

Wesentliche Gesichtspunkte bei der Konstruktion von Aufhängevorrichtungen bodenkopierender Schneidwerke

Dipl.-Ing. B. Kritzner/Dipl.-Ing. G. Urban, VEB Kombinat Fortschritt Landmaschinen Neustadt in Sachsen

1. Einleitung

Die selbstfahrenden Landmaschinen Mährescher, Feldhäcksler und Schwadmäher können mit unterschiedlichen Schneidwerken und Schwadaufnehmern ausgerüstet werden. Dadurch ist eine gute Anpassung an das jeweilige Erntegut möglich. Im allgemeinen gleiten die Schneidwerke während des Erntevorgangs auf dem Erdboden. Dazu sind sie mit Schleifsohlen als Verschleißteile versehen. Infolge des Kontakts der Schleifsohlen mit dem Erdboden folgt das Schneidwerk allen wesentlichen Unebenheiten, es „kopiert“ den Boden.

Im vorliegenden Beitrag soll darüber informiert werden, welche Gesichtspunkte bei der Konstruktion der Verbindungsglieder zwischen Schneidwerk und Grundmaschine zu beachten sind.

2. Anforderungen an die Aufhängevorrichtung bodenkopierender Schneidwerke

Gleitet ein Schneidwerk mit seinen Schleifsohlen über den Erdboden, dann ist es durch einen Gelenkgetriebe-Mechanismus vertikal geführt. Weiche Entlastungsfedern regulieren den Anpreßdruck des Schneidwerks auf den Erdboden.

Die gesamte Aufhängevorrichtung muß im wesentlichen folgende Forderungen erfüllen:

- Ist die Maschine auf ebenem Boden abgestellt und das Schneidwerk darauf abgesenkt, dann drücken die Schleifsohlen mit einer definierten Kraft auf die Unterlage. Die Begrenzung der Schleifsohlenbelastung auf einen möglichst niedrigen Wert ist notwendig, um den Bewegungswiderstand des Schneidwerks und den Verschleiß der Schleifsohlen im Arbeitszustand in Grenzen zu halten.
- Beim Befahren geeigneten Geländes muß das Schneidwerk immer Bodenkontakt haben. Dadurch werden Ernteverluste vermieden.

- Werden Bodenebenheiten innerhalb definierter Grenzen befahren, darf es rein statisch gesehen nicht zum Abheben des Schneidwerks vom Erdboden kommen.
- Geringfügige Erhöhung des Gleitwiderstands an den Schleifsohlen infolge Veränderung der Bodenverhältnisse darf nicht zu einer wesentlichen Steigerung der Schleifsohlen-Anpreßkraft führen (Selbsthemmungseffekt).
- Eine Höhenbewegung des Schneidwerks während des Arbeitsprozesses soll nicht zu einer nennenswerten Veränderung des Anstellwinkels der Mähmesser führen.
- Die Aufhängevorrichtung soll eine gleichhohe Belastung aller Schleifsohlen gewährleisten, d. h. es soll planmäßig keine einseitige Belastung erfolgen.

3. Grundsätzliche Überlegungen bezüglich der Kraftwirkungen an Schneidwerken

Im Bild 1 ist ein Schneidwerk in Seitenansicht als Prinzipskizze dargestellt. Es enthält alle wesentlichen Elemente üblicher Aufhängevorrichtungen. Für die grundsätzlichen Untersuchungen wird zunächst außer acht gelassen, daß die Aufhängevorrichtung rechts und links am Schneidwerk je einmal vorhanden ist.

Die Punkte A, B und C sind Punkte an der Grundmaschine. Eine Veränderung des Abstands a ist aufgrund von Bodenebenheiten möglich. Damit verschieben sich die Punkte D, E und F des Schneidwerks relativ zu den Punkten A, B und C der Grundmaschine. Diese relative Lageveränderung des Schneidwerks verursacht eine Änderung des Abstands der Punkte C und G, die entsprechend der Federkennlinie eine Zugkraftänderung der Federn nach sich zieht. Somit ist die Federkraft F_F eine Funktion des Abstands a .

Die Kraftwirkungen an der Schleifsohle sind nicht allein aus geometrischen Betrachtungen

zu ermitteln. Dazu gehören auch Untersuchungen der Reibungsverhältnisse an der Kontaktfläche zum Erdboden.

3.1. Kraftwirkungen an den Schleifsohlen

Wie aus dem Bild 1 ersichtlich ist, hat die Schleifsohle eine bestimmte Länge in x -Richtung. Innerhalb der Kontaktzone mit dem Erdboden kann die resultierende Kraft F_S an beliebiger Stelle liegen. Die Schleifsohlenkraft F_S wird in zwei Komponenten aufgegliedert (Bild 2):

- Druckkraft F_N normal zum Erdboden
- Reibungskraft F_R entgegengesetzt zur Fahrtrichtung, aber parallel zu dieser.

Beide Kraftkomponenten sind über den Reibwert μ miteinander verknüpft:

$$F_R = \mu F_N + F_W = \bar{\mu} F_N; \quad (1)$$

F_W Fahrwiderstand
 μ Gleitreibungskoeffizient.
 Allgemein kann man ansetzen:

$$0 \leq F_R \leq F_N. \quad (2)$$

Das entspricht

$$0 \leq \bar{\mu} \leq 1. \quad (3)$$

Die Richtung der resultierenden Kraft F_S ist abhängig von $\bar{\mu}$:

$$\tan \varrho = \bar{\mu}. \quad (4)$$

3.2. Kraftwirkungen am Hubarm der Schneidwerksaufhängung

In Abhängigkeit vom Abstand a nimmt der Hubarm eine bestimmte Lage ein. Damit sind die Lage der Feder und die Federkraft festgelegt. Die übertragbare Tangentialkraft F_T am Hubarm kann damit wie folgt berechnet werden (Bild 3):

$$F_T = \frac{r_1}{r_2} F_F. \quad (5)$$

r_1 ist der Abstand der Feder vom Punkt A. Dieser Abstand ist mit a veränderlich. r_2 ist unabhängig von der Lage des Hubarms (Länge der Strecke \overline{AD}).

Zusätzlich zu F_T kann am Punkt D noch eine Kraft F_1 übertragen werden, deren Größe unabhängig von der Federkraft F_F ist. Ihre Richtung stimmt mit der der Strecke \overline{AD} überein. Die Berechnung dieser Kraft wird im Abschn. 4 erläutert.

3.3. Kraftwirkungen am unteren Lenker

Der untere Lenker ist im Bild 1 als Stab dargestellt, der ausschließlich Längskräfte (vornehmlich Druckkräfte) aufnehmen kann. Bekannt sind jedoch auch Konstruktionen, wo dieser Stab nicht körperlich vorhanden ist, sondern an dieser Stelle eine Kurvenbahn mit Rolle angeordnet ist. Die Richtung der Kräfte am Punkt E ist dann identisch mit der Richtung der Normalen der Kurve.

Die Lage von E und demzufolge auch der Normalen ist vom Abstand a abhängig. Auf der

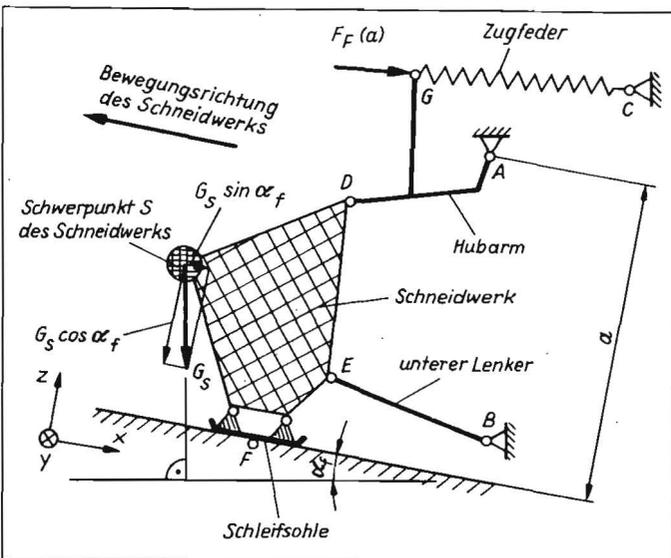


Bild 1
Prinzipskizze des Schneidwerks in Seitenansicht bei Fahrt in Falllinie bergauf

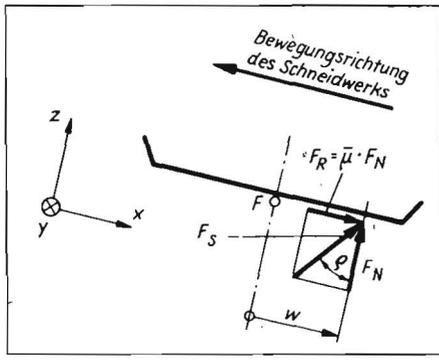
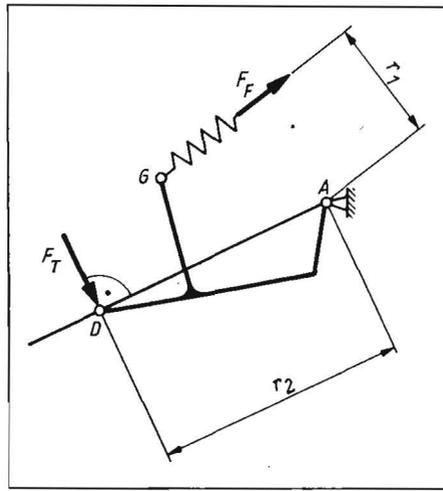


Bild 2. Kraftwirkungen an der Schleifsohle;
F Mittelpunkt der Schleifsohle,
w Abstand des augenblicklichen Kraft-
angriffspunktes von F aus in Richtung x
Bild 3. Kraftwirkungen am Hubarm



Normalen kann ein fiktiver Punkt B' festgelegt werden (Bild 4).
Die Längskraft im unteren Lenker wird mit F₂ bezeichnet.

3.4. Kraftwirkungen im Schwerpunkt des Schneidwerks

Die Schleifsohlenbelastung wird im Stillstand der Maschine auf ebenem Untergrund eingestellt. Dies erfolgt durch Justierung der Federn. Auch beim Befahren von unebenem Gelände muß stets Kontakt der Schleifsohlen mit dem Boden gewährleistet sein. Die Verhältnisse werden für das Fahren in Schichtlinie und in Falllinie untersucht.

3.4.1. Kraftwirkungen bei Fahrt in Schichtlinie
Das Koordinatensystem x, y, z ist fest mit der Maschine verbunden. Bei Fahrt in Schichtlinie entstehen im Schneidwerksschwerpunkt folgende Kraftwirkungen:

$$F_{Sx} = 0 \quad (6.1)$$

$$F_{Sy} = -G_S \sin \alpha_S \quad (6.2)$$

$$F_{Sz} = -G_S \cos \alpha_S; \quad (6.3)$$

G_S Eigengewicht des Schneidwerks.

Die Kraft F_{Sz} wird vom Führungsmechanismus genauso übernommen, wie beim Befahren ebenen Bodens. Die Kraft F_{Sy} findet an den Hubarmen ihre Gegenwirkung, d.h. die seitliche Stützkraft wirkt am Punkt D. Das Versetzungsmoment

$$M_{vx} = -b G_S \sin \alpha_S = -(z_D - z_S) G_S \sin \alpha_S \quad (7)$$

Bild 5. Schneidwerk bei Fahrt in Schichtlinie

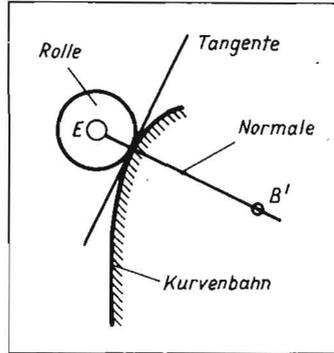
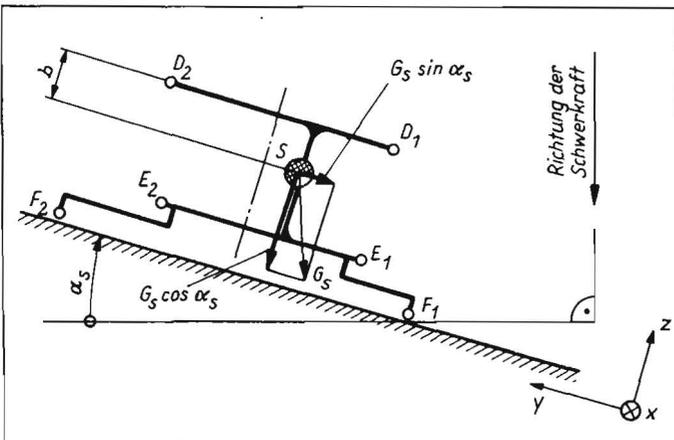


Bild 4. Kraftwirkung am Punkt E bei Anordnung einer Kurvenbahn anstelle eines Lenkers

äußert sich als Kraftumlagerung an den Schleifsohlen. Die im Bild 5 mit den Indizes 1 und 2 bezeichneten Punkte D, E und F sind identisch mit denen nach Bild 1. Die Indizes sollen lediglich verdeutlichen, daß es derartige Punkte sowohl auf der rechten als auch auf der linken Fahrzeugseite gibt.

3.4.2. Kraftwirkungen bei Fahrt in Falllinie
Das Schneidwerksgewicht G_S wird in die Richtungen x und z aufgeteilt, wie es im Bild 1 dargestellt ist:

$$F_{Sx} = G_S \sin \alpha_f \quad (8.1)$$

$$F_{Sy} = 0 \quad (8.2)$$

$$F_{Sz} = -G_S \cos \alpha. \quad (8.3)$$

4. Berechnung der Kraftwirkungen am Schneidwerk für eine Aufhängungsgeometrie nach Bild 1

Vorerst wird bei dieser Berechnung nicht unterschieden nach „Fahrt in Schichtlinie“ oder nach „Fahrt in Falllinie“. Im Schneidwerksschwerpunkt werden allgemein zwei Komponenten F_{Sx} und F_{Sz} angesetzt. Je nach dem zu untersuchenden Fahrtzustand können dann die wirklichen Komponenten entsprechend den Gleichungssystemen (6) oder (8) eingesetzt werden.

Die Berechnung aller Kraftwirkungen erfolgt anhand von Bild 6. Alle dort eingezeichneten Kräfte sind am Schneidwerk wirkend. Die Kräfte F₁ und F₂ sind als Zugkräfte im Hubarm bzw. im unteren Lenker positiv. F_T wirkt etwa in Richtung z.

Das Kräftegleichgewicht in den Richtungen x und z sowie das Momentengleichgewicht um die y-Achse im Punkt E gestatten die Berechnung aller Kraftwirkungen am Schneidwerk.

$$\sum X = 0:$$

$$F_{Sx} + \mu F_N + F_T \sin \gamma + F_1 \cos \gamma + F_2 \cos \beta = 0; \quad (9)$$

$$\sum Z = 0:$$

$$F_{Sz} + F_N + F_T \cos \gamma - F_1 \sin \gamma - F_2 \sin \beta = 0; \quad (10)$$

$$\sum M_{y,E} = 0:$$

$$F_{Sx} (x_S - z_E) + F_{Sz} (x_E - x_S) + F_N (x_E - x_F - w) - \mu F_N (z_E - z_F) + F_T \sin \gamma (z_D - z_E) - F_T \cos \gamma (x_D - x_E) + F_1 \cos \gamma (z_D - z_E) + F_1 \sin \gamma (x_D - x_E) = 0. \quad (11)$$

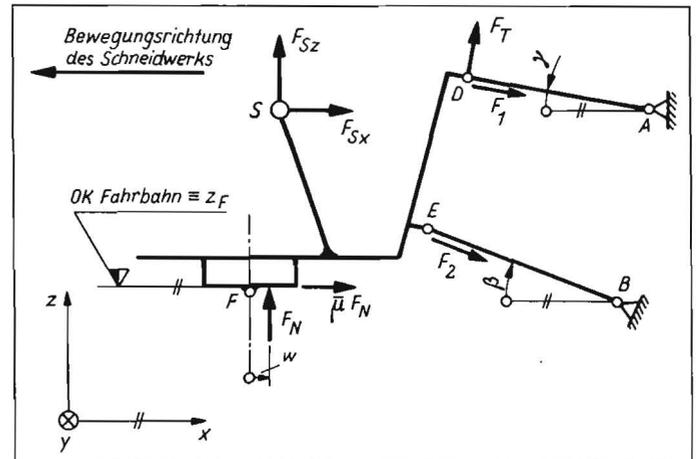
Vordringlich wird der funktionale Zusammenhang zwischen F_N, F_T, F_{Sx} und F_{Sz} gesucht, denn er zeigt, ob die im Abschn. 2 gestellten Anforderungen mit der jeweiligen konkreten Aufhängevorrichtung erfüllbar sind oder nicht. Dieser Zusammenhang ergibt sich aus den Gln. (9), (10) und (11) insgesamt zu

$$F_N = -\frac{z_x}{N} F_{Sx} - \frac{z_z}{N} F_{Sz} - \frac{z_T}{N} F_T > 0 \quad (12)$$

mit

$$N = [x_E - x_F - w - \mu (z_E - z_F)] \sin (\gamma - \beta) + (\cos \beta + \mu \sin \beta) [(x_D - x_E) \sin \alpha + (z_D - z_E) \cos \gamma] \quad (13.1)$$

Bild 6. Kraftwirkungen am Schneidwerk



und

$$Z_x = (z_S - z_E) \sin(\gamma - \beta) + \sin \beta [(x_D - x_E) \sin \gamma + (z_D - z_E) \cos \gamma] \quad (13.2)$$

$$Z_z = (x_E - x_S) \sin(\gamma - \beta) + \cos \beta [(x_D - x_E) \sin \gamma + (z_D - z_E) \cos \gamma] \quad (13.3)$$

$$Z_T = (x_D - x_E) \sin \beta + (z_D - z_E) \cos \beta. \quad (13.4)$$

Bei Fahrt in *Schichtlinie* ergibt sich aus Gl. (12):

$$F_N = \frac{Z_z}{N} G_S \cos \alpha_S - \frac{Z_T}{N} F_T > 0. \quad (14.1)$$

Will man andererseits für eine bestimmte Druckkraft F_N die erforderliche Federkraft F_F bestimmen, dann ergibt sich unter Verwendung von Gl. (5):

$$F_F = \frac{r_2}{r_1} \frac{1}{Z_T} (Z_z G_S \cos \alpha_S - N F_N). \quad (14.2)$$

Bei Fahrt in *Falllinie* ergibt sich aus Gl. (12):

$$F_N = \frac{Z_G}{N} G_S - \frac{Z_T}{N} F_T > 0 \quad (15.1)$$

mit

$$Z_G = \sin(\gamma - \beta) [(x_E - x_S) \cos \alpha_f - (z_S - z_E) \sin \alpha_f] + \cos(\beta + \alpha_f) [(x_D - x_E) \sin \gamma + (z_D - z_E) \cos \gamma]. \quad (15.2)$$

Die Federkraft wird bei vorgegebener bzw. bekannter Druckkraft F_N berechnet zu

$$F_F = \frac{r_2}{r_1} \frac{1}{Z_T} (Z_G G_S - N F_N). \quad (15.3)$$

Die Längskraft im Hubarm ergibt sich aus Gl. (11) allgemein zu

$$F_1 = \frac{(z_S - z_E) F_{Sx} + (x_E - x_S) F_{Sz}}{(x_D - x_E) \sin \gamma + (z_D - z_E) \cos \gamma} + \frac{[x_E - x_F - w - \bar{\mu} (z_E - z_F)] F_N}{(x_D - x_E) \sin \gamma + (z_D - z_E) \cos \gamma} + \frac{(x_D - x_E) \cos \gamma - (z_D - z_E) \sin \gamma}{(x_D - x_E) \sin \gamma + (z_D - z_E) \cos \gamma} F_T. \quad (16)$$

Die Längskraft im unteren Lenker wird mit Hilfe von Gl. (9) berechnet:

$$F_2 = - \frac{F_{Sx} + \bar{\mu} F_N + F_T \sin \gamma + F_1 \cos \gamma}{\cos \beta}. \quad (17)$$

Die vollständige Untersuchung einer Schneidwerksaufhängung ist mit hohem Rechenaufwand verbunden, weil die Berechnung für folgende Parameter auszuführen ist:

$$\begin{aligned} \min a \leq a \leq \max a; \quad \max a - \min a &\approx 200 \text{ mm} \\ \min \bar{\mu} \leq \bar{\mu} \leq \max \bar{\mu}; \quad \min \bar{\mu} &= 0; \quad \max \bar{\mu} = 1,0 \\ \min \alpha_f \leq \alpha_f \leq \max \alpha_f; \\ \min \alpha_f &= -14^\circ; \quad \max \alpha_f = 14^\circ \\ \min w \leq w \leq \max w; \end{aligned} \quad (18)$$

$$\text{mitt } a = \frac{\max a + \min a}{2}. \quad (19)$$

Innerhalb dieses Wertebereichs soll nach Möglichkeit gelten:

$$0 < F_N \leq \max F_N \approx 2 \text{ kN}. \quad (20)$$

Die größten Aufwendungen erfordert die Va-

Tafel 1. Zusammenstellung von Wertekombinationen zur rechnerischen Untersuchung einer Schneidwerksaufhängung

lfd. Nr.	für Voruntersuchung notwendig?	a	$\bar{\mu}$	α_f	w
1	ja			+14°	max W
2				+14°	min W
3			0	0	max W
4				0	min W
5				-14°	max W
6	ja			-14°	min W
7	ja	min a		+14°	max W
8				+14°	min W
9				0	max W
10			1,0	0	min W
11				-14°	max W
12	ja			-14°	min W
13				+14°	max W
14				+14°	min W
15				0	max W
16			0	0	min W
17				-14°	max W
18				-14°	min W
19		mitt a		+14°	max W
20				+14°	min W
21			1,0	0	max W
22				0	min W
23				-14°	max W
24				-14°	min W
25	ja			+14°	max W
26				+14°	min W
27			0	0	max W
28				0	min W
29				-14°	max W
30	ja			-14°	min W
31	ja	max a		+14°	max W
32				+14°	min W
33			1,0	0	max W
34				0	min W
35				-14°	max W
36	ja			-14°	min W

riation des Abstands a, weil sich dadurch die x- und z-Koordinaten der Punkte D, E, F, G und S sowie die Winkel β und γ ändern. Diese Änderungen können prinzipiell auch mathematisch erfaßt werden. Die Formulierung von Gleichungen dafür lohnt sich aber nur, wenn eine Form der Aufhängung häufig verwendet wird. Ansonsten muß die Bestimmung der Koordinaten auf grafischem Weg erfolgen.

In Tafel 1 sind die Kombinationen von Werten zusammengestellt, für die die Gln. (13) bis (17) auszuwerten sind. Für Voruntersuchungen zum Auffinden einer geeigneten Aufhängungsgeometrie ist eine Auswahl ausreichend. In jedem Fall bietet sich der Einsatz der EDV für derartige Untersuchungen an.

5. Diskussion der Berechnungsgleichungen

Die Diskussion der Berechnungsgleichungen für den Fall „Fahrt in Fallinie“ soll zeigen, wie sich systematische Veränderungen konstruktiver Verhältnisse auf die Druckkraft F_N auswirken.

Das erstrebenswerte Ziel wäre eine möglichst niedrige, konstante Kraft F_N für den gesamten in Tafel 1 enthaltenen Wertebereich. Die tatsächliche Lösung wird natürlich nur eine mehr oder weniger gute Annäherung an dieses Ziel sein. Bei Fahrt bergauf ($\alpha_f = 14^\circ$) soll die Schleifsohlen-Normalkraft F_N möglichst niedrige Werte (u. U. auch Null) annehmen, damit der Fahrwiderstand gering wird. Nacheinander

werden die Forderungen 1 bis 4 aus Abschn. 2 hinsichtlich ihrer Erfüllbarkeit untersucht.

Forderung 1:

Anhand der Gl. (15.3) kann für eine angestrebte Kraft F_N die erforderliche Federkraft F_F berechnet werden.

Forderung 2:

Die Geländeneigung α_f tritt nur in Z_G zutage. Für den in Gl. (18) genannten Wertebereich von α_f kann man in erster Näherung setzen:

$$\cos \alpha_f \approx 1,0 \\ \beta \approx 0.$$

Damit wird

$$Z_G \approx \sin(\gamma - \beta) [x_E - x_S - (z_S - z_E) \sin \alpha_f] + (x_D - x_E) \sin \gamma + (z_D - z_E) \cos \gamma.$$

Aus dieser Gleichung ist sofort ablesbar, daß für

$$\gamma - \beta = 0 \text{ bzw. } z_S - z_E = 0$$

der Einfluß des Winkels α_f zu Null wird. Weiterhin kann man aussagen, daß für

$$\gamma - \beta > 0 \text{ und } z_S - z_E > 0$$

die Normalkraft F_N bei Fahrt bergauf kleiner wird.

Forderung 3:

Beim Befahren von Bodenebenenheiten, die gleichbedeutend mit einer Änderung des Abstands a (vgl. Bild 1) sind, ändern sich die Koordinatendifferenzen $(x_D - x_E)$, $(z_D - z_E)$ usw. nur unwesentlich. Die größte Änderung erfahren die Winkel β und γ . Diese Winkel werden etwa im Bereich

$$\beta \approx 0; \quad \gamma \approx 0$$

liegen. Somit folgt

$$\cos \beta \approx \cos \gamma \approx 1,0.$$

Damit ergibt sich:

$$Z_G \approx \sin(\gamma - \beta) [(x_E - x_S) \cos \alpha_f + (z_S - z_E) \sin \alpha_f] + (x_D - x_E) \sin \gamma + z_D - z_E$$

$$Z_T \approx (x_D - x_E) \sin \beta + z_D - z_E$$

$$N \approx [x_E - x_F - w - \bar{\mu} (z_E - z_F)] \sin(\gamma - \beta) + (1 + \bar{\mu} \sin \beta) [(x_D - x_E) \sin \gamma + z_D - z_E].$$

Aus allen drei Gleichungen ist ersichtlich, daß für

$$\begin{aligned} x_D - x_E &= 0 \\ \beta &= 0 \\ \gamma &= 0 \\ \gamma - \beta &= 0 \text{ (parallele Lage von } \overline{AD} \text{ und } \overline{BE}) \end{aligned}$$

der Einfluß von Bodenebenenheiten verschwindet. Diese Werte sind nach Möglichkeit bei der realen Konstruktion anzustreben.

Forderung 4:

Der Gleitwiderstand tritt nur in N als $\bar{\mu}$ zutage. Man kann feststellen, daß für

$$N \approx [x_E - x_F - w - \bar{\mu} (z_E - z_F)] \sin(\gamma - \beta) + (\cos \beta + \bar{\mu} \sin \beta) [(x_D - x_E) \sin \gamma + (z_D - z_E) \cos \gamma] = 0$$

Selbsthemmung des Schneidwerks auftritt, d. h. die Anpreßkraft F_N wird unendlich groß. Der Einfluß des Gleitwiderstands verschwindet für

$$\begin{aligned} \gamma - \beta &= 0 \\ \beta &= 0 \\ z_E - z_F &= 0. \end{aligned}$$

wovon sich die letzte Forderung konstruktiv nicht verwirklichen läßt.

Fortsetzung auf Seite 549

System von Programmen zur Konzeption von Landmaschinen

Dipl.-Ing. H. Domsch/Dipl.-Ing. A. Rüdiger, KDT/Dipl.-Math. W. Engel/Dipl.-Ing. Hannelore Schönhoff
Forschungszentrum für Mechanisierung der Landwirtschaft Schlieben/Bornim der AdL der DDR

1. Einleitung

Die Entwicklung von Landmaschinen ist ein Prozeß, in dem sich theoretische und experimentelle Untersuchungen gegenseitig ergänzen. Um der Notwendigkeit nach genereller Verkürzung der Entwicklungszeit und Senkung der materiellen Aufwendungen zu entsprechen, ist der experimentelle Entwicklungsanteil, u. a. auch der Bau von Maschinenvarianten, wesentlich zu reduzieren.

Der entscheidende Lösungsweg zur Erfüllung dieser Forderung ist die zunehmende Nutzung von Rechenanlagen, die Anwendung des rechnergestützten Konstruierens und Konzipierens. Die Berechnung einer Auswahl sinnvoller Konzeptionsvarianten ermöglicht vorab eine Bewertung und damit eine Einschränkung experimentell zu untersuchender Varianten.

Die zumeist geringen Kenntnisse über die Größe der Aktionskräfte im Konzeptionsstadium lassen auch bei Anwendung umfangreicher dynamischer Modelle nur bedingt wahre Ergebnisse erwarten. Die Nutzung statischer Modelle in dieser Entwicklungsstufe führt zu ausreichend genauen Aussagen bei einem wesentlich reduzierten Aufwand bei der Berechnung sowie bei der Ermittlung der Recheneingabedaten. Aufgrund des geringeren Umfangs dieser Modelle sind die Nutzung von Kleinrechenanlagen und damit der breite Einsatz solcher Modelle möglich.

Zur Berechnung der wichtigsten kinetischen und fahrkinematischen Bewertungsparameter eines mehrgliedrigen Traktor-Landmaschinen-Aggregats (TLA), z. B. Traktor K-700, Gelenkpflug B 550, Saatbettbereitungsgerät B 601, wurde eine Reihe von Rechenprogrammen auf der Grundlage statischer Modelle für den Kleinrechner KRS 4200 erarbeitet. Diese Programme sind für eine größere Anzahl ähnlicher TLA anwendbar.

2. Kinetische Modelle zur Berechnung von Traktor-Landmaschinen-Aggregaten

2.1. Allgemeines

Aus der Kenntnis der räumlichen Kräfte an den Stützrädern bzw. -flächen eines gegebenen TLA läßt sich unter Berücksichtigung der Ver-

formung des Bodens durch die Radkräfte die Lageänderung des TLA in bezug zu einer Normallage bestimmen. Durch Variantenberechnungen mit verschiedenen Aktionskräften (Werkzeugkräften) bzw. mit verschiedenen Kraftangriffspunkten innerhalb des real zu erwartenden Bereichs lassen sich die im Betriebszustand auftretenden Kraftschwankungen und in der Folge Lageänderungen ermitteln. Dadurch ist eine Bewertung der Führung des TLA möglich. Bei neu zu entwickelnden TLA ist durch eine Variantenrechnung mit verschiedenen Stützradlagen oder verschiedenen Kopplungssystemen zwischen Traktor und Landmaschine die Bestimmung optimaler Konzeptionsvarianten bezüglich Größe und Gleichmäßigkeit der Kräfte bei Aktionskraftschwankungen möglich.

Mit Hilfe von statischen Modellen ermittelte Stützradkräfte sind geeignet, Vorhersagen über die Führung eines TLA abzuleiten bzw. diesbezügliche Vergleiche zwischen verschiedenen TLA durchzuführen. Sie sind als Grundlage für Festigkeitsberechnungen bzw. für Stabilitätsuntersuchungen nicht geeignet. Für diese Zielstellung müssen dynamische Modelle entworfen werden.

Um sich den spezifischen Anforderungen an ein Traktor- bzw. Gerätemodell und den Möglichkeiten des Kleinrechners anzupassen, wird das TLA durch zwei Teilmodelle beschrieben. Der Zusammenhang zwischen den beiden Teilmodellen wird durch die Kräfte und Momente an einem idealisierten Kopplungspunkt zwischen Traktor und Landmaschine gewährleistet. Sie werden mit Hilfe des Gerätemodells bestimmt und sind die Eingangsgrößen für das Traktormodell.

2.2. Programm zur kinetischen Untersuchung eines mehrgliedrigen Geräts (Gelenkpflug)

Grundbaustein des Modells ist ein Geräteteil, an dem 10 Aktionskräfte sowie Kräfte und Momente eines vorgeordneten Geräteteils angreifen können. Zur Abstützung dieser Kräfte dienen bis zu drei vertikale Stützelemente, ein horizontales Stützelement sowie ein Kopplungspunkt zum nachgeordneten Geräteteil (Gelenk) oder zum Traktor (Bild 1). Durch

Aneinanderreihung dieser Grundbausteine kann ein ein- bis dreigliedriges Gerät, d. h. z. B. ein starrer Pflug bzw. ein Pflug mit zwei Horizontalgelenken, berechnet werden. Die Art der Kopplung zwischen Traktor und Gerät, d. h. Anbau-, Aufsattel- oder Anhängesystem, wird im Modell berücksichtigt.

Das Gleichungssystem für das Modell ergibt sich aus den Gleichgewichtsbeziehungen der drei räumlichen Kräfte und Momente und Hilfsbeziehungen an den Koppel- und Gelenkpunkten.

Die Lösungsmatrix besteht aus 35 Zeilen und 30 Spalten und enthält alle Gleichungen für beliebige Konzeptionsvarianten. Durch einen zusätzlichen Eingabebefehl zur Streichung der nicht benötigten Zeilen und Spalten wird für die Rechnung die jeweils gültige quadratische Lösungsmatrix zusammengestellt.

Als Eingabedaten werden im wesentlichen die Ortskoordinaten aller Aktions- und Reaktionskräfte (x_i, y_i, z_i), die Größe der Aktionskräfte F_{ij} sowie die Roll- bzw. Reibwiderstandsbeiwerte für die Stützelemente ($\mu_{iR}, \mu_{iS}, \mu_{iT}$) benötigt. Ausgedrückt werden die Kräfte an den Stützelementen ($F_{iA}, F_{iR}, F_{iS}, F_{iT}$) sowie die Kräfte und Momente an dem Kopplungs- bzw. Gelenkpunkt jedes Gliedes (F_{iK}, M_{iK}).

2.3. Programm zur kinetischen Untersuchung von Traktoren

Entsprechend der wachsenden Bedeutung allradgetriebener Traktoren mit Knicklenkung als Zugmittel für neue Bodenbearbeitungsgeräte wurde das Modell für diese Traktortypen abgeleitet (4 gleichgroße getriebene Räder, kein Achs- bzw. Zwischenachsdifferential, frei bewegliches Längsgelenk zwischen dem vorderen und hinteren Traktorteil, Knicklenkung). Ziel der kinetischen Untersuchungen am Traktor ist die Ermittlung der an den Rädern auftretenden Stützkräfte (Reaktionskräfte), ausgehend von den am Traktor angreifenden Aktionskräften, der Traktorgewichtskraft und der aus den Zusatzmassen resultierenden Gewichtskraft (unter Beachtung der Fahrbahnneigungswinkel) sowie den am idealisierten Kopplungspunkt wirkenden Kraft- und Momentenkomponenten. Dabei sind an jedem Rad folgende Stützkräfte zu berücksichtigen (Bild 2):

- Stützkräfte in Fahrtrichtung [Triebkraft als Differenz der Umfangs- (F_{Uij}) und Rollwiderstandskraft (W_{ij})]
- Stützkräfte quer zur Fahrtrichtung [Seitenkräfte (Q_{ij})]
- Stützkräfte vertikal zur Fahrbahn [Radlast (F_{ij})].

Bei der Erarbeitung des Lösungsalgorithmus waren deshalb die wechselseitigen Abhängigkeiten der Radkraftkomponenten in geeigneter Weise zu berücksichtigen. In Voruntersuchungen wurden dazu aus verschiedenen Veröffentlichungen funktionelle Abhängigkeiten der Radkräfte von Haupteinflußgrößen für zwei repräsentative landwirtschaftliche Fahrbahnen (Stoppelacker, Saatbett) formuliert. Im wesentlichen sind dies:

- Umfangskraft als Funktion
 - der Radlast
 - des Schlupfes

Fortsetzung von Seite 548

Zusammenfassend kann man feststellen, daß die Forderung

$$\gamma - \beta = 0,$$

d. h. parallele Lage beider Lenker, sehr häufig angesprochen wird. Sie ist demzufolge bei der realen Konstruktion vordringlich anzustreben. Der Wert kann auch etwas größer als Null sein.

6. Zusammenfassung

Für ein ausgewähltes Konstruktionsprinzip der Aufhängevorrichtung eines bodenkopierenden Schneidwerks konnte gezeigt werden, daß nach Aufstellung der Kräftegleichungen eine ziel-

gerichtete Bearbeitung im Hinblick auf die im Abschn. 2 aufgeführten Anforderungen möglich ist. Die gezielte Ausdeutung der Gleichungen bringt eine rasche und gute Annäherung an das gewünschte Ergebnis in Übereinstimmung mit den konstruktiven Möglichkeiten an Schneidwerk und Grundmaschine. Die Brauchbarkeit der gefundenen Lösung muß durch eine ausführliche rechnerische Untersuchung, die die gesamte Palette aller möglichen variablen Größen erfaßt, nachgewiesen werden. In der beschriebenen Art und Weise lassen sich alle möglichen Varianten von Aufhängungen für bodenkopierende Schneidwerke untersuchen und im Laufe der Zeit in einem Lösungskatalog zusammenstellen.

A 3470