

als Weg zum Ziel ist darin zu sehen, daß die grafisch dargestellten Kurven als Polynome formuliert werden. Diese sind zum Finden der erforderlichen Schnittpunkte und Rechengrößen gegenseitig gleichzusetzen und nach Unbekannten aufzulösen. Das kann jedoch einen erheblichen Mehraufwand bedeuten und sollte besser der Anwendung von EDVA vorbehalten bleiben.

5. Zusammenfassung

Vorgesehene technische oder technologische Veränderungen an bestehenden Berechnungsanlagen bedürfen der Überprüfung und Vorausbestimmung der Funktionssicherheit bezüglich des sich einstellenden Arbeitspunktes. Ausgehend von strömungsmechanischen Grundlagen wird ein Verfahren zum theo-

retischen Bestimmen des Arbeitspunktes einer Berechnungsanlage als Schnittpunkt von Pumpen- und Rohrleitungskennlinie entwickelt. Die Methodik wird an einer Beispielaufgabe dargestellt und erläutert.

- [4] Liefer- und Leistungsbedingungen Rollbare Regenleitungen NW125. VEB Landtechnisches Institutsetzungswerk Wriezen, 1977.
- [5] Bedienungsanleitung für Berechnungspumpstationen Serie 2—11 bis 2—16. Wiss.-techn. Information für das Meliorationswesen, H. 7. VEB Ingenieurbüro für Meliorationen Bad Freienwalde, 1972. A 2606

Literatur

- [1] Kittner, H.; Starke, W.; Wisel, D.: Wasserversorgung. Berlin: VEB Verlag für Bauwesen 1977.
- [2] Voigt, D.: Zum Druckverlust in Berechnungsrohren. Dt. Agrartechnik 16 (1966) H. 5, S. 218—219.
- [3] Albring, W.: Angewandte Strömungslehre. Berlin: Akademie-Verlag 1978.

Frontschaufellader — Baugruppen und Parameter

Dipl.-Ing. W. Huhn, KDT, Forschungszentrum für Mechanisierung der Landwirtschaft Schlieben/Bornim der AdL der DDR

Verwendete Formelzeichen

b	mm	Breite des Frontschaufelladers mit Standardausrüstung
b _s	mm	Breite der Standardschaufel
F ₁₁	kN	Hubkraft (nach SAE)
h	mm	Höhe des Frontschaufelladers mit Standardausrüstung
h _a	mm	Ausschütthöhe
l	mm	Länge des Frontschaufelladers mit Standardausrüstung
m ₁	t	Eigenmasse des Frontschaufelladers (mit Standardausrüstung)
m _k	t	Kippmasse (statische, in max. Wendstellung)
m _s	t	Tragfähigkeit der Standardschaufel
P	kW	Motorleistung (nach DIN)
r _s	mm	Wenderadius (Spurkreisradius)
V	m ³	Volumen der Standardschaufel (nach SAE)
v	km/h	maximale Fahrgeschwindigkeit

1. Einleitung

Frontschaufellader als universelle mobile Umschlagmaschinen werden gegenwärtig in zunehmendem Maß eingesetzt. Sie kommen sowohl beim Schüttgut- als auch beim Stückgutumschlag zur Anwendung und finden Eingang in die verschiedenen Wirtschaftsbereiche, so auch in die Landwirtschaft. Mit wachsender Breite des Einsatzspektrums dieser Maschinen nimmt die Vielfalt der Anforderungen an sie zu, die wiederum eine Vielgestaltigkeit der Konstruktion zur Folge hat.

Diese Erscheinung drückt sich gegenwärtig z. B. in den mehr als 100 Typen von Frontschaufelladern aus, die in Europa und in den USA hergestellt werden [1, 2]. Zur Anwendung bestimmter Typen müssen ihre wichtigsten Unterscheidungsmerkmale sowie Vor- und Nachteile bekannt sein. Sie sollen mit dem vorliegenden Beitrag auf der Grundlage einer Weltstandsanalyse [3] herausgearbeitet werden.

Um außerdem grundlegende maschinentechnische Zusammenhänge erkennen zu können, werden Abhängigkeiten zwischen technischen Parametern untersucht. Hiernach lassen sich Frontschaufellader beurteilen und Abweichungen einzelner Maschinen vom Stand der Technik quantitativ erkennen. Solche Grundlagen sind sowohl für die Hersteller als auch für die

Anwender von Frontschaufelladern von Interesse.

Aus den Untersuchungen werden weiterhin Schlußfolgerungen für landwirtschaftliche Umschlagprozesse abzuleiten sein, denn der verstärkte Einsatz von Frontschaufelladern in der Landwirtschaft bietet aussichtsreiche Möglichkeiten bei der Bewältigung des Gutumschlags. Einerseits erreichen sie gegenüber herkömmlichen, in der Landwirtschaft verbreiteten mobilen Umschlagmaschinen 2- bis 3fache Durchsätze, andererseits fehlen gegenwärtig vor allem leistungsfähige Umschlagmaschinen (70% aller mobilen Umschlagmaschinen sind älter als 10 Jahre; nur 15% erreichen Durchsätze über 50t/h in T₀₂) [4]. Umschlagprozesse, die hohe Durchsätze (bis 300 t/h in T₀₂) erfordern, werden aber zukünftig immer mehr zu bewältigen sein, da leistungsfähigere Ernteverfahren zu erwarten sind und

die zunehmende Arbeitsteilung dichtere Gutströme hervorbringt.

2. Baugruppenanalyse

2.1. Fahrwerk

2.1.1. Bereifung

Die richtige Auswahl der Bereifung beeinflusst Leistungsfähigkeit und Wirtschaftlichkeit eines Frontschaufelladers vor allem beim Einsatz in der Landwirtschaft, denn hier wechseln Fahrbahnbedingungen mit den Umschlagaufgaben sehr stark (von weichen oder sandigen Umschlagplätzen am Feldrand bis zu betonierten Flächen in Verarbeitungsbetrieben). Entscheidend sind Reifenprofil und -breite: Offene Profile mit hohen, schmalen Stollen sind zur Schubkraftübertragung auf weichen, schmierigen Böden erforderlich (z. B. Stallung am Feldrand laden, Bild 1). Sie genügen aber den

Bild 1. Frontschaufellader I.2-A



Tafel 1. Parameter von Frontschaufelladern in Abhängigkeit von der Lenkungsart

Konstruktionsmerkmal	Parameter					
	v km/h	r _w mm	l mm	b mm	h mm	h _a mm
Knicklenkung						
60 bis 80 kW	29,71	4 837	6 206	2 303	3 083	2 760
81 bis 100 kW	37,50	5 216	6 342	2 481	3 178	2 822
Achsschenkellenkung						
60 bis 80 kW	34,67	5 000	5 616	2 418	2 950	2 730
81 bis 100 kW	39,67	6 233	5 973	2 435	—	2 753
Mittelwert	35,00	5 464	6 210	2 400	3 093	2 765

Tafel 2. Parameter von Frontschaufelladern in Abhängigkeit von Antriebs- und Lenkungsart

Konstruktionsmerkmal	Parameter				
	spez. Leistung P/m _i kW/t	P/V kW/m ³	P/h _a kW/m	spez. Masse m _i /V t/m ³	m _i /m _K t/t
Antriebsart					
hydrodynamisch	8,45	51,39	44	6,06	1,6
hydrostatisch	10,26	49,55	13	4,98	1,7
mechanisch	6,32	44,18	10	7,03	2,3
Lenkungsart					
Knicklenkung	8,41	49,68	44	6,10	1,8
Antriebslenkung	11,26	52,98	10	4,80	1,8
Achsschenkellenkung	8,48	54,75	23	6,39	2,0

Forderungen an die Verschleißfestigkeit auf harten Böden nicht und werden außerdem nur bei kurzen Fahrstrecken und niedrigen Geschwindigkeiten empfohlen.

Für Arbeiten auf befestigten Lagerplätzen sind geschlossene Profile geeigneter (z. B. Getreide oder Zuckerrüben auf betonierten Flächen umschlagen, Bild 2).

Wegen der geringeren Bodenpressung und besseren Bodenhaftung haben sich Niederdruckreifen als vorteilhafter erwiesen, wobei dem Breitreifen die erstrangige Bedeutung zukommt: Mehr als 80% aller Frontschaufellader sind mit Breitreifen ausgerüstet [5]. Geringe Spurtiefe und geringerer Rollwiderstand sind die entscheidenden Vorteile gegenüber Normalreifen. Bei stark schlüpfrigen, morastigen und wenig tragfähigen Böden sind Geländeketten oder Zwillingsbereifung möglich.

2.1.2. Achsen

Achsen werden fast ausschließlich als Treibachsen ausgebildet. Üblich sind Zweiachsmaschinen mit vier gleichgroßen Rädern und Allradantrieb.

Die Differentialgetriebe in den Achsen sind sperrbar (oft selbsttätig sperrbar) ausgeführt. Die Bemühungen gehen hin zu flachen Differentialen, um große Bodenfreiheiten zu schaffen. Typisch sind außerdem Planetenendgetriebe in jedem Rad, um eine Drehmomentenerhöhung zu erreichen ($i = 4 \dots 6$), so

daß die übrigen Kraftübertragungselemente für geringere Drehmomente dimensioniert werden können.

2.1.3. Bremsen

Bremsen sind an Frontschaufelladern als mechanische Feststellbremsen sowie Betriebs- und Hilfsbremsen im Einkreisystem oder im Zweikreisystem und als Backen- oder Scheibenbremsen ausgeführt. Zweikreisysteme erweisen sich besonders bei der Arbeit in Hanglagen als notwendig. Eine Kraftflußunterbrechung beim Betätigen der Betriebsbremse wird immer häufiger gefordert und eingebaut. Die Bremsen wirken auf alle vier Räder. Die Hilfsbremse tritt automatisch bei Ausfall der Betriebsbremse in Funktion.

2.2. Lenkung und Rahmen

Für Achsschenkellenkungen werden ausschließlich ein starrer Rahmen und eine pendelnd aufgehängte, gelenkte (Hinter-) Achse verwendet (Bild 2). Bei Knicklenkungen (auch Knickrahmenlenkungen genannt, Bild 1) können die hintere Achse pendelnd aufgehängt (selten die Vorderachse) oder beide Achsen starr mit dem Rahmen verbunden sein (Verdrehen über Knickgelenk). Letztere Bauweise wirkt sich günstig auf die Schwerpunktlage aus und läßt große Hub- und Schubkräfte zu, weil der Motor direkt auf der Hinterachse angeordnet ist. Die Anordnung der Achsen zum Knick-

gelenk wird häufig symmetrisch gewählt (zentrales Knickgelenk), damit Vorder- und Hinterräder auch bei Kurvenfahrt in den gleichen Spuren laufen und somit Rollwiderstand und Reifenverschleiß gering bleiben.

Bis zum Jahr 1965 waren noch alle Frontschaufellader mit Achsschenkellenkungen ausgerüstet [5]. Dabei haben die Lenkung der Vorderräder bzw. die Allradlenkung nur für wenige Spezialmaschinen Bedeutung erlangt. Achsschenkellenkungen zeigten sich jedoch gegenüber Knicklenkungen bezüglich Manövrierfähigkeit, Transportgeschwindigkeit, Geländegängigkeit, Standsicherheit und Antriebsgestaltung meist nachteilig, vor allem bei großen Maschinen, so daß zunehmend Knicklenkungen zur Anwendung kamen. Gegenwärtig sind 75% der Frontschaufellader mit Knicklenkung ausgerüstet [3].

Antriebslenkungen zeichnen sich durch einfache und robuste Rahmengestaltung aus. Die Räder sind un gelenkt am Rahmen befestigt und werden einzeln angetrieben. Somit ermöglichen Antriebslenkungen ein Wenden des Frontschaufelladers auf der Stelle. Das ist ein entscheidender Vorzug für Arbeiten in Gebäuden und für kurze Spielzeiten. Die Beanspruchung der Reifen durch Lenkbewegungen kann allerdings beachtlich sein. Deshalb wurden bisher nur kleine Frontschaufellader mit Antriebslenkungen ausgerüstet ($m_E < 6$, $P < 40$ kW).

Eine Gegenüberstellung von Achsschenkel- und Knicklenkung zeigen die Tafeln 1 und 2. Hierbei wird deutlich, daß Maschinen mit Knicklenkung bei größerer Länge l und größerem Radstand einen geringeren Wenderadius r_w erreichen. Das führt bei vergleichbaren Maschinen zu einer um 30% kürzeren Spielzeit [6], so daß die um 10 bis 15% höheren Kosten der Knicklenkung kompensiert werden und generell höhere Durchsätze erreichbar sind. Der größere Radstand bei Knicklenkern bewirkt eine wesentlich günstigere spezifische Masse (höhere Standsicherheit) in Geradeausstellung (Tafel 2), die auch in Lenkstellung noch um 10% größer ist, obwohl m_K hier bis zu 15% reduziert sein kann.

Knicklenker können außerdem im Stand ihr Werkzeug seitlich bewegen (durch Lenkbewegungen). Dies ist sehr vorteilhaft von fehlerfreien bzw. gleichmäßigen Beladen von kleinen Laderäumen, wie z. B. bei den meisten Transportfahrzeugen der Landwirtschaft.

Ausschütthöhen um 4,5 m sind sowohl mit Knick- als auch mit Achsschenkellenkern realisiert [1]. Die Mittelwerte von h_a (Tafel 1) zeigen einen geringen Vorteil der Knicklenkung, der offensichtlich mit steigender Maschinengröße zunimmt. Auf die Parameter r_w, b und h hat die Lenkungsart keinen nennens-

Bild 2. Frontschaufellader L 31 beim Zuckerrübenstapeln und -verladen



werten Einfluß (Tafel 1). Die Bestimmungen der StVO (z. B. $b < 500$ mm) sind hier begrenzende Faktoren.

2.3. Kraftübertragung

Bei Frontschaufelladern dominieren mit 80% hydrodynamische Kraftübertragungen, rein mechanische sind völlig unbedeutend [3].

Hydrodynamische Drehmomentenwandler, meist mit einem unter Last schaltbaren Getriebe gekoppelt, passen die Motorleistung stufenlos und selbsttätig dem ständigen Belastungswechsel an und können Drehmomentenerhöhungen ($i = 3 \dots 5$) realisieren.

Mit Trilokwandler oder automatischen Leistungsverzweigungen sind günstige Wirkungsgrade erreichbar, die durchschnittlich zwischen 0,70 und 0,75 liegen. Schmelzsicherungen in den Wandlern fungieren als Überlastungsschutz.

Hydrostatische Antriebe werden für Frontschaufellader mit einer Motorleistung bis 60 kW angewendet. Nahezu ausschließlich hydrostatisch angetrieben sind Antriebslenker. Grundsätzlich sollen sie bis $P = 75$ kW technisch und wirtschaftlich den übrigen Antriebsarten überlegen sein [7]. Unabhängig davon liegen die Investitionen hydrostatischer Antriebe am höchsten, und der überstreichbare Geschwindigkeitsbereich ist begrenzt (im Einzelradantrieb). Er kann meist stufenlos zwischen 0 und 20 km/h [1] variiert werden. Für größere Geschwindigkeiten wird ein Zentralantrieb erforderlich, der bei Frontschaufelladern bisher selten zu finden ist.

Einer schnellen Verbreitung hydrostatischer Antriebe stehen allerdings Probleme bezüglich Zuverlässigkeit und Ökonomie entgegen. Mit der zunehmenden Entwicklung von Antriebslenkern gewinnen hydrostatische Antriebe weiter an Bedeutung.

Eine Gegenüberstellung der Arten der Kraftübertragung ist Tafel 2 zu entnehmen. Sie läßt deutlich erkennen, daß hydrodynamische einen höheren Motorisierungsgrad aufweisen, in der spezifischen Massekennzahl m_E/V aber wesentlich ungünstiger liegen. Zu beachten ist, daß hydrostatische Antriebe vorrangig kleine, antriebsgelenkte Frontschaufellader repräsentieren. Die Nachteile der mechanischen Antriebe werden deutlich.

2.4. Motor

Als Antriebsmotoren finden ausschließlich schnellaufende Dieselmotoren ($n = 2000$ bis 2500 U/min) aller Größenklassen bis 1000 kW Anwendung. Die Hersteller sind zunehmend bemüht, das Betriebsverhalten (veranschaulicht in den Drehzahl-Drehmomenten- bzw. -Leistungs-Kennlinien) noch besser den Anforderungen anzupassen. Besonders geht es darum, daß zur Erzeugung großer Schubkräfte eine Maximalleistung nicht infolge einer hohen Drehzahl, sondern infolge eines hohen Drehmoments entstehen muß. Vorwiegend werden Motoren mit 3 bis 8 Zylindern in Reihenbauweise eingesetzt, die aus Platzgründen und wegen der Eigenmasseverteilung stets im Heck des Frontschaufelladers untergebracht sind. Luftkühlung herrscht bis $P = 100$ kW vor, darüber hinaus werden zunehmend wassergekühlte Motoren verwendet.

2.5. Hubarm und Werkzeug

Bei der Hubarmgestaltung setzen sich von der Tendenz her Z-Kinematik und hydraulische Parallelführung des Werkzeugs durch. Hinsichtlich der Wartung wird oft einfachen Systemen der Vorzug gegeben.

Tafel 3. Parameter verschiedener Klassen von Frontschaufelladern für landwirtschaftliche Umschlagprozesse

Kennzahl	Maßeinheit	x	$1,0 \text{ m}^3 \leq V \leq 2,0 \text{ m}^3$			$80 \text{ kW} \leq P \leq 100 \text{ kW}$			$100 \text{ kW} < P \leq 120 \text{ kW}$		
			x_{max}	x_{min}	\bar{x}	x_{max}	x_{min}	\bar{x}	x_{max}	x_{min}	\bar{x}
P/m_E	kW/t	8,7	12,3	6,7	8,4	8,5	7,8	8,3	10,3	8,0	9,0
P/V	kW/m ³	49,4	85,9	39,3	52,2	58,9	42,5	50,2	56,2	34,4	47,4
P/F_{11}	kW/kN	1,01	0,99	0,64	0,82	—	—	0,64	1,19	0,69	0,84
m_E/F_{11}	t/kN	0,128	0,108	0,072	0,090	—	—	0,072	0,134	0,074	0,099
m_E/m_V	t/t	3,05	4,3	0,6	2,5	2,3	2,0	2,9	3,2	2,1	2,6
m_E/V	t/m	6,9	7,8	5,0	6,3	7,5	5,2	6,0	6,4	4,4	5,4
m_V/m_E	t/t	1,8	2,6	1,4	1,7	1,7	1,3	1,6	3,02	1,34	1,66
m_V/h	t/m	4,6	3,8	2,2	3,0	4,5	2,9	3,7	5,5	3,5	4,4
F_{11}/h	kN/m	50	53	21	37	—	—	53	60	35	49
b_V/V	m/m ³	1,6	2,3	1,3	1,8	1,6	1,3	1,5	1,4	0,86	1,1

Allgemein wird auf eine stabile Ausbildung der Hubarme und reichlich bemessene Schütthöhen Wert gelegt. Auch bei zunehmender Hubhöhe muß eine einwandfreie Stabilität gewährleistet sein. Leichte Hubarmkonstruktionen und optimale Schaufelführung werden angestrebt, wobei sich die (statische) Tragfähigkeit der Hubarme in erster Linie aus Standsicherheitsforderungen ergibt, d.h. das Verhältnis von Standmoment zu Kippmoment soll bei Frontschaufelladern den Wert 2,0 nicht unterschreiten.

Für die Bewegung der Hubarme wird allgemein im Hinblick auf kurze Spielzeiten gefordert, daß die Hydraulik imstande ist, die maximale Nutzmasse (entspricht Tragfähigkeit) in einem Zuge von der tiefsten bis zu höchsten Schaufelstellung in etwa 6 s zu heben [5]. Hiernach richtet sich die Dimensionierung der Hubkraft bzw. Hubzylinder, Hubkraft und auch Reißkraft sollen für sich allein aber nicht wesentlich größer als die Kippmasse des Laders sein [8].

Die Bewegung der Hubarme wird über ein bzw. zwei Hydraulikzylinder realisiert, die Kippbewegung des Werkzeugs über Kippzylinder und Kippschwinge. Der Ankippwinkel des Werkzeugs am Boden beträgt im Normalfall 45°, der Auskippwinkel in der höchsten Werkzeugstellung liegt zwischen 55 und 60°. Werkzeuge von Frontschaufelladern sind vorrangig Schaufeln und vielfältige Werkzeuge für spezielle Güter [3]. Kennzeichnend für moderne Maschinen sind ein großes Werkzeugsortiment und eine von der Kabine aus bedienbare Wechselvorrichtung, die einen Werkzeugwechsel in weniger als einer Minute zuläßt.

Die Werkzeuge sind genietet oder geschweißt, Reißzähne werden angeschraubt und lassen sich somit auswechseln. Die Standardschaufeln sind durch gerade Schneidkanten an Schaufelbodenvorderkante und Seitenblechen gekennzeichnet. Für hohe Grabkräfte werden pfeilförmige Schneidkanten eingesetzt.

Das Schaufelvolumen ist meistens so bemessen, daß das zu beladene Transportmittel mit 2 bis 4 Schaufelfüllungen vollständig belastet ist. Allgemein wird gefordert, je m³ Standardschaufelvolumen eine Motorleistung von 45 bis 65 kW zu installieren. Die Untersuchungen in [3] ergaben einen Wert von rd. 50 kW. Reichweite und Hubhöhe der Werkzeuge richten sich vornehmlich nach den Abmessungen zu beladender Lkw.

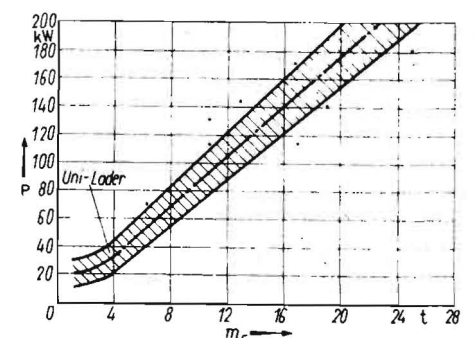
3. Parameteranalyse

Soll für eine bestimmte Umschlag Aufgabe die geeignete Größe eines Frontschaufelladers ermittelt werden, sind zunächst die grundlegenden technischen Parameter Ausgangspunkt. Dazu gehören meist die Eigenmasse m_E (als Ausdruck des Herstellungsaufwands), die

Motorleistung P (als Ausdruck der Betriebskosten) und das Volumen der Standardschaufel V (als Ausdruck des erreichbaren Durchsatzes). Um weitere Parameter beachten und günstig bestimmen zu können, müssen ihre Beziehungen zu den grundlegenden Parametern bekannt sein. Außerdem sind Einflüsse und Abhängigkeiten der Parameter untereinander zu berücksichtigen. Sie sollen im folgenden auf der Grundlage gegenwärtig bekannter und in [3] zusammengestellter Frontschaufellader untersucht werden. Die wichtigsten Zusammenhänge sind in den Bildern 3 bis 10 dargestellt. Nur wenige Parameter (maximale Fahrgeschwindigkeit, Wenderadius) haben größere Streuungen. Die schraffierten Bereiche enthalten etwa 90% der Werte. Außerhalb liegende Parameterschnittpunkte sind eingetragen.

Die Zusammenhänge zwischen den Parametern P , m_E , V , m_E erweisen sich als ausnahmslos als linear, für Uni-Lader fallen sie verschiedentlich am günstigsten aus (s. Bilder 3 und 6). Der Anstieg der mittleren Geraden läßt sich insgesamt und für verschiedene landwirtschaftliche Umschlagprozesse interessierende Größenklassen von Frontschaufelladern aus Tafel 3 ablesen. Extremwerte dieser bezogenen Parameter sind ebenfalls angegeben. Die Linearität der Zusammenhänge ist mit Korrelationskoeffizienten um 0,8 sehr stark und signifikant [9, 10]. Bild 3 zeigt, daß sich die Motorleistung in gleichem Maß wie die Maschinenmasse erhöht. Dies trifft ebenfalls bezüglich Tragfähigkeit bzw. Schaufelvolumen zu. Die Beziehung zur Ausschütthöhe (Bild 4) trägt dagegen exponentiellen Charakter, ist aber ursächlich auf den Zusammenhang zwischen Ausschütthöhe und Maschinenmasse zurückzuführen. Dieser fällt ebenfalls exponentiell aus, da zwischen P und m_E ein linearer Zusammenhang besteht [3]. Die häufigsten Werte liegen im Bereich von 2,5 bis 3 m.

Bild 3. Abhängigkeit zwischen Motorleistung P und Eigenmasse m_E



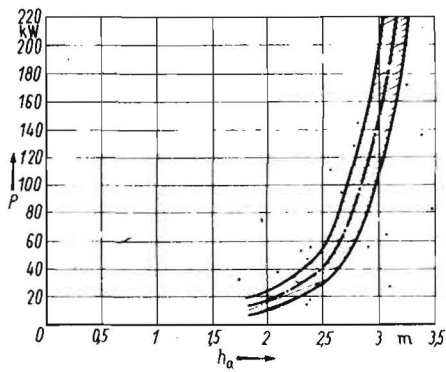


Bild 4. Abhängigkeit zwischen Motorleistung P und Ausschütthöhe h_a .

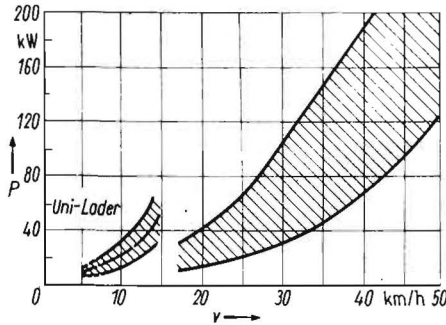


Bild 5. Abhängigkeit zwischen Motorleistung P und Fahrgeschwindigkeit v

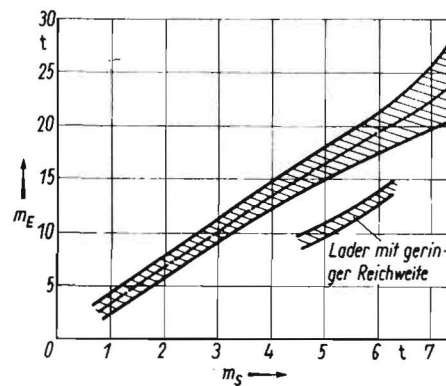
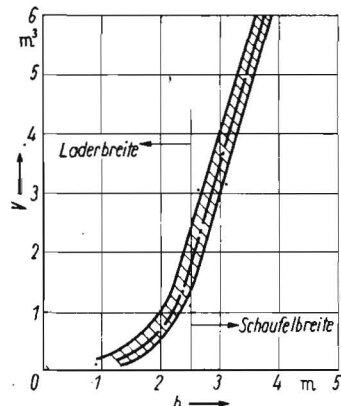


Bild 6. Abhängigkeit zwischen Eigenmasse m_s und Tragfähigkeit m.

Bild 7. Abhängigkeit zwischen Schaufelvolumen V und Laderbreite b



Die Beziehung zwischen Motorleistung und maximaler Fahrgeschwindigkeit (Bild 5) ist relativ regellos und läßt eine progressive Tendenz erkennen. Dies trifft auf alle weiteren Beziehungen zur Fahrgeschwindigkeit zu. Die Ursache hierfür liegt darin, daß maximale Fahrgeschwindigkeiten von Funktion, Antriebsart und Einsatzland der Frontschauffellader abhängen. In jedem Fall steigt aber die erforderliche Motorleistung mit zunehmenden Fahrgeschwindigkeiten progressiv an, was aus dem Zusammenhang bei den relativ einheitlichen Uni-Ladern hervorgeht. Frontschauffellader mit $P > 50 \text{ kW}$ bzw. $V > 1 \text{ m}^3$ haben meist Transportgeschwindigkeiten von $v > 30 \text{ km/h}$. Kleinere Maschinen werden vorwiegend in ein und demselben Betrieb eingesetzt, so daß $v < 20 \text{ km/h}$ ausreicht.

Die erforderliche Eigenmasse eines Frontschauffelladers hängt nach Bild 6 stark von der Tragfähigkeit ab und nimmt proportional mit dieser zu. Für Motorleistungen $P > 200 \text{ kW}$ bildet sich diese Beziehung progressiv aus, bei Proportionalität zur Motorleistung. Diese Tendenz deutet sich auch im Bild 6 an. Die reine Konstruktionsmasse versucht man dennoch gering zu halten, so daß die für die Standsicherheit erforderliche Masse meist mit Zusatzmassen erreicht wird.

Beziehungen zum Schaufelvolumen sind in den Bildern 7 und 9 enthalten. Hier ist besonders die Beziehung zur Lader- bzw. Schaufelbreite interessant: Frontschauffellader liegen in ihrer Breite vorrangig unterhalb 2,5 m, um das öffentliche Straßennetz ohne Ausnahmegenehmigung benutzen zu können. Für $V < 1,5 \text{ m}^3$ ($b_s < b$) zeigt sich eine exponentielle Beziehung, die die Abhängigkeit zwischen V und b ausdrückt. Für $V \geq 1,5 \text{ m}^3$ gestaltet sich die Abhängigkeit linear und gilt für die Beziehung zwischen V und b_s , da $b_s > b$. Ist man in der Breite des Laders an einen Grenzwert gebunden, so muß die Länge als Veränderliche auftreten. Abhängigkeiten wurden nicht festgestellt, jedoch bleibt auch die Laderlänge meist unterhalb eines Grenzwertes ($l \leq 7,0 \text{ m}$), um die Wendigkeit nicht zu beeinträchtigen.

Der Wenderadius in Abhängigkeit von V läßt sich nur in großen Bereichen einschätzen, für Achsabstand und Spurbreite sind Abhängigkeiten nicht feststellbar. Zu beachten ist, daß die Abhängigkeit vorrangig Knicklenker charakterisiert und bei Achsschenkelenkern ungünstiger ausfällt.

In den Bildern 9 und 10 sind als Beispiel Beziehungen zu Kennzahlen dargestellt. Sie lassen sofort beachtliche Streubereiche gegenüber den reinen Parameterdarstellungen erkennen und sind deshalb nur für Untersuchungen hinsichtlich der Tendenz brauchbar. Bild 9 zeigt z. B. den degressiven Abfall der spezifischen Motorleistung (als Ausdruck des Motorisierungsgrades) mit zunehmender Maschinenmasse.

Parameter wie Reißkraft, Hubkraft, Vorschubkraft sollen hier nicht ausführlich dargelegt werden. Sie sind von sekundärer Bedeutung. Insgesamt ist zu bemerken, daß sich die Verhältnisse zwischen Reißkraft und Vorschubkraft, Hubkraft und Vorschubkraft sowie Reißkraft und Hubkraft mit zunehmender Maschinenmasse zugunsten des jeweils zweitgenannten Parameters verschieben. Da die Vorschubkraft proportional zur Eigenmasse ansteigt (sie beträgt je nach Reibungsbeiwert und Reifenprofil 30 bis 90% der Eigenmasse), kann abgeleitet werden, daß sich Hub- und Reißkraft mit zunehmender Eigenmasse degressiv erhöhen.

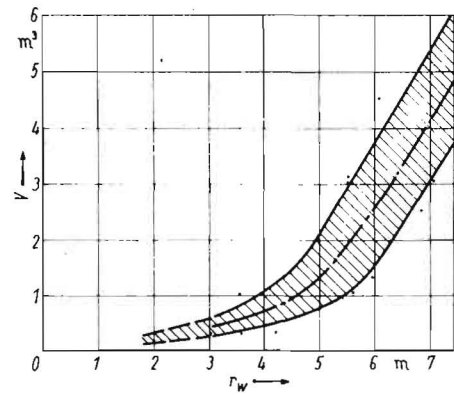


Bild 8. Abhängigkeit zwischen Schaufelvolumen V und Wenderadius r_w .

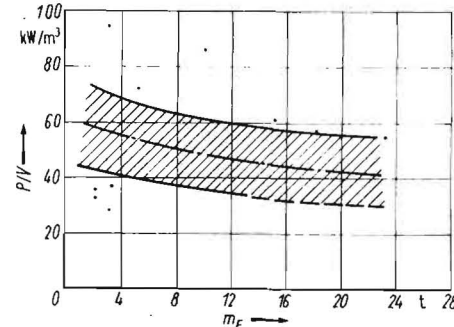


Bild 9. Abhängigkeit zwischen spezifischer Leistung P/V und Eigenmasse m_s

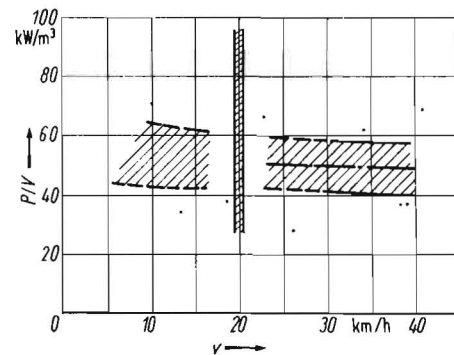


Bild 10. Abhängigkeit zwischen spezifischer Leistung P/V und Fahrgeschwindigkeit v

4. Schlußfolgerungen

Sowohl die Baugruppen- als auch die Parameteranalyse ergaben, daß für Frontschauffellader mit $m_E > 6 \text{ t}$ ($P > 50 \text{ kW}$, $V > 1 \text{ m}^3$) Knicklenkung, Allradantrieb über gleichgroße Räder und hydrodynamische Kraftübertragung den technischen Höchststand darstellen. Kleinere Maschinen werden vorrangig als Antriebslenker und mit hydrostatischer Kraftübertragung ausgeführt. Somit existieren Frontschauffellader in jeder Größenklasse. Eine Auswahl für den effektiven Einsatz in landwirtschaftlichen Umschlagprozessen ist prinzipiell denkbar. Bei Berücksichtigung des technischen Höchststands sind hohe Wendigkeit, Geländegängigkeit und Mobilität gewährleistet. Da das Wechseln von Werkzeugen schnell und problemlos abläuft, bleibt auch bei stark gutartenspezifischen Werkzeugen und häufigem Gutartenwechsel die Universalität eines Frontschauffelladers erhalten. Die universellen Einsatzmöglichkeiten gestatten eine gute zeitliche Auslastung der Umschlagmaschinen.

5. Zusammenfassung

Frontschaufellader lassen sich entsprechend ersten Untersuchungen vorteilhaft für landwirtschaftliche Umschlagprozesse einsetzen. Ihre Typenvielfalt erfordert jedoch die Kenntnis der Baugruppenspezifika. Deshalb werden Vor- und Nachteile der Baugruppen verschiedener Konstruktionen herausgearbeitet und mit Parametern quantitativ charakterisiert. Von den wesentlichen technischen Parametern sind die üblichen Parameterbereiche und Beziehungen zwischen den Parametern dargestellt.

Literatur

[1] Front end loaders — how to read the specs. Modern Materials Handling, Boston 32 (1977) H. 12, S. 70—77.

- [2] Theiner, J.: Über 130 verschiedene Radlader-Typen — und die technische Entwicklung geht noch weiter. deutsche hebe- und fördertechnik (1978) H. 2, S. 15—17.
- [3] Huhn, W.: Weltstandsanalyse Frontschaufellader. FZM Schlieben/Bornim, 1978 (unveröffentlicht).
- [4] List, H.: Analyse der Umschlagprozesse in der Pflanzenproduktion und Tierproduktion. FZM Schlieben/Bornim, 1977 (unveröffentlicht).
- [5] Vollpracht, A.: Radlader für die Erdbewegung. Baumaschine und Bautechnik 20 (1973) H. 4, S. 139—147.
- [6] The many things you can do with today's front end loaders. Modern Materials Handling, Boston 26 (1971) H. 11, S. 77—83.
- [7] Krob, A.: Größere Kubikmeter-Leistung bei gleicher PS-Zahl. Baumaschinentechnik (1977) H. 7, S. 461—462.

- [8] Auswahl — Einsatz — Leistung von Schaufelladern. Baupraxis 23 (1971) H. 8, S. 29 ff.
- [9] Weltstandsanalyse Schwenkschaufellader. WTZ der VVB Baumechanisierung Dresden, 1971 (unveröffentlicht).
- [10] Fischer, M.: Mathematisch-statistische Analyse von Gebrauchseigenschaften. Hebezeuge und Fördermittel 18 (1978) H. 3, S. 68—71.

A 2616

Kurz informiert

KDT-Lehrgang zur landtechnischen Projektierung

Die Wissenschaftliche Sektion Mechanisierung und Technologie in Tierproduktionsanlagen und der Bezirksverband Potsdam der KDT veranstalten vom 14. bis 18. April 1980 im Schulungsheim Nahmitz bei Lehmin, Bezirk Potsdam, den Lehrgang „Landtechnische Projektierung von Tierproduktionsanlagen“.

Schwerpunkte:

- Projektierungskataloge u. a. Projektunterlagen
- Anwendung der Modellprojektierung
- Projektbeispiele und Analyse ausgeführter Projekte
- Rationalisierungsmaßnahmen
- Information zur Fütterung, Güllewirtschaft und Klimatisierung
- Exkursion in ein Rationalisierungsobjekt.

Interessenten wenden sich an den Bezirksverband Potsdam der KDT, 1500 Potsdam, Weinbergstr. 20, Tel. 240 62.

Zentraler Erfahrungsaustausch zur technischen Trocknung

Am 19. März 1980 findet in der Leipzig-Information in Leipzig, Sachsenplatz, der zentrale

Erfahrungsaustausch „Rationalisierung und Instandhaltung von Trocknungs- und Pelletieranlagen“ statt. Die vom KDT-Fachauschuß „Trocknung landwirtschaftlicher Erzeugnisse“ organisierte Veranstaltung umfaßt u. a. folgende Schwerpunkte:

- Vertiefung der Kooperationsbeziehungen
- rationelle Energieanwendung
- Rationalisierung der Produktion, Auslastung und Effektivität.

Anfragen sind zu richten an Fachverband Land-, Forst- und Nahrungsgütertechnik der KDT, 1086 Berlin, Clara-Zetkin-Str. 115—117, Postfach 1315, Tel. 220 25 31, Telex 011 4841.

Zusammenarbeit DDR—SR Rumänien im Landmaschinen- und Traktorenbau

Anfang dieses Jahres kamen in einigen Tierproduktionsanlagen der DDR die ersten Stallarbeitsmaschinen U-550-IF aus der SR Rumänien zum Einsatz (s. Bilder von der agra 79). Es handelt sich um einen Traktor, der durch verschiedene Geräte — Dünggabel, Strohgabel, Schiebeschild, Sandschaufel und Leichtgutschaufel — komplettiert und so den Erfordernissen der Arbeit in den Stallanlagen an-

gepaßt wurde. Die DDR importiert in diesem Jahr davon mehrere Hundert Stück.

Ausdruck der bewährten Zusammenarbeit beider Staaten auf dem Gebiet des Landmaschinen- und Traktorenbau ist auch die Tatsache, daß die DDR in den vergangenen 20 Jahren rd. 25 000 Traktoren aus Rumänien bezogen hat. Andererseits hat auch die DDR zur Entwicklung der materiell-technischen Basis der rumänischen Landwirtschaft beigetragen. In großer Stückzahl wurden z. B. Kartoffel-erntemaschinen, Schwadmäher und Feldhäcksler in die SRR exportiert.

(ADN/ag)

500 000. Motor aus Nordhausen

Der 500 000. Motor lief Anfang Januar 1980 in Nordhausen vom Band der IFA-Motorenwerke. Gegenwärtig verlassen täglich 194 Dieselmotoren den Betrieb, der seit zwölf Jahren in ununterbrochener Folge seine Pläne erfüllt. Als Zulieferer für den Lkw W 50, den Mährescher E 512 und den Traktor ZT 300 wollen die 3 600 Werkstätten das Jahr 1980 mit einer zusätzlichen Tagesleistung abschließen. Das entspricht einer Warenproduktion von weit über zwei Mill. Mark.

(ADN)

(Fotos: G. Schmidt)

