunktes auf die Achslasten von Schlepper und Sattelanhänger im Stand

Für die Wahl der Tragfähigkeit der Sattelanhänger sollte man von der Tragfähigkeit der Reifen ausgehen, um nicht neue Reifen schaffen zu müssen. In der Tabelle ist für die in

Reifengröße und zulässige Nutzlast der Sattelanhänger

Reifen	Tragfähigkeit von 2 Reifen kg	Gesamtgewicht und Nutzlast des Sattelanhängers in t bei einem Anteil der Sattellast am Gesamtgewicht von	im Mittel				
			20 %	25 %	30 %	35 %	27-28%
6,00—16	1500	Gesamtgew.	1,87	2,00	2,14	2,31	
		dav. Nutzlast	1,48	1,58	1,69	1,82	1,6
150—20	1650	Gesamtgew.	2,06	2,20	2,36	2,54	
		dav. Nutzlast	1,63	1,74	1,86	2,01	1,8
6,50—16	1700	Gesamtgew.	2,12	2,27	2,43	2,62	
		dav. Nutzlast	1,68	1,79	1,92	2,07	1,8
170—20	2000	Gesamtgew.	2,50	2,66	2,85	3,07	
		dav. Nutzlast	1,97	2,10	2,25	2,42	2,2
190—20	2600	Gesamtgew.	3,25	3,45	3,72	4,00	
		dav. Nutzlast	2,57	2,72	2,94	3,16	2,8

Frage kommenden Ackerwagenreifen und für verschiedene Anteile der Sattellast am Gesamtgewicht das zulässige Gesamtgewicht errechnet werden; ferner sind die Nutzlasten angegeben, die für ein Eigengewicht des Sattelanhängers von rund 27 % der Nutzlast bzw. rund 21 % des Gesamtgewichtes gelten. Für einen Mittelwert der Sattellast von 27 bis 28 %, bezogen auf das Gesamtgewicht des Anhängers, ergeben sich die in der rechten Spalte angegebenen Nutzlasten. Danach könnte die Tragfähigkeit der Sattelanhänger mit 1,6; 1,8; 2,2 und 2,8 t festgelegt werden, falls sie nicht stark abweichende Eigengewichte und Sattellasten aufweisen.

Die Standsicherheit des Sattelanhängers, der ja auf drei Punkten ruht, kann mit derjenigen eines Vierradackerrahmens in Beziehung gesetzt werden; einer Sattellast von 27 bis 28 % des Gesamtgewichts entspricht eine Lage des Gesamtschwerpunkts des Anhängers im Abstand von 27 bis 28 % der Stützweite, also der Länge des Stützdreiecks, gerechnet von der Achse aus. Diese Schwerpunktlage ist bei einem Sattelpunkt nach Abbildung 2a günstiger als diejenige eines Vierradwagens mit Drehschemellenkung, wenn der Drehschemel nahezu 90° eingeschlagen ist [5]. Ist jedoch die Sattelvorrichtung aufgelöst, dann ändert das Stützdreieck beim Kurvenfahren seine Gestalt, und die Standsicherheit kann je nach der Lage des Schwerpunkts und der Größe des Abstandes des Kurvendrehzapfens von dem Sattelpunkt ungenügend werden (Abb. 4 rechts). Die Forderung, daß der Rahmen des Sattelanhängers verwindungssteif sein muß, gilt besonders für diesen Belastungsfall.

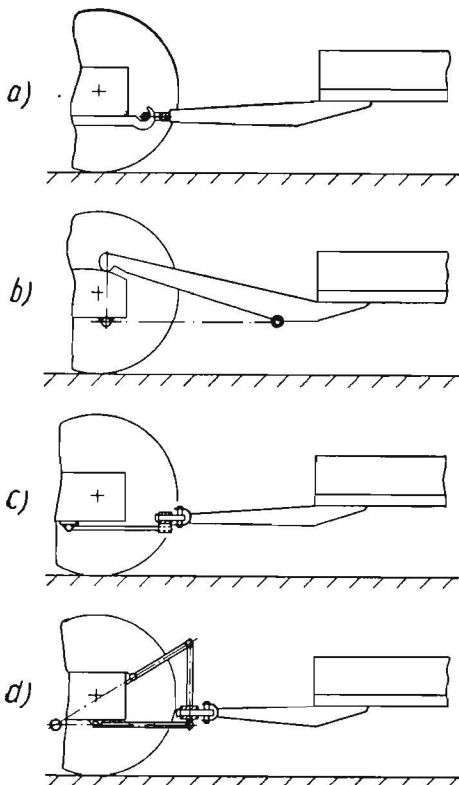


Abb. 2: Verschiedene Lösungen für die Sattelvorrichtung

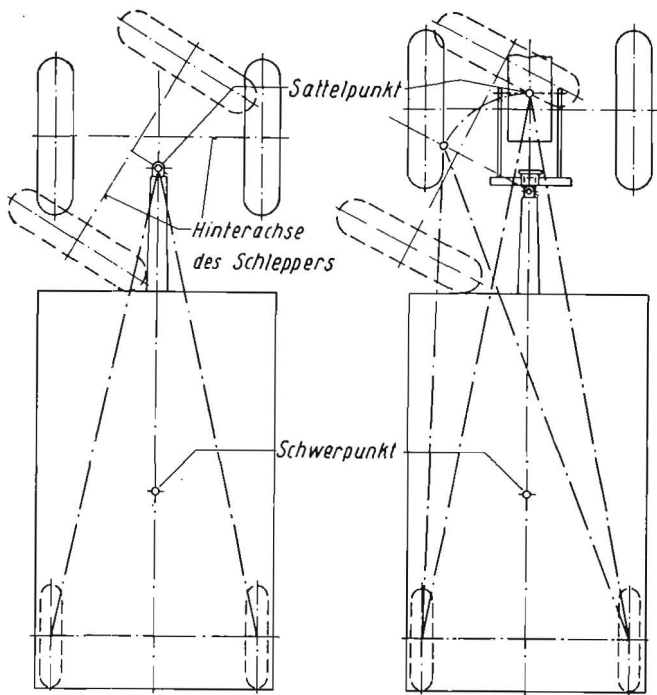


Abb. 4: Stützdreiecke beim Kurvenfahren

Zusammenfassung

Die üblichen Anhängerklaue an Ackerschleppern können für die Aufsattelung aus Sicherheitsgründen nicht verwendet werden, außer bei Sattelast, die im Verhältnis zum Schleppergewicht gering sind. Für höhere Sattelasten sind besondere Sattelvorrichtungen nötig, wobei durch richtige Zuordnung der Gelenke bei aufgelöstem Sattelpunkt die Steifheit der Verbindung auch in Kurven sichergestellt und die Standicherheit gewährleistet sein muß. Die Tragfähigkeit der Sattelanhängers muß auf die Tragfähigkeit der üblichen Ackerwagenreifen abgestimmt sein.

Schrifttum:

[1] F. Wienecke: Rechnerische Ermittlung des Fahrzustandes bei Triebanhängern. Landtechnische Forschung 5 (1955) S. 26—29.
 [2] H. Skalweit: Schlepper und Schleppergerät im 27. Landmaschinen-Salon in Paris. Landtechnik 10 (1955) S. 122—125.
 [3] H. Gaus: Bau und Erprobung eines frontschneidenden Garbenbinders mit Einachstriebwerk. Landtechnische Forschung 3 (1953) S. 76—78.
 [4] A. Seifert: Schlepper und Pflüge in Rambouillet. Landtechnik 9 (1954) S. 670—674.
 [5] W. Kloth, Th. Stroppel, W. Bergmann: Ackerwagen auf ländlicher Fahrbahn. Z. VDI 94 (1952) S. 209, Abb. 17.

Résumé:

Prof. Dipl.-Ing. H. Meyer: „Zur Problematik des Sattelanhängers für Ackerschlepper.“

Die Aufsattelung von Einachsanhängern auf Schlepper mit Hinterradantrieb bringt manche Vorteile mit sich, stellt aber an die Sattelvorrichtung und an die Ausführung von Sattelanhängern besondere Anforderungen, die einzeln aufgeführt werden. Die üblichen Anhängerklaue an Ackerschleppern können für die Aufsattelung aus Sicherheitsgründen nicht verwendet werden, außer bei Sattelast, die im Verhältnis zum Schleppergewicht gering sind. Für höhere Sattelasten sind besondere Sattelvorrichtungen nötig, deren Lage und Ausführung rechnerisch untersucht sind. Ebenso werden die Sattel- und Achslasten untersucht, unter besonderer Berücksichtigung der vorhandenen genormten Ackerwagenreifen. Daraus ergeben sich Gesamtgewichte und Nutzlasten für Sattelanhängers.

Prof. Dipl.-Ing. H. Meyer: „Problems in the Design of Semi-Trailers for Use with Agricultural Tractors.“

The coupling of semi-trailers to tractors with rear axle drive has many advantages, but, at the same time, presents special problems in the design of the coupling mechanism and the semi-trailer. These problems are investigated by the Author. The type of coupling head usually found on agricultural tractors cannot, on the grounds of safety, be used for attaching semi-trailers except in cases where the weight of the trailer is light in comparison to that of the tractor. Specially designed coupling mechanisms must be used when heavier semi-trailers are to be coupled to tractors. The design and dimensions of such mechanisms are described in detail. The influence of loads on king pins and axles is also discussed in relation to the types of tyres usual in agricultural practice. From these premises gross weights and effective loads for semi-trailers are calculated.

Prof. Dipl.-Ing. H. Meyer: «Problèmes posés par les remorques semi-portées.»

L'attelage de remorques à un essieu à un tracteur à roues motrices arrière apporte certains avantages, mais exige une conception spéciale, aussi bien des dispositifs d'attelage que des remorques, dont l'auteur expose les détails. Les crochets d'attelage usuels des tracteurs ne peuvent être utilisés pour des raisons de sécurité, à moins que la charge d'attelage ne soit minime par rapport au poids du tracteur. Pour des charges élevées, il faut des dispositifs d'attelage particuliers, dont l'auteur examine mathématiquement la disposition et la construction. De plus, l'auteur étudie les charges d'attelage et d'essieu en tenant compte, en particulier, des pneumatiques agraires normalisés et il arrive à des poids et des charges utiles totaux pour des remorques semi-portées.

Prof. Dipl.-Ing. H. Meyer: «Problemas que se presentan al emplearse semi-remorques para tractores agrícolas.»

El apoyo de remorques de un solo eje sobre tractores de propulsión trasera lleva muchas ventajas, mas acarrea también exigencias especiales en cuanto al dispositivo de apoyo y a la construcción de los semi-remorques que se discuten consecutivamente. No pueden utilizarse para el apoyo las usuales garras de enganche a los tractores agrícolas por motivos de seguridad, excepto las cargas de apoyo relativamente pequeñas en proporción al peso del tractor. Tratándose de cargas de apoyo más elevadas, se precisan dispositivos de apoyo especiales, cuya posición y ejecución ya quedan calculadas. Se examinan igualmente las cargas que descansan sobre el apoyo y el eje, prestandose atención particular a las llantas existentes estandarizadas de los carros de labranza. Resultan así pesos totales y vargas útiles para los semi-remorques.

Die Technische Hochschule in Hannover verlieh auf einstimmigen Beschluß der Fakultäten „Maschinenwesen“ und „Gartenbau und Landeskultur“ die akademische Würde eines Dr.-Ing. E. h. dem Vorsitzenden des Hanomag-Vorstandes, Otto Merker, „dem weiblickenden Konstrukteur von Maschinen, Fahrzeugen und Schleppern, dem erfolgreichen Fertigungsingenieur, dem verdienten Förderer der Landtechnik“.

Otto Merker hatte etwas ganz anderes vorgehabt, als Landtechniker zu werden. „Nie wieder Landtechnik“, sagte er als junger Ingenieur, als sich der väterliche Landmaschinenbetrieb auf der Schwäbischen Alb anderen technischen Erzeugnissen zuwandte. So baute er zunächst mit dem späteren Prof. Kamm zusammen ein Auto, wobei er sich seine ersten Sporen als Fertigungsingenieur verdiente. Über die Schwäbischen Hüttenwerke ging es größeren Zielen entgegen. Technischer Direktor einer schwedischen Maschinenfabrik und Magirus in Ulm waren seine nächsten Stationen. Hier, beim Aufbau der Massenfertigung von Lastwagen, zeigte sich erneut Merkers hervorragende Gabe, die Konstruktion in fertigungstechnischer Hinsicht zu beeinflussen und die Fertigung nach dem Gesichtspunkt äußerster Rationalität durchzuführen.

So kam es, daß man im Krieg den Bauernkelch von der Alb für einen Schiffbau-Auftrag besonderer Art holte, bei dem es um modernste Fertigungsgrundsätze ging. Man hat ihm seine Leistung auf diesem Gebiet schlecht gedankt! Aber eines Tages erinnerte man sich in den Kreisen der Rhestahl wieder an den guten technischen Direktor der Vorkriegsjahre: Im Jahre 1950 begann Dr. Merker seine Tätigkeit bei der Hanomag. Der Krieg hatte dem Hannoverschen Werk übel mitgespielt; 60 % waren zerstört, der Autobau beschlagnahmt. Erhalten geblieben war ein Schleppermodell mit guter motorischer Grundlage, die nach oben und unten erweitert wurde, und zwar gleich in dem erst später allgemein angewandten Baukastensystem. Auf der Autoseite widmete sich Hanomag nur dem kleinen Lastwagen. Der Versuchung zur Aufnahme einer Personenwagen-Fertigung ist Direktor Merker nicht erlegen.

Dafür forcierte er die engere Verbindung zwischen Schlepper und Gerät, indem er schon im Jahre 1951 Lieferverträge mit Gerätefirmen abschloß, die schließlich zum Hanomag-Combitrac-System führten.

Der Erfolg ist nicht ausgeblieben: Mit Stolz hat die Hanomag dieser Tage bekanntgegeben, daß ihr 150 000. Schlepper das Bond verlassen hat.