

#### 4. Differentialgleichungen des Schwingungsmodells

Die Bewegungen des Modells werden durch gewöhnliche Differentialgleichungen beschrieben. Sie wurden nach d'Alembert über Gleichgewichtsbetrachtungen erstellt. Auf das entstandene System von gekoppelten Differentialgleichungen wirkt die Fahrbahn als Störung. Folgende generalisierte Koordinaten wurden verwendet:

- Vertikalbewegungen der vier Radmittelpunkte
- Horizontalbewegung des Gesamtschwerpunkts
- Drehbewegungen der vier Radnaben
- Drehbewegung des Antriebsmotors
- Drehbewegung der getriebeseitigen Kupplungshälfte (ist nur bei rutschender Kupplung von der Drehbewegung des Antriebsmotors verschieden).

Vor der rechnerischen Untersuchung mußten die schwingungstechnischen Parameter festgelegt werden. Die Ermittlung der Elastizität, der Drehträge und des Übersetzungsverhältnisses des Antriebs erfolgten rechnerisch nach Zeichnungsunterlagen, die Festlegung des Getriebedämpfungswiderstands, des Rollwiderstandsbeiwerts und der Schlupfcharakteristik nach Angaben aus der Fachliteratur. Die weiteren Werte wurden experimentell bestimmt, außerdem der Verlauf der linken und rechten Fahrbahn. Aus dem aufgezeichneten Höhenverlauf wurden manuell die Fahrbahnkrümmungsradien ermittelt.

Bei der Bestimmung der abschnittsweise geltenden Federkonstanten der Reifen wurde festgestellt, daß sie vom Reifennendruck, von der Fahrbahnkrümmung, von der Schwingfrequenz und von der Rollgeschwindigkeit abhängen. Die tangentialen Federkonstanten werden ebenfalls durch Reifennendruck, Fahrbahnkrümmung, Schwingfrequenz sowie Normalkraft des Rades beeinflusst. Die Dämpfungswiderstände des Reifens zeigten eine starke Frequenzabhängigkeit.

Die Lösung des Systems von Differentialgleichungen erfolgte für einige Varianten mit einem digitalen Simulationsprogramm [20].

#### 5. Vergleich zwischen Rechnung und Messung

Um die Güte des abgeleiteten Fahrzeug-Fahrbahn-Modells nach Bild 4 beurteilen zu können, erfolgte eine experimentelle Überprüfung der Rechenergebnisse. Für das beschriebene Gesamtmodell wurde dabei im Bild 6 gezeigte Fahrbahn zugrunde gelegt. Die theoretisch und experimentell ermittelten Vertikal- und Horizontalkräfte  $F_{y17}$  und  $F_{x17}$  (Bild 4) an der Achse eines landwirtschaftlichen Fahrzeugs sind im Bild 7 dargestellt. Man kann erkennen, daß die theoretischen Ergebnisse mit den experimentellen Werten genügend genau übereinstimmen.

Das bedeutet, daß das abgeleitete Fahrzeug-Fahrbahn-Modell zur Bestimmung der Kräfte und Bewegungen eines landwirtschaftlichen Fahrzeugs beim Überfahren von großen Fahrbahnebenen geeignet ist. Somit können die Endwerte von Lastkollektiven theoretisch bestimmt und quasistatische Berechnungen an Tragwerken vorgenommen werden. Bei dieser Berechnung kann man den zeitlichen Zusammenhang einzelner Belastungskomponenten berücksichtigen.

Außerdem ist es auch möglich, den errechneten Belastungsverlauf zu klassieren. Das Klassierergebnis kann ein eigenes Kollektiv bilden und in das Lebensdauer-Lastkollektiv eingehen.

#### 6. Zusammenfassung

Erarbeitet wurde ein Fahrzeug-Fahrbahn-Modell mit dem viele landwirtschaftliche Fahrzeuge bei der Überfahrt großer Fahrbahnebenen nachgebildet werden. Mit dem Modell können die Bewegungs- und Belastungsgrößen dieser Fahrzeuge hinreichend genau bestimmt werden.

#### Literatur

- [1] Mitschke, M.: Dynamik der Straßenfahrzeuge Verlag Springer 1972.
- [2] Gauß, F.; Isermann, H.: Wanken und Kippen von Sattelfahrzeugen. ATZ 76 (1974) S. 73—78.
- [3] Gnadler, R.: Das Fahrverhalten von Kraftfahrzeugen bei instationärer Kurvenfahrt mit verschiedener Anordnung der Hauptträgheitsachsen und der Rollachse. TH Karlsruhe, Dissertation 1971.
- [4] Hlawitschka, E.: Beitrag zur Berechnung und Messung vertikaler und horizontaler Radkräfte an

Traktoren beim Überrollen von Einzelhindernissen. Universität Rostock, Dissertation 1969.

- [5] Laszabny, N. A.: Osnovnye konstruktivnye parametry, vlijajuschie na plavnostchoda zernogo kombajna. Traktory i sel'chozmašiny (1971) H. 4, S. 25—27.
- [6] Mitschke; Beermann; Helms: Fahrsicherheit und Straßenschonung von ungefederten Fahrzeugen. Dt. Kraftfahrtforschung, H. 208.
- [7] Rehkugler, G. E.: Dynamic Analysis of Automatic Control of Combine Header Height. Transactions of the ASAE (1970) S. 225—231.
- [8] Dromasko, V. N.: Rascet pokazatelej plynosti choda kolesnyh traktorov s po dressorenyim ostovom. Traktory i sel'chozmašiny 38 (1968) H. 9, S. 16—18.
- [9] Hudson; Diener; Dubbe: Development of Simplified Equations for Simulation of Traktor Response to Dynamic Trailing Loads. Transactions of the ASAE 16 (1973), S. 862—868.
- [10] Jacenko, Schupljahov: Peremennaja nagruženost transmissii avtomobilja. Avtomobilnaja promyslennost (1969) H. 5, S. 15—18.
- [11] Koch; Burhele; Marley: Verification of a Mathematical Model to Predict Tractor Tipping Behavior. Transactions of the ASAE 13 (1970) S. 67—72, 76.
- [12] Kraus: Entwicklungstendenzen heutiger Kraftfahrzeugkupplungen. ATZ 71 (1969) S. 321—328.
- [13] Kühlborn, H.: Ein Beitrag zum Drehschwingungsverhalten des Systems Ackerschlepper-Landmaschinen. TU Berlin, Dissertation 1970.
- [14] Smith; Liljedahl: Simulation of Rearward Overturning of Farms Tractors. Transactions of the ASAE 15 (1972) S. 818—821.
- [15] Coenenberg, H. H.: Zum Verhalten der Kupplung im Schleppertriebwerk. TH Braunschweig, Dissertation 1962.
- [16] Glaubitz, H.: Das Kraftfahrzeugtriebwerk als Drehschwingungssystem. Konstruktion 10 (1958) S. 233—243.
- [17] Pershing; Yoerger: Simulation of Tractors for Transient Response. Transactions of the ASAE 12 (1969) S. 715—719.
- [18] Soucek, R.: Modellierung der Fahrt selbstfahrender Landmaschinen. Vortrag, gehalten auf dem 2. Kolloquium Zuverlässigkeit und ökonomischer Materialeinsatz bei Landmaschinen vom 10. bis zum 14. September 1973 in Brielow.
- [19] Hofmann, K.; Müller, H.: Vertikal- und Horizontalkräfte an luftbereiften Rädern beim Überfahren von Hindernissen. agrartechnik 24 (1974) H. 3, S. 148—151.
- [20] Arndt; Langer: DIGSIM — ein Programm zur digitalen Simulation und Optimierung verfahrenstechnischer Systeme. Chem. Techn. 14 (1972) S. 199—201.

A 1474

## Hydrostatische Lenkung von Fahrzeugen

Dipl.-Ing. F. Seidel, KDT, VEB IRZ Karl-Marx-Stadt, Betrieb des VEB Kombinat ORSTA-Hydraulik

### 1. Aufbau und Wirkungsprinzip hydrostatischer Lenksysteme

In den letzten Jahren setzten sich aufgrund ihrer Vorzüge zunehmend die gestängelten hydrostatischen Lenksysteme durch. So werden gegenwärtig selbstfahrende Landmaschinen, wie die Mährescher E 512 und E 516, der Schwadmäher E 301, der Feldhäcksler E 280, aber auch Traktoren, Bau- und Straßenbaumaschinen, Lader, Stapler und Mobilkrane mit hydrostatischen Lenksystemen ausgerüstet.

Der prinzipielle Aufbau eines hydrostatischen Lenksystems ist im Bild 1 dargestellt. Die für den Lenkvorgang benötigte Servoenergie wird von einer motorgetriebenen Hydraulikpumpe als Druckölstrom bereitgestellt und einem

Lenkaggregat zugeführt. Das Lenkaggregat, mit dem das Lenkrad mechanisch verbunden ist, bildet das Kernstück eines derartigen Lenksystems. In ihm wird der zugeführte Ölstrom während der Lenkpausen drucklos in den Ölbehälter zurückgeführt, beim Lenkvorgang aber als Stellvolumen in Abhängigkeit von der Lenkraddrehrichtung und -drehgeschwindigkeit über Steuerrollleitungen auf einen Lenkzylinder geleitet. Dieser führt unter der Wirkung des von der Hydraulikpumpe erzeugten Stelldrucks eine Hubbewegung aus, die auf die Spurstangenhebel der zu lenkenden Räder wirkt und deren Lenkausschlag hervorruft.

Die Proportionalität von Lenkraddrehwinkel und Lenkzylinderhub wird erreicht, indem das Stellvolumen ein im Lenkaggregat enthaltene

Verdrängersystem durchströmt, das als Meßmotor arbeitet und eine dem durchfließenden Volumen proportionale Drehung ausführt. Diese Drehung wird mit der eingeleiteten Lenkraddrehung im Steuerventil des Lenkaggregats verglichen, das letztlich den Stellstrom solange zum Lenkzylinder steuert, bis Übereinstimmung von Lenkrad- und Meßmotordrehung herrscht.

Bei fehlender Servoenergie, z. B. bei Motorstillstand während des Anschleppens, ist manuelle Lenkung möglich. Dabei arbeitet das im Lenkaggregat enthaltene Verdrängersystem als Pumpe, die über das Lenkrad manuell vom Fahrer angetrieben wird. Die Pumpe erzeugt einen Stelldruck und fördert ein dem Lenkraddrehwinkel proportionales Stellvolumen vom

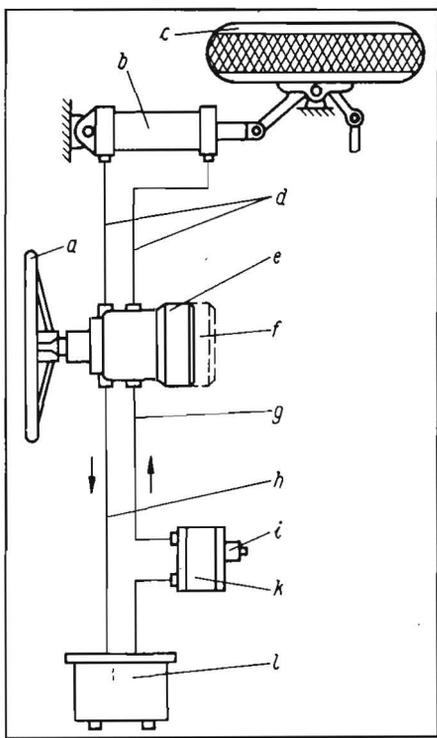


Bild 1. Prinzipieller Aufbau einer hydrostatischen Lenkeinrichtung; a Lenkrad, b Lenkzylinder, c zu lenkendes Rad, d Steuerölleitungen, e Lenkaggregat ohne Übersetzungsänderung, f Lenkaggregat mit Übersetzungsänderung, g Druckleitung, h Rücklaufleitung, i Antrieb (z.B. vom Motor) k Druckölpumpe, l Ölbehälter

Lenkaggregat zum Lenkzylinder zu dessen Betätigung. Der Übergang von Servolenkung auf manuelle Lenkung erfolgt automatisch ohne jedes Zutun des Fahrers und ohne Lenkunterbrechung. Derartige Lenksysteme werden auch als vollhydraulische Lenksysteme bezeichnet [1].

## 2. Typenreihen hydrostatischer Lenkaggregate

Von der Hydraulikindustrie der DDR werden zur Realisierung hydrostatischer Lenkanlagen zwei standardisierte Typenreihen von Lenkaggregaten hergestellt:

- Lenkaggregate ohne Übersetzungsänderung [2]
- Lenkaggregate mit Übersetzungsänderung [3].

Der grundsätzliche Aufbau, das Wirkungsprinzip sowie die mechanischen und hydraulischen Anschlußmaße der Lenkaggregate beider Typenreihen sind einander gleich und entsprechen den o.g. Darlegungen. Auf die Unterschiede im Funktionsverhalten wird nachfolgend eingegangen.

## 3. Funktionsverhalten der Lenkaggregate

### 3.1. Lenkaggregate ohne Übersetzungsänderung

Das Funktionsverhalten von Lenkaggregaten ohne Übersetzungsänderung ist dadurch gekennzeichnet, daß das geometrische Verdrängungsvolumen sowohl bei Servolenkung wie auch bei manueller Lenkung eine konstante Größe ist. Daraus folgt, daß in beiden Betriebsarten das Verhältnis zwischen Lenkraddrehwinkel und Radeinschlagwinkel, d.h. das Lenkübersetzungsverhältnis, theoretisch gleich bzw. unverändert ist. Dieses Funktions-

verhalten entspricht den allgemein üblichen Eigenschaften von rein mechanischen oder Hilfskraftlenkungen aller Art.

Die Typenreihe der Lenkaggregate ohne Übersetzungsänderung umfaßt nach TGL 21534 (Entwurf v. Sept. 76) die Nenngrößen 63, 80, 100, 125, 160, 250, 320 und 500. Die Nenngrößenbezeichnung gibt die Größe des geometrischen Verdrängungsvolumens des im Lenkaggregat enthaltenen Verdrängersystems und damit zugleich annähernd die Größe des je Lenkradumdrehung an den Lenkzylinder abgegebenen Stellvolumens in  $\text{cm}^3/\text{an}$ .

### 3.2. Lenkaggregate mit Übersetzungsänderung (LAÜ)

Das Funktionsverhalten von Lenkaggregaten mit Übersetzungsänderung ist dadurch gekennzeichnet, daß das geometrische Verdrängungsvolumen und damit das je Lenkradumdrehung abgegebene Stellvolumen bei Servolenkung und bei manueller Lenkung unterschiedlich ist. Daraus resultiert eine Lenkübersetzungsänderung, d. h. für den vollen Radeinschlag sind im manuellen Lenkbetrieb mehr Lenkradumdrehungen als bei der Servolenkung erforderlich. Konstruktiv werden die unterschiedlichen Verdrängungsvolumen dadurch erreicht, daß das Verdrängersystem unterteilt ist. Bei der Servolenkung ist der Gesamtverdränger, bei manueller Lenkung nur ein Teil des Verdrängers mit einem relativ kleinen Verdrängungsvolumen wirksam.

Der Übergang von Servolenkung auf manuelle Lenkung und umgekehrt erfolgt auch bei dieser Typenreihe in Abhängigkeit vom Servoöl Druck automatisch ohne Zutun des Fahrers und ohne Lenkkräftunterbrechung einschließlich der inneren Umschaltung des Verdrängersystems, d. h. der Übersetzungsänderung.

Entsprechend TGL 21535/02 sind LAÜ in folgenden Nenngrößen standardisiert:

- NG 160/80 (Übersetzungsänderung  $i \approx 2$ )
- NG 250/80 (Übersetzungsänderung  $i \approx 3,1$ )
- NG 320/80 (Übersetzungsänderung  $i \approx 4$ )

Die Zahlen geben das auf eine Lenkradumdrehung bezogene Nenn-Verdrängungsvolumen in  $\text{cm}^3/\text{an}$ , wobei die erste Zahl für die Servolenkung, die zweite für die manuelle Lenkung gilt.

Man erkennt, daß die LAÜ bei manueller Lenkung ein einheitliches Verdrängungsvolumen von rd.  $80 \text{ cm}^3$  aufweisen, wogegen bei Servolenkung je nach Nenngröße Verdrängungsvolumen von 160, 250 oder  $320 \text{ cm}^3$  wirksam sind.

Die Größe der Übersetzungsänderung ergibt sich als Quotient aus den beiden Verdrängungsvolumen. Bei einem LAÜ 250/80 liegt demzufolge eine theoretische Übersetzungsänderung von rd. 3,1 vor.

Infolge der Übersetzungsänderung ergeben sich Verbesserungen bei der manuellen Lenkung bezüglich des Lenkvermögens, d. h. des Lenkkräftaufwands und der erreichbaren Stelldrücke.

## 4. Lenkkräftaufwand und Stelldruck im Servolenkbetrieb

Bei den in der DDR produzierten Lenkaggregaten mit und ohne Übersetzungsänderung ist das am Lenkrad aufzubringende Betätigungsmoment kleiner als  $5 \text{ N} \cdot \text{m}$ . Es ist unabhängig von der Nenngröße des Lenkaggregats und vom Lenkwiderstand. Für normale Lenkräder bedeutet das eine Lenkkräft unter  $10 \text{ N}$  ( $\approx 1 \text{ kp}$ ) am Lenkradumfang und damit eine sehr leichte Betätigung.

Der im Lenkzylinder wirksam werdende Stelldruck kann Werte bis zum Nenndruck der Lenkaggregate ( $16 \text{ MN/m}^2$ ) annehmen. Mit derartigen Stelldrücken lassen sich im Zusammenwirken mit der Auslegung der Lenkanlage sehr hohe Lenkwiderstände überwinden. Häufig reicht es daher aus, die Lenkanlagen mit niedrigeren Stelldrücken zu nutzen.

## 5. Lenkkräftaufwand und Stelldruck im manuellen Lenkbetrieb

Bei manueller Lenkung, d. h. ohne Möglichkeiten zur Ausnutzung von Servoenergie, bestimmt das vom Fahrer am Lenkrad aufgebraachte Lenkmoment die Größe des Stelldrucks. Das Lenkmoment  $M$  in  $\text{N} \cdot \text{m}$  ergibt sich als Produkt aus der tangential am Lenkradumfang wirkenden Lenkkräft  $P$  in  $\text{N}$  und dem Radius des Lenkrades  $r$  in  $\text{m}$ .

$$M = P \cdot r \quad (1)$$

Als maximal vom Fahrer aufbringbares Lenkmoment wird  $M = 125 \text{ N} \cdot \text{m}$  angesehen. Dies entspricht einer am Lenkradradius von  $0,25 \text{ m}$  wirkenden Handkräft von  $500 \text{ N}$  ( $\approx 50 \text{ kp}$ ).

Der erzielbare Stelldruck ergibt sich aus der Beziehung

$$p = (K/100)M; \quad (2)$$

$p$  Stelldruck bei manuellem Lenkbetrieb in  $\text{MN/m}^2$

$M$  manuell am Lenkrad aufgebraachtes Lenkmoment in  $\text{N} \cdot \text{m}$

$K$  Faktor in  $\text{MN/N} \cdot \text{m}^3$ .

Der Faktor  $K$  ist abhängig von Typ und Nenngröße des Lenkaggregates.

### 5.1. Lenkaggregate ohne Übersetzungsänderung

Entsprechend [2] gelten für den Faktor  $K$  die in Tafel 1 zusammengestellten Werte.

Mit diesen  $K$ -Werten und einem manuellen Lenkmoment von  $M = 125 \text{ N} \cdot \text{m}$  ergeben sich nach Gleichung 2 die in Tafel 2 angegebenen maximalen Stelldrücke.

Die Nenngrößen 320 und 500 sind nach [2] für eine manuelle Lenkung ungeeignet. Die mit ihnen aufbringbaren Stelldrücke liegen mit  $1,7 \text{ MN/m}^2$  bzw.  $1,0 \text{ MN/m}^2$  zu niedrig.

Tafel 1. K-Werte

Lenkaggregat-Nenngröße	63	80	100	125	160	250
K-Wert in $\text{MN/N} \cdot \text{m}^3$	$\approx 6,8$	$\approx 5,6$	$\approx 4,4$	$\approx 3,4$	$\approx 2,8$	$\approx 1,7$

Tafel 2. Stelldrücke bei  $M = 125 \text{ N} \cdot \text{m}$

Lenkaggregat-Nenngröße	63	80	100	125	160	250
Stelldruck in $\text{MN/m}^2$	$\approx 8,5$	$\approx 7,0$	$\approx 5,5$	$\approx 4,2$	$\approx 3,5$	$\approx 2,1$

Tafel 3. Stelldruckvergleich

Lenkaggregat-Nenngröße	Stelldruck bei $M = 125 \text{ N} \cdot \text{m}$ $\text{MN/m}^2$	Stelldruck-Steigerungsfaktor
160	3,5	—
160/80	6,25	1,8
250	2,1	—
250/80	6,25	3,0
320	1,7	—
320/80	6,25	3,7

## 5.2. Lenkaggregate

### mit Übersetzungsänderung

Der erzielbare Stelldruck mit LAÜ errechnet sich ebenfalls nach Gleichung 2. Entsprechend [3] ist dabei für alle Nenngrößen der Faktor  $K \approx 5,0$  einzusetzen. Mit dem der Tafel 2 zugrunde gelegten Lenkmoment von  $125 \text{ N} \cdot \text{m}$  ergibt sich für alle LAÜ-Nenngrößen ein Stelldruck von

$$p = (5/100) \cdot 125 = 6,25 \text{ MN/m}^2.$$

Dieser Stelldruck ist ganz erheblich höher als der mit Lenkaggregaten ohne Übersetzungsänderung der NG 160, 250 und 320 aufbringbare. Tafel 3 weist aus, daß die Stelldruckverbesserungen durch LAÜ das 1,8- bis 3,7fache betragen.

## 6. Erweiterung des Lenkvermögens durch Lenkaggregate mit Übersetzungsänderung

Bei Servolenkung weisen die Lenkaggregate beider Typenreihen aufgrund der Stelldrücke bis zu  $16 \text{ MN/m}^2$  ein sehr hohes und praktisch allen Ansprüchen gerecht werdendes Lenkvermögen auf. Anders dagegen ist das Verhalten bei manueller Lenkung, das zwar weniger häufig auftritt, aber dennoch aus Sicherheitsgründen besonders zu berücksichtigen ist. Hierbei lassen sich mit bisherigen Lenksystemen in etwa nur die in Tafel 2 angegebenen Stelldrücke aufbringen. Mit diesen gegenüber der Servolenkung wesentlich verringerten Stelldrücken können naturgemäß auch nur im gleichen Verhältnis verringerte Lenkwiderstände überwunden werden.

Diese Einschränkung der manuellen Lenkfähigkeit ist eine allgemeine Erscheinung aller Servo- und Hilfskraftlenksysteme, also nicht nur der hier behandelten hydrostatischen Lenkungen.

Je größer die Leistungsfähigkeit eines Servolenksystems ist, um so geringer ist die Möglichkeit, ein Fahrzeug bei Ausfall der Servoenergie manuell zu lenken.

Eine gewisse Minderung des manuellen Lenkvermögens kann im allgemeinen in Kauf genommen werden, wenn von der Annahme ausgegangen wird, daß während der manuellen Lenkung nicht die mit Sicherheiten ausgelegten maximalen Stelldrücke der Servolenkung erforderlich sind. Ein zu stark eingeschränktes manuelles Lenkvermögen bringt jedoch eine Reihe von Nachteilen, Mängeln und Gefahren für Mensch und Fahrzeug mit sich, wie

- großer Lenkkräftaufwand
- schnelle Ermüdung und Überforderung der Fahrer
- eingeschränkte Manövrierfähigkeit
- geminderte Lenkgenauigkeit
- Behinderung im öffentlichen Verkehrsraum
- beschränkte Abschleppentfernungen
- geringe Abschleppgeschwindigkeit
- Unmöglichkeit des Lenkens bereits bei normalen oder geringfügig erhöhten Lenkwiderständen
- Unfallgefahr bei plötzlichem Ausfall der Servowirkung.

Eine Verbesserung des manuellen Lenkvermögens ist deshalb bei Lenkaggregaten ab Nenngröße 160 sehr vorteilhaft bzw. notwendig.

Wie sich zeigt, läßt sich das manuelle Lenkvermögen im wesentlichen nur durch eine Vergrößerung des Lenkübersetzungsverhältnisses gegenüber der Servolenkung verbessern. Dieser Weg ist aber für die bisher bekannten Lenksysteme, die sämtlich keine Übersetzungsänderung ermöglichen, nicht gangbar.

Einen Ausweg aus dieser Situation bieten erstmalig die Lenkaggregate mit Übersetzungsänderung nach TGL 21535/02. Sie gewährleisten beim Übergang von Servolenkung auf manuelle Lenkung eine automatische Vergrößerung des Lenkübersetzungsverhältnisses. Damit erhöhen sich die manuell ausübenden Stelldrücke gegenüber bisher bekannten Lenksystemen etwa um den Faktor der Übersetzungsänderung bzw. vermindern sich die Handlenkkräfte dazu im umgekehrten Verhältnis bei gleichen Stelldrücken.

Lenkaggregate mit Übersetzungsänderung verbessern das ab Nenngröße 160 stark geminderte manuelle Lenkvermögen erheblich. Sie tragen zur Beseitigung der vorstehend genannten Nachteile bisheriger Servolenksysteme und damit zur Steigerung der Sicherheit der damit ausgerüsteten Fahrzeuge wesentlich bei.

Lenkaggregate mit Übersetzungsänderung wurden erstmalig zur Leipziger Frühjahrsmesse 1975 ausgestellt. Sie besitzen das Gütezeichen „Q“ und wurden anlässlich der Leipziger Frühjahrsmesse 1976 mit einer Goldmedaille ausgezeichnet. Die Lenkanlage des hochproduktiven Mähreschers E 516 ist z. B. mit einem Lenkaggregat mit Übersetzungsänderung der Nenngröße 160/80 ausgerüstet.

## Literatur

- [1] Freist, M.; Barrakewitsch, H.; Trommler, J.: Vollhydraulische Fahrzeuglenkungen. Kraftfahrzeugtechnik (1972) H. 7, S. 212—215.
- [2] TGL 21534 Lenkaggregate (Ausgabe v. Dez. 1972) bzw. Lenkaggregate ohne Übersetzungsänderung (Entwurf v. Sept. 1976).
- [3] TGL 21535/02 Lenkaggregate mit Übersetzungsänderung (Entwurf v. Jan. 1976). A 1507

# Die Ausbildung auf dem Gebiet der Landmaschinentechnik an der Ingenieurhochschule Berlin-Wartenberg

Dozent Dr.-Ing. P. Jakob, KDT/Dr.-Ing. G. König, KDT/Dr.-Ing. K. Queitsch, KDT, Ingenieurhochschule Berlin-Wartenberg

## 1. Stellung der Landmaschinentechnik in der Ausbildung

Die Ingenieurhochschule Berlin-Wartenberg bildet in der Grundstudienrichtung Mechanisierung der Landwirtschaft Diplomingenieure in den Fachrichtungen Mechanisierung der Pflanzenproduktion, Mechanisierung der Tierproduktion und Technologie der Instandsetzung aus. Diese haben die Aufgabe, im Schwerpunkt die komplexe Mechanisierung der Pflanzen- und Tierproduktion zu sichern und durchzusetzen. Damit tragen sie entscheidend dazu bei, auf der Grundlage der Beschlüsse von Partei und Regierung den planmäßigen Übergang zu industriemäßigen Produktionsmethoden zu gestalten. Hierfür erwerben sie während der Ausbildung das politische und fachliche Wissen und die Fähigkeiten, um in ihrer künftigen verantwortlichen Tätigkeit mit ihren Arbeitskollegen die den Erfordernissen der weiteren Gestaltung der entwickelten sozialistischen Gesellschaft entsprechenden Aufgaben in der sozialistischen Landwirtschaft der DDR zu meistern.

Die Absolventen der Fachrichtung Mechanisierung der Pflanzenproduktion haben dabei die

technisch-technologische Produktionsvorbereitung und -sicherung, insbesondere die Instandhaltung der landtechnischen Arbeitsmittel als Element der komplexen Grundfondsreproduktion, zu organisieren und zu leiten. Ihre Aufgabengebiete und Verantwortungsbereiche umfassen u. a.:

- Einsatz und Betrieb mobiler und stationärer Landmaschinen bzw. Anlagen
- Instandhaltung landtechnischer Arbeitsmittel
- Konstruktion, Fertigung und Erprobung von Rationalisierungsmitteln.

Daraus ergeben sich sehr hohe Anforderungen an die Diplomingenieure bezüglich ihrer Kenntnisse, Fähigkeiten und Fertigkeiten auf dem Gebiet der Landmaschinentechnik. Die Ausbildung auf diesem Gebiet nimmt deshalb an der Ingenieurhochschule einen entsprechenden Platz ein (Bild 1).

## 2. Ziele und Inhalt der Ausbildung auf dem Gebiet der Landmaschinentechnik

### 2.1. Erziehungs- und Bildungsziele

Im Landmaschinen- und Anlagenpraktikum

werden den Studenten praktische Kenntnisse und Fertigkeiten für die Anwendung moderner Maschinen und Anlagen der industriemäßigen Produktion vermittelt (Tafel 1). Der Erwerb der Bedienungsberechtigung für einige Großmaschinen wird als Voraussetzung bei der Studienbewerbung gefordert, ebenso die Fahrerlaubnis Klasse V. Nur in Ausnahmefällen erfolgt ein Nachholen im Rahmen des Landmaschinen- und Anlagenpraktikums oder der Fahrschule der Ingenieurhochschule. Die Bedienungsberechtigung ist notwendig für die Durchführung des Jugendobjekts „Zentrale Erntetechnik“. In Verbindung mit den Teillehrgebieten „Theorie und Elemente der Landmaschinentechnik“ sowie „Maschinen und Anlagen der Pflanzenproduktion“ wird im Praktikum das fachliche Wissen vermittelt, das zur Ausbildungsberechtigung für ausgewählte Maschinen erforderlich ist. Im Teillehrgebiet „Theorie und Elemente der Landmaschinentechnik“ erhalten die Studenten Kenntnisse über Gesetzmäßigkeiten des Wirkens und Gestaltens von Elementen der Landmaschinentechnik sowie über technische Kennwerte.