

Möglichkeiten und Grenzen der Senkung des Einspeisedrucks für die Kreisberechnungsmaschine „Fregat“

Dr. F. Lohmann, KDT/Dr. F. Weißhaupt/Dr. sc. M. Frielinghaus, Forschungszentrum für Bodenfruchtbarkeit Müncheberg der AdL der DDR

1. Aufgabenstellung

Die hydromotorisch angetriebenen Kreisberechnungsmaschinen „Fregat“ repräsentieren das z. Z. effektivste Berechnungsverfahren in der DDR. Der Hydromotor ist die Ursache für den relativ geringen Energiebedarf an Vergaser- und Dieselmotoren von 1,2 bis 1,5 MJ/mm · ha. Im Vergleich dazu benötigen rollbare Regnerleitungen des Typs RR 1,7 bis 6,0 MJ/mm · ha. Der hohe Bedarf ist im Generator für den Elektroantrieb begründet. Das Kreisberechnungsprinzip verlangt aber einen relativ hohen Einspeisedruck am Hydranten, da große Teile des Berechnungswassers durch die Rohrleitung der Maschine an die Peripherie der Berechnungsfläche transportiert werden müssen. Das ergibt einen hohen Elektroenergieeinsatz an der Pumpstation. Die rollbaren Regnerleitungen benötigen 12,75 MJ/mm · ha, die „Fregat“ dagegen 15,75 MJ/mm · ha. Wenn eine Senkung des Einspeisedrucks in die „Fregat“ möglich wäre, könnte dies nach der Rekonstruktion bzw. beim Neubau von Pumpstationen zu einer Senkung des Energiebedarfs beim Berechnen führen.

2. Grundlagen

Druckabsenkungen dürfen die Funktionssicherheit der Maschine nicht beeinträchtigen. Am letzten Fahrwerk des Typs DM-454-70 muß z. B. ein Druck im Antriebsmedium Wasser von 0,40 MPa zur Verfügung stehen, damit die Regner ordnungsgemäß arbeiten können. Während der Arbeit schwankt der Zylinderinnendruck des Hydromotors nach Angaben der Bedienungsanleitung zwischen 0,10 und 0,30 MPa. Eine Differenz zum maximal möglichen Druck von 0,40 MPa ist erforderlich, um die Drosselwirkung des Regelventils zur Steuerung der Anzahl der Zylinderhübe in der Zeiteinheit zu sichern.

2.1. Ermittlung der Leistungsfähigkeit des Antriebs

Maßstab der Leistungsfähigkeit des Antriebs soll zunächst die vom Hydrokolben des Antriebs auf die Felgen der beiden Fahrwerkkräder übertragene Kraft F_S in N sein. Sie läßt sich auf einfache Art wie folgt ermitteln:

$$F_S = p \cdot A \cdot 0,9 \cdot 2,9; \quad (1)$$

p Wasserdruck im Antriebszylinder in Pa
 A Druckfläche des Hydrokolbens des Antriebs in m^2

0,9 Faktor zur Berücksichtigung der Übertragungsverluste

2,9 Faktor zur Berücksichtigung des Längenverhältnisses der Hebel des Antriebs.

Bei einem Zylinderinnendruck von 0,30 MPa ergibt sich F_S zu 9 294 N.

2.2. Ermittlung des Leistungsbedarfs für den Antrieb

Analog zur Kraft F_S soll Ausdruck des Leistungsbedarfs des Antriebs zunächst die Größe des Fahrwiderstands sein, der hier aus der Summe des Rollwiderstands und des Steigungswiderstands gebildet wird.

Der Rollwiderstand F_R in N ist für das vor- und nachlaufende Rad getrennt zu ermitteln. Folgende Beziehung wird angewendet [1]:

$$F_R = \frac{f}{R_d} F_Q; \quad (2)$$

F_Q Radlast in N

f, R_d Größen zur Berechnung der Lage des Angriffspunktes der resultierenden Bodenwiderstandskraft an der Radfelge nach den Gln. (3) bzw. (4) in m

$$f = \frac{3 \sqrt{D z_0}}{2(n+1)(3-n)}; \quad (3)$$

f waagerechter Abstand zwischen den Loten durch die Radachse und dem Angriffspunkt der resultierenden Bodenwiderstandskraft an der Radfelge in m

z_0 Spurtiefe in m; verwendet wurden Werte nach [2]

D Raddurchmesser in m

n von Besonderheiten des Bodens abhängiger Koeffizient; Ermittlung von [3] nach Tabellen in [1]

$$R_d = \sqrt{R^2 - f^2}; \quad (4)$$

R_d Abstand der Waagerechten durch die Radachse und den Angriffspunkt der resultierenden Bodenwiderstandskraft an der Radfelge in m

R Halbmesser des Rades in m
 f nach Gl. (3).

Der Steigungswiderstand F_{S1} des Fahrwerks der „Fregat“ beträgt im Durchschnitt nach [2] 334 N je Prozent Steigung (für 5% also 1 670 N). Für die Ermittlung des Rollwiderstands wurden schwierigste Fahrbedingungen unterstellt, um den Kraftbedarf des Antriebs in

seiner maximalen Größe sicher zu erfassen. Die Rollwiderstände F_R des vor- und nachlaufenden Fahrwerkkrades ergeben sich so zu insgesamt 6 450 N. Der Fahrwiderstand des Fahrwerks der „Fregat“ kann also als Summe von F_R und F_{S1} 8 120 N erreichen.

2.3. Beurteilung der Leistungsfähigkeit des Fahrwerkantriebs unter schwierigen Einsatzbedingungen

Die quantitative Beurteilung der Leistungsfähigkeit des Fahrwerkantriebs ist als Größenbilanz des Fahrwiderstands und der ihm entsprechenden waagerechten Komponente F_K möglich.

Diese errechnet sich getrennt für das vor- und nachlaufende Rad nach folgender Beziehung:

$$F_K = F_S \frac{R_d}{R}; \quad (5)$$

F_K waagerechte Komponente von F_S in N

F_S nach Gl. (1) in N

R_d nach Gl. (4) in m

R Halbmesser des Rades in m.

Die waagerechte Komponente F_K beträgt in der Summe für das vor- und nachfolgende Rad 8 616 N. Wenn also schwierigste Bodenverhältnisse mit maximal zulässiger partieller Steigung in Bewegungsrichtung des Fahrwerks zusammenreffen, nähert sich der Antrieb seiner Leistungsgrenze. (Es verbleiben hier 8 616 N - 8 120 N = 496 N.) Dies spiegelt sich auch in dem Wasserdruck von 0,28 MPa im Zylinder wider, der dem Fahrwiderstand von 8 120 N entspricht. Unter den unterstellten schwierigen Bedingungen hat der Fahrwerk-antrieb der „Fregat“ keine Reserven.

3. Versuchsergebnisse

Die Angaben der Bedienungsanleitung zur Schwankung des Zylinderinnendrucks zwischen 0,10 und 0,30 MPa decken sich mit eigenen Messungen, in denen, wie Bild 1 zu entnehmen ist, der Einspeisedruck in die Maschine von 0,60 auf 0,25 MPa gesenkt wurde. Bei den Messungen trat auf Ackergras nur ein geringer Rollwiderstand auf, ein Steigungswiderstand war nicht zu überwinden. Den Einspeisedrücken von 0,60, 0,55, 0,50, 0,45 und 0,40 MPa entsprachen unter Berücksichtigung des Höhenunterschieds und der Rohrreibung Drücke im Antriebsmedium am Maschinenende von 0,40, 0,36, 0,32, 0,29 und 0,25 MPa. Bis zu einem Einspeisedruck von 0,40 MPa (\approx 0,25 MPa im Medium am Maschinenende) wurde bei geringer Belastung des Antriebs noch ein Zylinderinnendruck von 0,10 MPa gemessen. Gleichzeitig sank die Anzahl der Arbeitszyklen des Antriebs ab. Bei Einspeisedrücken von weniger als 0,40 MPa arbeitete der Hydroantrieb auch bei geringer Belastung nicht mehr sicher. Beim Überwinden von Hindernissen, wie Bodensenken und Steinen, also bei starker Belastung, stieg bei einem Einspeisedruck von 0,60 MPa (\approx 0,40 MPa im Medium am Maschinenende) der Zylinderinnendruck auf 0,30 MPa. Die Hindernisse wurden überwunden. Bei einem Einspeisedruck von

Fortsetzung von Seite 457

Literatur

- [1] Blumauer, G.: Grundlagen für die Projektierung und Berechnung von Hydraulikanlagen. Berlin: VEB Verlag Technik 1979.
- [2] Will, D.: Ein Beitrag zur Gestaltung und Dimensionierung verlustenergiearmer Hydraulikanlagen unter besonderer Berücksichtigung des Anschaffungspreises und des Materialaufwandes. TU Dresden, Dissertation 1980.
- [3] Ebertshäuser, H.: Grundlagen der Ölhydraulik. Wiesbaden: Krauskopf-Verlag 1973.
- [4] Will, D.: Ermittlung der Druckverluste in hydraulischen Anlagen. Maschinenbautechnik 24 (1975) H. 4, S. 177-182.
- [5] Hydraulische Wegeventile für Unterplattenbau TGL 26223/40. Hrsg.: VEB Kombinat ORSTA-Hydraulik, Leipzig 1979.
- [6] Beitler, G.: Probleme der Druckflüssigkeit. Ölhydraulik und Pneumatik 15 (1971) H. 6, S. 268-269.

A 3388

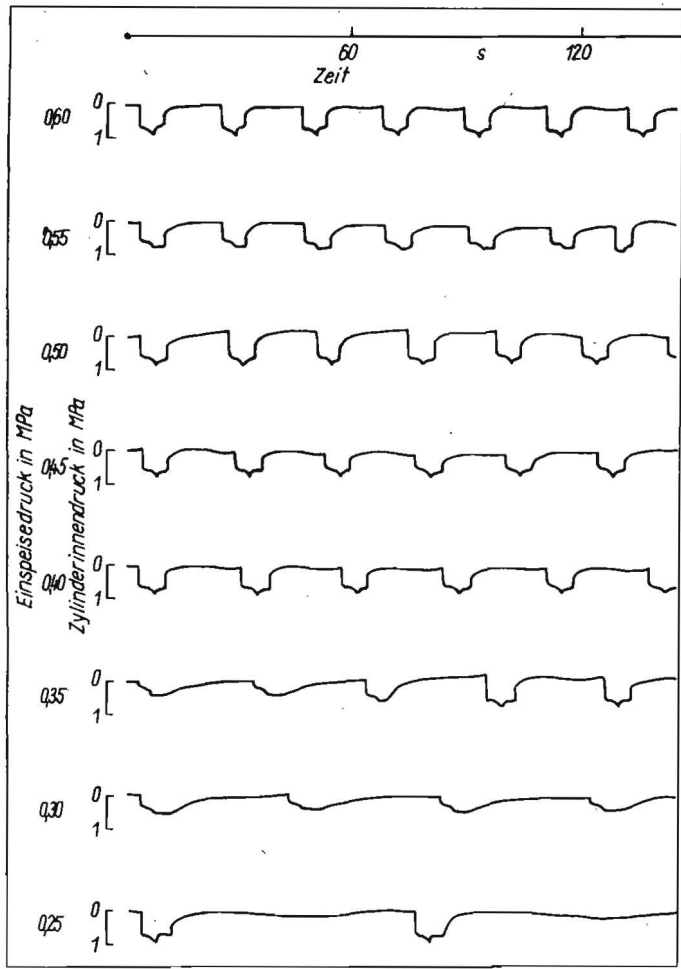


Bild 1
Zusammenhang zwischen Einspeisedruck, Zylinderinnendruck und Anzahl der Zylinderhübe am letzten Fahrwerk

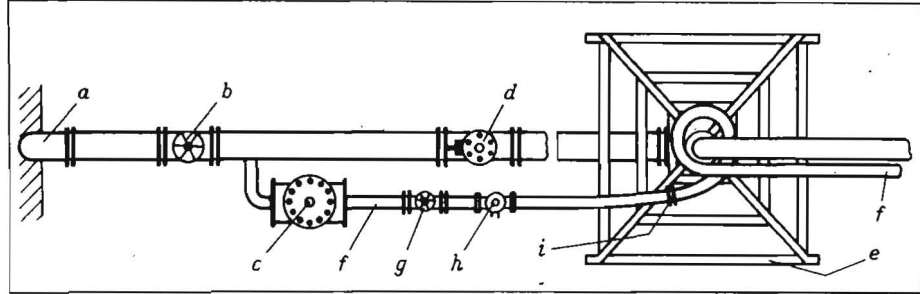


Bild 2
Umbau der Zentralhydranteneinheit zur Trennung des Antriebs vom Beregnungswasser bei gesenktem Einspeisedruck (Draufsicht); a Hydrant, b Hauptschieber, c Hauptfilter zur Antriebswasserreinigung für Schmutzwasser, d Hydroschieber, e starre Stütze, f Versorgungsleitung zum Fahrwerk, g Ventil, h Elektromembranventil, i Bajonettkupplung

0,40 MPa ($\pm 0,25$ MPa im Medium) war ein maximaler Zylinderinnendruck von 0,25 MPa nachweisbar. Die Hindernisse wurden nicht mehr überwunden. Das deckt sich mit den Berechnungen im Abschn. 2. Theoretisch ist daher im diskutierten Fall eine Absenkung des Einspeisedrucks um etwa 15% auf 0,50 MPa möglich. Das entspricht einem Druck im Antriebsmedium von 0,32 MPa. Damit ist allerdings keine maximale Funktionssicherheit des Antriebs auf allen Standorten garantiert.

In der LPG (P) Kanalgebiet Riesa sind einzelne „Fregat“ der Typen DM-454-50/70 und DM-394-55 zur Rekonstruktion eines älteren Beregnungsgebiets (weitgehend ebener Standort ohne Hindernisse) eingesetzt. An den Hydranten stehen nur Einspeisedrücke von 0,40 bis 0,50 MPa zur Verfügung. Das Arbeitsblatt Projekt 26/01 erfordert für die genannten Maschinentypen auf ebenem Standort einen Einspeisedruck von 0,49 bis 0,57 MPa, im Mittel 0,52 MPa. Die Maschinen arbeiten folglich mit einem um 14% verminderten Druck. Mit diesem Betriebsregime wurden seit dem Jahr 1975 gute Erfahrungen gemacht.

Diese Ergebnisse lassen sich nicht verallgemeinern, zeigen aber Variationsmöglichkeiten. Drucksenkungen verschlechtern die Gleichmäßigkeit der Regenverteilung durch die Originalbestückung. Daher sind unter solch außergewöhnlichen Betriebsbedingungen veränderte Regnerbestückungen zweckmäßig.

4. Konstruktive Veränderungen

Die Senkung des Einspeisedrucks läßt sich prinzipiell durch Vergrößerung des Zylinderdurchmessers des Hydroantriebs eliminieren. Das ist aber als Nachrüstung kaum zu realisieren. Außerdem würden durch eine solche Maßnahme der Anteil des Antriebswassers am Gesamtwasserverbrauch der Maschine steigen und die effektive Verteilung des Antriebswassers problematisch werden. Jedoch bietet sich als Nachrüstmöglichkeit eine zusätzliche Leitung zum Antrieb der Fahrwerke an.

4.1. Zusatzleitung

Die Zielstellung einer zusätzlichen Leitung zum Fahrwerkantrieb unter den Bedingungen des gesenkten Einspeisedrucks besteht prinzipiell darin, den Erstrandig durch die Wasserabnahme der Regner in der Haupt- bzw. Regnerleitung verursachten Druckverlust für den Fahrwerkantrieb zu umgehen. Dieser Druckverlust liegt in Abhängigkeit von der Konstruktionslänge zwischen 0,15 und 0,30 MPa und läßt sich mit einer separaten Leitung noch vertretbarer Nennweite auf 0,05 MPa senken. Damit steht bei einem Einspeisedruck von 0,40 MPa dem letzten Fahrwerk im Antriebsmedium ein Betriebsdruck von mindestens 0,35 MPa zur Verfügung, der das Betriebsregime der Antriebe nicht negativ beeinflusst. Die hydraulischen Verhältnisse in der Zusatzleitung für eine Maschine des Typs DM-454 sind in Tafel 1 dargestellt. Danach ist bis zum 13. Fahrwerk eine 3"-Leitung erforderlich. Bei Maschinen kleinerer Konstruktionslängen kommt man mit geringeren Nennweiten aus.

Das Prinzip der Versorgung der Hydroantriebe der „Fregat“ aus einer separaten Leitung wurde an einer Maschine des Typs DM-276-30 erprobt.

Bei der praktischen Ausführung der Zusatzleitung war zu beachten, daß der Wasserabgang vor dem Hydroschieber angebracht werden muß, um zu gewährleisten, daß die Maschine ohne Beregnung fahren kann. Die Zentralhydranteneinheit wurde entsprechend Bild 2

Tafel 1. Berechnungsgrundlage für eine Versorgungsleitung zum Fahrwerkantrieb der „Fregat“ DM-454. Umdrehungszeit 51 h
Ausgangspunkt:
— Ein Einspeisedruck von 0,40 MPa ist gewährleistet.
— Das letzte Fahrwerk kommt mit einem Betriebsdruck von 0,35 MPa aus.

Nr. des Fahrwerks	Abstand der Fahrwerke zum Drehpunkt m	Weg der Fahrwerke je Umdrehung m	Anzahl der Hübe	Hübe/h	Wasserverbrauch ¹⁾ l/h	Durchfluß am Fahrwerk m ³ /h	Nennweite der Versorgungsleitung "	Druck in der Versorgungsleitung MPa
1	20,4	128,2	789	15,5	93	15,983	3	0,39649
2	45,1	283,4	1745	34,2	205	15,890	3	0,39229
3	69,8	438,6	2701	53,0	318	15,685	3	0,38836
4	94,5	593,8	3656	71,7	430	15,367	3	0,38443
5	119,2	749,0	4612	90,4	543	14,937	3	0,38072
6	143,9	904,2	5568	109,2	655	14,394	3	0,37727
7	168,6	1059,4	6524	127,9	768	13,739	3	0,37413
8	198,2	1245,3	7668	150,8	904	12,971	3	0,37064
9	227,8	1431,3	8813	172,8	1037	12,067	3	0,36762
10	257,4	1617,3	9959	195,3	1172	11,030	3	0,36510
11	287,0	1803,3	11104	217,7	1306	9,858	3	0,36308
12	316,6	1989,3	12249	240,2	1441	8,552	3	0,36156
13	346,2	2175,2	13394	262,6	1576	7,111	3	0,36051
14	375,8	2361,2	14539	285,1	1710	5,535	2	0,35472
15	405,4	2547,2	15685	307,6	1845	3,825	2	0,35195
16	435,0	2733,2	16830	330,0	1980	1,980	2	0,35121

1) Gesamtwasserverbrauch 15983 l/h

umgerüstet. Der Wasserabgang vor dem Hydroschieber ist mit dem Ventil g und dem Elektromembranventil h absperrbar. Anstelle des Elektromembranventils, das an den E-Schutz angeschlossen werden muß, kann auch ein membrangetriebenes Schrägsitzventil zur Anwendung kommen, das an die Druckleitung zur Einleitung des Schließvorgangs am Hydroschieber anzuschließen ist. Der Wasserabgang der Ventile wird über einen flexiblen Druckluftschlauch NW 50, ND 10, entgegen dem Drehsinn der Maschine um die starre Stütze gelegt und mündet dann in die eigentliche Versorgungsleitung zum Fahrwerk antrieb f ein. An der starren Stütze e erhält der Schlauch eine Bajonettkupplung oder Rohrverschraubung, die ermöglicht, ihn nach 1 bis 3 Umdrehungen zu öffnen. Der Schlauch ist dann erneut entgegen dem Drehsinn um die starre Stütze zu legen. Im normalen Betriebszustand sind das Elektro-Hydrorelais des Hydroschiebers d und das Elektromembranventil h bzw. ein Schrägsitzventil mit Membranantrieb funktionell zusammengeschaltet. Werden der Hydroschieber d geschlossen und die Ventile g und h geöffnet, kann die Maschine fahren ohne zu regnen. Der Filter c kann wahlweise, je nach Verschmutzung des Mediums, in die Antriebswasserversorgung eingebaut werden. Der gemessene Druckabfall in der Zusatzleitung über-

schrift von Anfang bis zum Ende der Maschine 0,05 MPa nicht. Ein Stehenbleiben des letzten Fahrwerks aufgrund mangelnden Drucks ist in keinem Fall zu befürchten. Je langsamer die Maschine fährt, um so geringer ist der Wasserverbrauch der Fahrwerkantriebe. Damit sinkt der Druckabfall in der Zusatzleitung, so daß beim Stehenbleiben der Maschine am letzten Fahrwerk der Einspeisedruck anliegt. Die Zusatzleitung wurde unter der Regnerleitung angebracht, hat zwei Entlüftungen und an jedem Fahrwerk einen Abgang. Die Kosten für die Zusatzleitung betragen rd. 800,— M je Fahrwerksektion. Detaillierte technische, technologische und ökonomische Angaben sind in [4] enthalten.

5. Zusammenfassung

Ohne entscheidende Beeinträchtigung der Funktionssicherheit oder des Fahrverhaltens kann bei günstigen Standortverhältnissen der Einspeisedruck in die Kreisberechnungsmaschine „Fregat“ gegenüber dem Arbeitsblatt Projekt 26/01 um etwa 15% gesenkt werden. Als Nachrüstungsmöglichkeit hat sich der Anbau einer zusätzlichen Leitung zum Antrieb der Fahrwerke bewährt, in der ein maximaler Druckabfall von 0,05 MPa auftritt. Bei Absenkung des Einspeisedrucks auf 0,40 MPa stehen dem Hydroantrieb des letzten Fahrwerks im

Antriebsmedium 0,35 MPa zur Verfügung. Damit sind die hydraulischen Reserven der konstruktiv unveränderten Antriebe weitestgehend ausgeschöpft. Die Gestaltung der Zusatzleitung verhindert Druckstöße. Mit Hilfe der Zusatzleitung kann die Maschine ohne Beregnung bewegt werden.

Literatur

- [1] Bernacki, H.; Haman, J.: Grundlagen der Bodenbearbeitung und Pflugbau. Berlin: VEB Verlag Technik 1973, S. 73—79.
- [2] Landes, G.A., u.a.: Širokozachvatnye dozdeval'nye mašiny Fregat i Volzanka (Beregnungsmaschinen „Fregat“ und „Volzanka“). Sammlung wiss. Arbeiten des VNIMiTP, Kolomna 5 (1974) S. 231—239.
- [3] Lohmann, F.: Vorlage der 1980 erzielten Ergebnisse zum Hydroantrieb der Fregat und anderer Beregnungsmaschinen. Forschungszentrum für Bodenfruchtbarkeit Müncheberg, 1980 (unveröffentlicht).
- [4] Pradhan, G.: Technologische Vorteilswirkungen beim Einsatz einer Kreisberechnungsmaschine Fregat mit Antrieb durch Druckwasser aus einer separaten Leitung. Ingenieurhochschule Berlin-Wartenberg, Diplomarbeit 1981 (unveröffentlicht).

A 3371

Landtechnische Dissertationen

Am 4. Mai 1982 verteidigten Dipl.-Ing. Bernd Oberbarnscheidt und Dipl.-Ing. Eike Scherping an der Sektion Landtechnik der Wilhelm-Pieck-Universität Rostock erfolgreich ihre Dissertation zur Promotion A zum Thema „Beitrag zur Entnahme von Silage aus Hochsilos“

Gutachter:

Prof. Dr. sc. techn. K. Plötner, WPU Rostock, Sektion Landtechnik

Doz. Dr.-Ing. E. Schröder, TU Dresden, Sektion Kraftfahrzeug-, Land- und Fördertechnik
Dr. G. Otto, Forschungszentrum für Mechanisierung der Landwirtschaft Schlieben/Bornim
Dipl.-Ing. M. Oberländer, VEB Ausrüstungskombinat Rinderanlagen Nauen

Das Entnehmen der Silage bereitet bei der Bewirtschaftung von Hochsilos die größten Probleme. Der Massestrom sowie die Funktions- und Betriebssicherheit bekannter Entnahmemaschinen entsprechen nicht den Forderungen moderner Tierproduktionsanlagen. Doppelschnecken-Entnahmemaschinen bieten die besten Voraussetzungen, das geforderte Ziel zu erreichen. Theoretische Analysen zum Abtrennvorgang, Modelluntersuchungen und Experimente an realen Entnahmemaschinen gestatteten begründete Dimensionierungen für die Betriebs- und Konstruktionsparameter der Arbeitselemente von Schnecken-Entnahmemaschinen.

Die Abgleitbedingungen auf der Schneidkante der Arbeitselemente, die örtliche Verdichtung des Futterstocks durch die Arbeitselemente

und die Laufrichtung des Arbeitswerkzeugs beeinflussen die Funktionssicherheit und den Energiebedarf. Die drei Faktoren beeinflussen sich gegenseitig und bedingen z. T. gegensätzliche Anforderungen an die Betriebs- und Konstruktionsparameter. Als Kompromiß kann das Abtrennen der Silage in Gleichlauf mit Arbeitselementen, die über einen Anstellwinkel von 0° verfügen, empfohlen werden. Es steht ein Algorithmus zur Verfügung, der es gestattet, die wichtigsten Betriebs- und Konstruktionsparameter für Doppelschnecken-Entnahmemaschinen festzulegen.

Am 23. März 1982 verteidigte Dipl.-Ing. Horst Mund an der Sektion Landtechnik der Wilhelm-Pieck-Universität Rostock erfolgreich seine Dissertation zur Promotion A zum Thema „Arbeitskräftebedarfsplanung für die operative Instandsetzung landtechnischer Arbeitsmittel der Pflanzenproduktion“

Gutachter:

Prof. Dr. sc. techn. C. Eichler, WPU Rostock, Sektion Landtechnik

Prof. Dr. sc. techn. G. Ihle, TU Dresden, Sektion Kraftfahrzeug-, Land- und Fördertechnik
Prof. Dr. sc. oec. et rer. nat. Runge, WPU Rostock, Sektion Sozialistische Betriebswirtschaft

Eine bedeutende Reserve für die Erhöhung der Arbeitsproduktivität des Instandhaltungsprozesses in Landwirtschaftsbetrieben ist eine hinreichend genaue Planung des betrieblich

erforderlichen Arbeitskräftebedarfs für die operative Instandsetzung landtechnischer Arbeitsmittel.

Auf der Grundlage einer Analyse des operativen Instandsetzungsprozesses sowie unter Anwendung von mathematischen Methoden wurden Berechnungsmodelle entwickelt, die mit Hilfe von Angaben zum Schädigungsverhalten und zur Einsatzzeit der Arbeitsmittel sowie unter Berücksichtigung relevanter Einflußgrößen den betrieblich erforderlichen Arbeitskräftebedarf bestimmen.

Es wurden folgende Teilergebnisse erzielt:

- Zusammenstellung von Angaben zum Schädigungsverhalten (Mittelwerte und Vertrauensbereiche des Ausfallabstands und der instandsetzungsbedingten Stillstandszeit) der am häufigsten eingesetzten landtechnischen Arbeitsmittel
- Bestimmen von Richtwerten für den gesellschaftlich notwendigen Bedarf an Arbeitskräften in verschiedenen Betriebstypen
- Ableiten optimaler Varianten (bez. der einzusetzenden Arbeitskräfte) für die Durchführung operativer Instandsetzungsmaßnahmen an den Arbeitsmitteln
- Quantifizierung relevanter Einflußgrößen auf den Arbeitskräftebedarf.

Die Ergebnisse wurden in einem Landwirtschaftsbetrieb angewendet, und es konnte eine sehr gute Übereinstimmung zwischen rechnerisch und praktisch ermittelten Planungsgrößen festgestellt werden.

AK 3491