

## Fehlereinflüsse auf die Lenkgeometrie der Ackerschlepper

Die Standardbauform der Ackerschlepper besitzt vier Räder, von denen die Hinterräder als Treibräder und die Vorderräder als Laufräder ausgebildet sind. Bei Änderung der Fahrtrichtung werden den Laufrädern, soweit es sich um die bei Schleppern allgemein übliche Achsschenkelenkung handelt, zwei verschiedene Lenkeinschläge gegeben [1]. Dabei rollen die Laufräder einwandfrei nach geometrischen Gesetzen ab, wenn die freien Schenkel der Lenkeinschlagwinkel auf der Verlängerung der Hinterachse einen gemeinsamen Krümmungsmittelpunkt  $O$  haben. Bei allradgetriebenen Ackerschleppern erhalten die kurveninneren und -äußeren Räder ebenfalls unterschiedliche Lenkeinschläge, um entsprechende geometrische Verhältnisse herzustellen.

Im folgenden sollen einige konstruktiv und durch die Fahrbahn bedingte Einflüsse auf die Lenkgeometrie der Ackerschlepper erörtert werden.

### Winkelfehler

Für die Achsschenkelenkung läßt sich die Bedingung, daß sich die Achsschenkelverlängerungen bei jedem Lenkeinschlag in einem gemeinsamen Krümmungsmittelpunkt  $O$  auf der verlänger-

ten Hinterachse schneiden („vollkommener Kurvenlauf“), bei einfachen Lenkgestängeanordnungen nur annähernd erreichen, weil die Zuordnung der Spurhebel dieser Forderung nur mit großer Näherung nachkommt [2].

Bereits an anderer Stelle ist die Größe und der Einfluß der Vorspur und des Vorspurwinkels  $\gamma$  angedeutet (Bilder 4 und 5 in [1]). Der Ackerschlepper soll durch die Vorspur mit Spannung der Laufräder auf der Fahrbahn fahren. Ohne Vorspur liefen die Räder parallel zur Schlepperlängsachse, und es träte ein labiler Fahrzustand ein, der sich auf Lenken und Spurhalten erschwerend auswirken würde. Wesentlich ist, daß der Vorspurwinkel  $\gamma$  sich gleichmäßig auf jedes Laufrad mit  $\gamma/2$  aufteilt. Die Vorspur bedeutet bereits eine Beeinträchtigung des frei rollenden Rades, weil der Winkelbetrag  $\gamma/2$  den Einschlagwinkeln  $\alpha$  und  $\beta$  beziehungsweise abgezogen wird (Bild 1).

Damit tritt zugleich eine Erhöhung des Laufflächenabtriebes ein, der jedoch aus oben erwähnten Gründen in Kauf genommen werden muß. Dasselbe gilt für die kegelförmige Abnutzung der Laufflächen durch den Sturz, der ebenfalls zur Sicherung der Fahrstabilität konstruktionsbedingt ist.

Unter Vernachlässigung des Einflusses, den der Vorspurwinkel  $\gamma$  auf die Bemessung der jeweiligen Radeinschlagwinkel  $\alpha$  und  $\beta$  ausüben müßte, ergeben sich für  $\alpha$  und  $\beta$  unterschiedliche Werte [1]. Aus Bild 1 erkennt man, daß die freien Schenkel der in  $A$  beziehungsweise  $B$  angelegten Radeinschlagwinkel bei vollkommenem Kurvenlauf stets auf der Geraden  $DE$  liegen müssen (Schnittpunkte  $F$ ) [2].

Mißt man die Radeinschlagwinkel eines serienmäßigen Schleppers bei verschiedenen Lenkeinschlägen sowie den Achsschenkelbolzenabstand  $b$  und den Achsstand  $l$ , so weichen die Schnittpunkte der nach obiger Vorschrift angelegten Winkelschenkel von der von  $b$  und  $l$  gebildeten Geraden  $DE$  ab (Bild 2). Die Verbindung der tatsächlichen Schnittpunkte der Winkelschenkel ist die sogenannte Winkelfehlerkurve.

Für den ersten Entwurf einer Lenkung nimmt man im allgemeinen die Lage der Spurhebel so an, daß ihre Verlängerungen bei Geradeausstellung der gelenkten Räder sich in der Mitte  $M$  der Hinterachse schneiden (Bilder 1 und 2). Die sich hierbei einstellenden Spurhebelwinkel  $\varphi$  weichen erfahrungsgemäß von denjenigen des vollkommenen Kurvenlaufes um höchstens zwei Grad ab, wenn das Verhältnis  $l/s$  (Achsstand zu Spurweite) kleiner als 1,6 ist [3].

Zwecks Aufstellung der Winkelfehlerkurve wählt man verschiedene Einschlagwinkel  $\beta$  des kurveninneren Rades und ermittelt über das angenommene Lenktrapezgestänge die zugehörigen Einschlagwinkel  $\alpha$  des kurvenäußeren Rades. Der Winkel  $K_1AF = \varepsilon_1$  (Bild 2) stellt den für einen bestimmten Lenkeinschlag gefundenen Winkelfehler dar. Wenn diese Konstruktion für verschiedene Lenkeinschläge durchgeführt worden ist, verbindet man die Schnittpunkte  $K_1, K_2, \dots, K_n$  miteinander zur Winkelfehlerkurve.

In dem Lenktrapez  $BAHG$  in Bild 1 ist  $HG$  die Spurstange, die ungeteilt und geteilt ausgeführt werden kann;  $BG$  und  $AH$  sind die beiden Spurhebel, deren Neigung zur Schlepperlängsachse durch den Spurhebelwinkel  $\varphi$  gekennzeichnet ist. Für Ackerschlepper ist  $\varphi = 14^\circ$  bis  $19^\circ$  bei einer Spurweite  $s = 1,25$  m und erreicht Größtwerte von  $\varphi = 20^\circ$  bis  $21^\circ$  durch die Spurweitenverstellung. Die Spurweitenverstellung verursacht eine Veränderung des Lenktrapezes. Hierbei wird die ungeteilte Spurstange in einer Hülse verschoben. Bei der geteilten Spurstange ist diese konstruktive Lösung ebenfalls möglich, oder man zerlegt das Lenktrapez in zwei oder drei hintereinandergeschaltete Trapeze. Die Länge  $r$  der Spurhebel ist durch die Radstellung begrenzt. Sie soll möglichst groß ausgeführt werden, um die Kräfte im Lenkgestänge klein zu halten. Zur Erzielung größerer Bodenfreiheit verläuft die Spurstange oft über der Vorderachse.

In jedem Falle ist die Neigung der Spurhebel, also der Spurhebelwinkel  $\varphi$ , so festzulegen, daß die Abweichung der Winkelfehlerkurve von der Geraden  $DE$  den angegebenen Höchstwert von zwei Grad für den Winkelfehler nicht übersteigt.

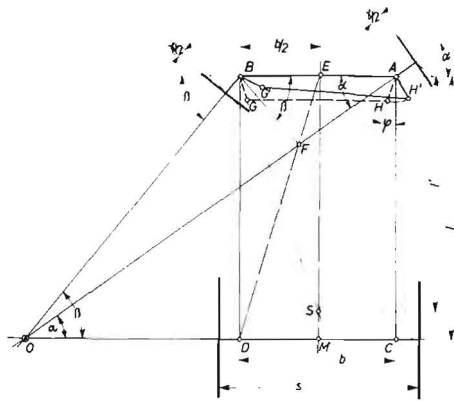


Bild 1: Radeinschlagwinkel am Ackerschlepper bei vollkommenem Kurvenlauf

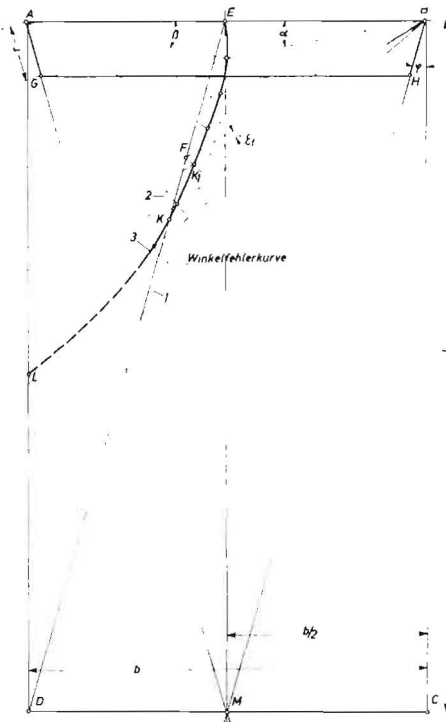


Bild 2: Winkelfehlerkurve der Lenkung

Kurvenzüge 1 und 2 verbinden die Schnittpunkte von an Ackerschleppern gemessenen Radeinschlagwinkeln. Kurvenzug 3 dient zur Erläuterung der Konstruktion von Winkelfehlerkurven

Die Untersuchung der Winkelfehlerkurve bei ausgeführten Acker-schleppern zeigt aber oft eine Überschreitung dieses Grenzwertes. Die Ursache dafür ist im Spurhebelwinkel  $\varphi$  zu suchen beziehungsweise in dem Verhältnis  $l/s$ . Ist  $l/s > 1,6$ , so muß der Spurhebelwinkel  $\varphi$  nach dem CAUSANT-Plan bestimmt werden, der nun erläutert wird (Bild 3).

Um den Krümmungsmittelpunkt  $O$  der kleinsten zu fahrenden Kurve wird ein Kreis mit dem maßstäblich vergrößerten Halbmesser der gewählten Spurhebellänge  $r$  geschlagen. Man bildet mit den Einschlagwinkeln  $(\alpha + \beta)$  einen Kreisabschnitt in der dargestellten Weise. Die Sehne  $PF$  hat den Mittelpunkt  $G$ . Der gemeinsame Schenkel von  $\alpha$  und  $\beta$  schneidet den Kreisbogen in  $N$ . Von  $G$  aus wird ein bestimmter Betrag  $x$  senkrecht zu  $NG$  nach beiden Seiten abgetragen.  $x$  wird berechnet nach der Formel

$$x = \frac{1}{2} [(b - 2e) - \sqrt{(b - 2e)^2 - g^2}],$$

worin  $b$  der Achsschenkelbolzenabstand,  $e$  die Länge des Lotes von  $O$  auf  $NG$  und  $g$  die Projektion von  $PF$  auf  $NG$  ist. Der Endpunkt von  $x$  nach unten ist  $H$ , nach oben  $H'$ . Dann ist der Winkel  $ONH$  der Spurhebelwinkel  $\varphi$  bei nach hinten weisendem Spurhebel und der Winkel  $ONH'$  der Spurhebelwinkel  $\varphi$  bei nach vorn weisendem Spurhebel. Diese Konstruktion läßt sich unter der Voraussetzung verwenden, daß die Länge der Spurstange in Gerad- und Kurvenfahrtstellung erhalten bleiben muß und ergibt dabei gute Näherungen an den vollkommenen Kurvenlauf [2].

### Pendelwinkel- und Pendelfehler

Die Anordnung der Laufräder an einer Pendelachse ist weit verbreitet. Die Pendelvorderachse ist am Schlepperrumpf in einem Drehbolzen gelagert. Die Laufräder haben auf diese Weise die Möglichkeit, Bodenunebenheiten bis zu einem gewissen Grade auszugleichen und leiten sie als gedämpfte Schwingungen in den Schlepper. Der sich einstellende Neigungswinkel der Pendelachse in bezug auf eine ebene Fahrbahn beziehungsweise eine parallele Ebene durch die Hinterachse ist als Pendelwinkel definiert. Der Pendelwinkel  $S$  bewegt sich zwischen der Nulllage bis zum Anschlag der Pendelachse an die vorgesehene Begrenzung am Schlepperrumpf. Sobald die Pendelachse bis zum Anschlag ausgependelt ist, wird sie zur starren Achse. Damit geht die Dreipunktstützung in eine Vierpunktauflage über.

#### Pendelwinkelfehler

Der Pendelbereich der Vorderachse ist durch den Bogen  $B'B''$  gekennzeichnet, den der Anlenkpunkt des Lenkhebels beschreibt (Bild 4). Zwischen den Extremstellungen ändern sich entsprechend der Größe des Pendelwinkels  $\delta$  die projizierten halben Achslängen von  $b/2$  auf  $b'/2$ . Damit wird bei gleichbleibendem Radstand  $l$  das Verhältnis  $b/l$  geändert. Davon werden auch die Einschlagwinkel  $\alpha$  und  $\beta$  entsprechend den hergeleiteten Beziehungen [1] beeinflusst.

Es ändert sich also die Beziehung:

$$\cot \alpha - \cot \beta = \frac{b}{l},$$

weil die Vorderachse beim Fahren über Hindernisse um den Pendelwinkel auspendelt und die Projektion von  $b$  als Funktion von  $\delta$  kleiner wird.

Ein noch weniger einwandfreies geometrisches Abrollen der Laufräder ist die Folge, weil der Kurvenlauf nicht mehr in einer Ebene stattfindet.

#### Pendelfehler

Ohne Einfluß auf die Lenkgeometrie, aber bei der Konstruktion zu beachten ist der Pendelfehler. Dieser tritt durch das Zusammenwirken von Vorderachspendelung mit der Lenkschubstange und dem Lenkstockhebel auf. In Bild 4 ist die Mittelstellung  $I$  (Geradausfahrt) eingezeichnet. Die Länge der Lenkschubstange liegt fest, und damit bewegt sich der im allgemeinen als Kugelnzapfen ausgebildete Punkt  $W$  auf dem Kreisbogen  $W'W''$ , wie es die Stellung des Anlenkpunktes vorschreibt. Der Pendelfehler ist nun durch die Entfernung der einzelnen Kreisbogenpunkte von der Geraden  $w$  in der senkrechten Pendelebene bedingt.

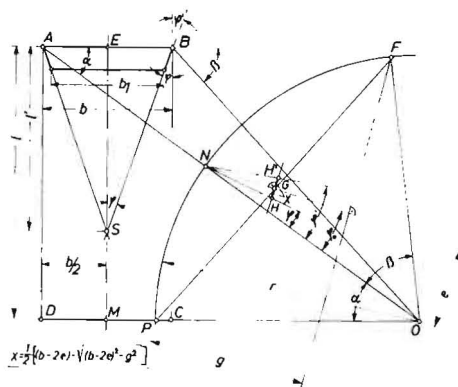


Bild 3: Causantplan zur Bestimmung des Spurhebelwinkels  $\varphi$ , wenn  $l/s > 1,6$

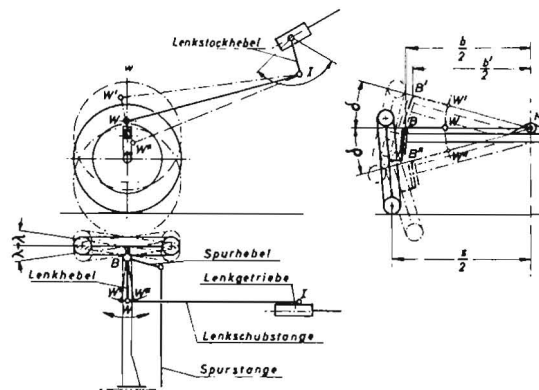


Bild 4: Pendel- und Pendelwinkelfehler, hervorgerufen durch die Pendelachse und die konstante Länge der Lenkschubstange

Er äußert sich in einer vom Lenkrad unbeeinflussten zusätzlichen Rechts- oder Linksdrehung der Räder. Wird diese bei äußerstem Lenkeinschlag durch einen Anschlag an der Achse begrenzt, so wird die Bewegung auf Lenkschubstange und Lenkstockhebel übergeleitet. Dabei darf der Anschlag im Lenkgetriebe noch nicht erreicht sein, es muß eine Pendelreserve vorhanden sein, um Schäden am Lenkgetriebe, um Lenkfingerbrüchen und anderen Schäden vorzubeugen. Der Pendelfehler ist durch den Winkel  $\varepsilon$  meßbar. Um  $\lambda$  in Grad werden die Achsschenkel verdreht, das heißt die Radeinschlagwinkel  $\alpha$  und  $\beta$  vergrößert beziehungsweise verkleinert.

Damit ist der Absolutbetrag der Winkelsumme für die Radeinschläge:

$$|\alpha + \beta|_{\text{korr.}} = \alpha + \beta + |\gamma| + |2\lambda|$$

Im einzelnen ist zu den Fehlergrößen zu sagen, daß der Vorspurwinkel  $\gamma$  zur Stabilisierung der Fahrtrichtung für hinterachs-angetriebene Schlepper unvermeidlich ist und in Kauf genommen werden muß. Der durch den Pendelfehler entstehende Winkel  $\lambda$  läßt sich durch möglichst waagerechte Lage und durch Verlängerung der Lenkschubstange und Verkürzung des Achsschenkelbolzenabstandes  $b$  vermindern. Die letztgenannte Möglichkeit sollte vermieden werden, während die Forderung nach vergrößertem Radstand einer Verlängerung der Lenkschubstange entgegenkommt.

### Lenkbremsen

Notwendiges kurzes Wenden auf dem Acker und ähnliche Arbeiten auf beengtem Hofraum stellen an die Schlepperlenkungen Ansprüche, denen mit der normalen Lenkung nur durch Vor- und Rückwärtsfahren beigegeben werden kann.

Der geometrische Spurreisshalbmesser  $R$  wird zwangsweise verkleinert, wenn der Krümmungsmittelpunkt  $O$  auf der verlängert gedachten Hinterachse zum Schlepper verlegt wird. Der Krümmungsmittelpunkt  $O$  wandert nach  $O_2$  und weiter bis  $D$  (Bild 5). In diesem Fall dreht das linke Hinterrad bei vollem Lenkeinschlag auf der Stelle.

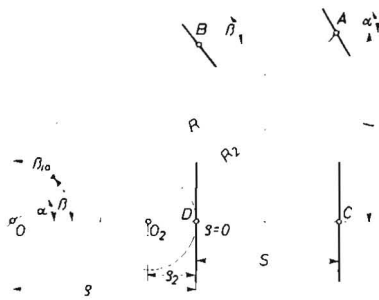


Bild 5: Beeinflussung des Spurbremsradius durch Lenkbremsen

Diese geometrischen Änderungen in der Lenkgeometrie lassen sich nur erzwingen, indem das kurveninnere Hinterrad durch sogenannte Lenkbremmen festgehalten wird. Dabei rollen die gelenkten Laufräder unter radialer Gleitwirkung nach innen ab. Die Bremswirkung der Lenkbremmen wird somit vom Roll- und Gleitwiderstand der Vorderräder unterstützt. Die Bewegungsenergie in Fahrtrichtung wird in bezug auf das kurveninnere Rad an den Bremsflächen vernichtet. Bei blockierter Bremse dreht sich das Rad auf der Stelle. Je nach dem Grad der Bremsung wird der Halbmesser  $\rho$  sich ändern (Bild 5).

Die Wirkung der Lenkbremse zerstört somit die geometrischen Verhältnisse am frei rollenden Rad. Damit sind auch die aus den geometrischen Betrachtungen gewonnenen mathematischen Ergebnisse beim Einsatz der Lenkbremse nicht mehr gültig, sondern nur als Anhaltswerte für den ersten Entwurf zu gebrauchen. Ebenso ist am Schluß meiner Betrachtungen in [1] der sehr kleine Spurbremsradius  $R \approx 1,7 l$  für ein bestimmtes Verhältnis  $b/l = 0,60$  bei  $\beta = 90^\circ$  und  $\cot \alpha = b/l$  rein theoretischer Art.

In der Praxis sind derart kleine Spurbremsradius nicht erforderlich. Jedoch läßt sich der gewünschte Spurbremsradius beim Einsatz der aufgewendeten Fußkraft errechnen. Dabei müssen die physischen Anstrengungen des Fahrers auf ein Minimum begrenzt werden, das heißt es müssen die Lenkradkräfte und die Fußhebelkräfte für die Lenkbremse sicher aufgebracht werden und das Lenkrad mit der Lenksäule, Sitz und Fußhebel günstig einander zugeordnet sein.

### Zusammenfassung

Durch äußere Einflüsse wie Bodenunebenheiten in der Fahrbahn oder sonstige Hindernisse werden die geometrischen Beziehungen für das freie Abrollen der gelenkten Laufräder gestört. Die Schlepperräder laufen nicht mehr auf einer Bezugsebene ab, sondern folgen entsprechend den Bodenunebenheiten einer räumlich gekrümmten Fläche. Dadurch werden die einfachen mathematischen Ableitungen, die sich auf einen gemeinsamen Krümmungsmittelpunkt beziehen, nicht immer eingehalten. Auch die Auslegung der Schlepperlenkung durch die Konstruktion des Lenktrapezes oder der Einzelradlenkung läßt meist die geometrische Erfüllung für das freie Abrollen der Räder nicht zu. Lenkbremmen verändern das geometrische Lenkbild ebenfalls, weil bei ihrer Betätigung ein Gleiten der Vorderräder erfolgt.

Der Entwurf einer Ackerschlepperlenkung muß alle genannten Einflüsse zusammenfassend berücksichtigen und sie so zuordnen,

## Internationaler Kongreß

Vom 2. bis 7. März 1961 findet in Paris ein „Internationaler Kongreß der Landmaschinen-Technik“ (CITMA) statt. Der Kongreß hat das Generalthema „Die Beteiligung der Landmaschinen-Industrie an der Verbesserung der menschlichen Arbeitsbedingungen, vor allem in entwicklungsfähigen Gebieten“.

Im einzelnen werden in fünf Arbeitssitzungen von je einem halben Tag Dauer Persönlichkeiten des Landmaschinenbaus aller Länder referieren.

Nähere Einzelheiten über den Kongreß sind zu erfahren beim Generalsekretariat des CITMA in Paris 17<sup>e</sup>, 19 rue Jacques Bingen.

daß eine einwandfreie Lenkung unter Beachtung der größten Betriebssicherheit und geringsten Verschleißerscheinungen gewährleistet ist.

### Schrifttum

- [1] SCHILLING, E. E.: Beitrag zur Lenkgeometrie der Ackerschlepper. Landtechnische Forschung 10 (1960), S. 1—4
- [2] KAMM, W.: Das Kraftfahrzeug. Berlin 1936
- [3] SCHILLING, E.: Landmaschinen; 1. Band: Ackerschlepper. Köln 1955

### Résumé

Erhard Schilling: „The Effect of Faults on the Geometry of Steering Mechanisms of Agricultural Tractors.“

Exterior influences such as uneven ground or other impediments can disturb the geometrical relationships necessary for the free movement of steered wheels. In such cases the tractor wheels no longer run on an even plane but follow a distorted plane in accordance with the irregularities of the ground. As a result, the simple mathematical relationships, which depend upon a common Centre of Curvature, are not always maintained. Furthermore, the design of the steering gear usually does not fulfil the geometrical relationships necessary for the free rolling movement of the wheels. Brakes on the steered wheels also disturb the geometrical relationships, since their action causes the front wheels to slip.

A correctly designed steering mechanism for an agricultural tractor must take into account all the above-mentioned factors so that a steering mechanism is obtained that combines the maximum safety with a minimum of wear.

Erhard Schilling: «Influences des erreurs sur la géométrie de la conduite des tracteurs agricoles.»

Les relations géométriques du libre roulement des roues directrices sont affectées par des perturbations provenant de facteurs extérieurs comme par exemple les dénivellements du sol ou les obstacles. En réalité, les roues du tracteur ne se déplacent pas sur une surface plane théorique mais sur une surface courbe suivant le relief du sol. Il en résulte que les déductions mathématiques simples qui se rapportent à un centre de courbure commun, ne sont pas toujours respectées. La conception de la direction du tracteur dont résulte la construction du trapèze de direction ou de la direction indépendante de chaque roue, ne permet également pas en général de suivre la géométrie du libre roulement des roues. Les freins de direction modifient également la figure géométrique de la direction étant donné que leur manœuvre provoque un glissement des roues avant.

Lors de la conception d'une direction de tracteur agricole il faut donc tenir compte de toutes les influences citées ci-haut et les répartir de telle sorte qu'une conduite impeccable soit possible tout en assurant une sécurité de service maximum et une réduction de l'usure au minimum.

Erhard Schilling: «Influencia de anomalías sobre la geometría de la dirección en los tractores agrícolas.»

Las influencias extrañas, como desigualdades en la calzada u otros obstáculos perturban las relaciones geométricas en la rodadura libre de las ruedas portadoras dirigidas. Las ruedas del tractor ya no ruedan en un plano de referencia, sino que siguen una superficie curva, según las desigualdades del terreno, por lo que las sencillas deducciones matemáticas que se refieren a un punto central común de la curvatura, no resultarán siempre exactas. Tampoco la disposición del volante, en cuanto a la construcción del trapecio de dirección, permiten generalmente el cumplimiento geométrico de rodadura libre de las ruedas. También los frenos en las ruedas directrices influyen en la imagen geométrica de la dirección, porque las ruedas patinan, en cuanto se las frene.

El diseño de una dirección para tractores agrícolas debe pues tener en cuenta el resumen de todas las influencias citadas, disponiéndolos de forma que quede garantizada la dirección intachable, con vista a la máxima seguridad de servicio y a desgaste mínimo.