

# Massungen an einer Ackerfräse in der Bodenrinne

Von Karl Blümel, Stuttgart-Hohenheim\*)

DK 631.317:531.211:531.232

Obwohl die Fräskultur schon einige Zeit bekannt war und eine gewisse Vorgeschichte hatte, begann die eigentliche Entwicklung der Fräse bis zu ihrer heutigen Form und Verbreitung doch erst um das Jahr 1910. Im Gegensatz zu den Anfangszeiten des Fräseneinsatzes, wo die Fräsen zunächst komplette Maschinen mit eigenem Antriebsaggregat darstellten und später dann als Anhängerfräsen gebaut wurden, kennen wir heute in der Landwirtschaft nur noch Schlepperanbaufräsen, also Dreipunkt-Heckanbaugeräte. Das Studium der Fachliteratur zeigt, daß man sich seit der Erfindung der Bodenfräse immer wieder mit den Problemen dieses Geräts sowohl aus acker- bzw. pflanzenbaulicher Sicht wie auch unter Beachtung technischer Fragestellungen beschäftigt hat.

## 1. Einleitung

In den bekannten Forschungsarbeiten über Bodenfräsen befaßte man sich vorwiegend mit dem Leistungsbedarf in Abhängigkeit von der Arbeitstiefe bei relativ niedrigen Geschwindigkeiten bis knapp 3 km/h [1 bis 6]. Fräsen werden heute jedoch bis zu einer Arbeitsgeschwindigkeit von ungefähr 6 km/h eingesetzt. Da in dem praktisch interessierenden Geschwindigkeitsbereich zwischen 3 km/h und 6 km/h die Drehmomente, vor allem aber die an der Fräse auftretenden Kräfte noch kaum ermittelt wurden, sollte dies unter reproduzierbaren Versuchsbedingungen geschehen. Vorversuche [7] hatten nämlich ergeben, daß Messungen gerade in diesem Geschwindigkeitsbereich interessant sein dürften, zumal die bisher bekannten Ergebnisse sowohl in ihren Absolutwerten als auch in ihren Tendenzen zum Teil recht beachtlich voneinander abweichen, so daß sich die bei niedrigen Arbeitsgeschwindigkeiten ermittelten Meßdaten nicht ohne weiteres auf höhere Geschwindigkeiten übertragen lassen.

Im Gegensatz zu Feldversuchen bietet die Bodenrinne die Möglichkeit, die Untersuchungen stets unter reproduzierbaren Bedingungen durchzuführen, was insbesondere im Hinblick auf den Bodenzustand (Feuchte, Verdichtung) und die Bodenart von Bedeutung ist. Wohl wissend um die Nachteile von Laborversuchen, daß man es nämlich wegen des Fehlens von Bodenlebewesen und Pflanzendurchwurzelung praktisch mit einem "toten" Bodenmaterial zu tun hat, das zudem auch nicht "abgesetzt" ist, entschied man sich aber gerade wegen der angestrebten Vergleichbarkeit der Meßergebnisse untereinander für Untersuchungen in der Bodenrinne.

## 2. Aufgabenstellung

Neben der Ermittlung der Antriebsmomente sollten vor allem auch Kräftemessungen an einer Gleichlaufräse bis in den Bereich höherer Arbeitsgeschwindigkeiten unter Berücksichtigung verschiedener Werkzeugformen, Rotordrehzahlen und Arbeitstiefen vorgenommen werden. Des weiteren wurden die Begriffe Anlaufbissenlänge, Resthöhe, Grenzarbeitsgeschwindigkeit, Grenzbissenlänge, Grenzgeschwindigkeitsverhältnis, wirksamer Radius sowie

Anstellwinkel der resultierenden Bodenwiderstandskraft eingeführt und definiert. Ferner wurden für die Resthöhe, für den Abstand zwischen dem Fräsmessereintritt in den Boden und dem Fräsworkzeugaustritt aus dem Boden, für die Grenzarbeitsgeschwindigkeit, für den Krümmungsradius der Fräsworkzeuggbahn, für die Länge des Fräsmesserwegs im Boden während des Bissenschnitts und für den wirksamen Radius der Bodenwiderstandskraft Bestimmungen aufgestellt.

## 3. Versuchsfräse

Bei den Untersuchungen wurde eine serienmäßig gefertigte "Howard"-Bodenfräse der Baureihe CA eingesetzt<sup>1)</sup>. Sie hatte eine Gesamtarbeitsbreite von 0,95 m. Den Winkelmesser-Rotor mit 4 Werkzeugkränzen und 6 Messern je Kranz konnte man gegen einen Mulchmesser-Rotor mit 5 Werkzeugkränzen und 4 Messern je Kranz austauschen. Die Werkzeugkränze waren beim Winkelmesser-Rotor im Abstand von 227 mm, beim Mulchmesser-Rotor im Abstand von 191 mm voneinander auf der Rotorwelle angebracht. Bild 1 zeigt je ein Winkel- bzw. Mulchmesser, wie sie bei den Messungen verwendet wurden. Der Fräsmesserspitzenkreis hatte beim Rotor mit Winkelmessern einen Radius  $r_1 = 228,5$  mm und beim Rotor mit Mulchmessern einen Radius  $r_2 = 203$  mm. Das Drehzahluntersetzungsverhältnis von Fräsenantriebswelle zu Rotorwelle war  $i_F = 2,57$ . Es handelte sich bei diesem Versuchsgerät um eine Fräse mit einseitigem Kettenradantrieb des Rotors.

## 4. Versuchsaufbau und -durchführung

### 4.1 Aufbau und Funktion der Meßeinrichtung

Für die Fräseuntersuchungen stand die am Institut für Agrartechnik der Universität Hohenheim vorhandene 24 m lange Bodenrinne zur Verfügung, die eine lichte Weite von 1,5 m und eine Höhe von 0,75 m hat. Sie war etwa 0,55 m hoch mit Boden gefüllt. Bei diesem Boden handelt es sich um einen schluffigen Lehm (22,8 % Ton, 67,2 % Schluff, 10 % Sand).

Die gestellte Aufgabe erforderte eine Versuchs- und Meßeinrichtung, mit der es möglich war, zum einen die als Reaktionskräfte an der Fräsenaufhängung auftretenden Vertikal- und Horizontalkräfte infolge der auf den Fräse rotor wirkenden Bodenwiderstandskräfte zu messen und zum andern auch das jeweils benötigte Antriebsmoment der Fräse zu ermitteln. Darüber hinaus mußte die Drehzahl der Fräsenantriebsgelenkwelle  $n_G$  meßtechnisch erfaßt werden, um die für die Fräsenuntersuchungen gewünschten Rotor-drehzahlen  $n_R$  exakt vorgeben zu können. Ferner wurde die Meßwagenfahrgeschwindigkeit  $v_F$ , kurz Arbeitsgeschwindigkeit, registriert. Die Installation von Infrarotgabellichtschranken an der Bodenrinne, die innerhalb des Meßbereichs in Abständen von 0,5 m voneinander angeordnet waren, sollte zur Lokalisierung eventuell auftretender Störungen dienen. Somit wurde für die gesamte Meß- und Registeriereinrichtung eine 7-Kanal-Anlage notwendig.

\*) Dipl.-Ing. Dr. Karl Blümel ist wissenschaftlicher Mitarbeiter am Lehrstuhl für Verfahrenstechnik in der Pflanzenproduktion (Leiter: Prof. Dr.-Ing. W. Busse) der Universität Hohenheim.

<sup>1)</sup> Für die Schenkung der Versuchsfräse sei der Firma Howard Rotavator in Michelstadt an dieser Stelle nochmals gedankt.

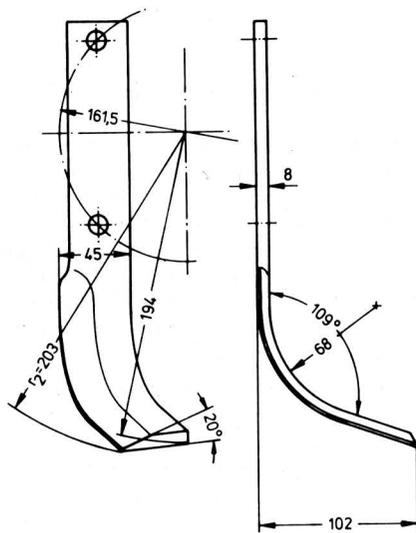
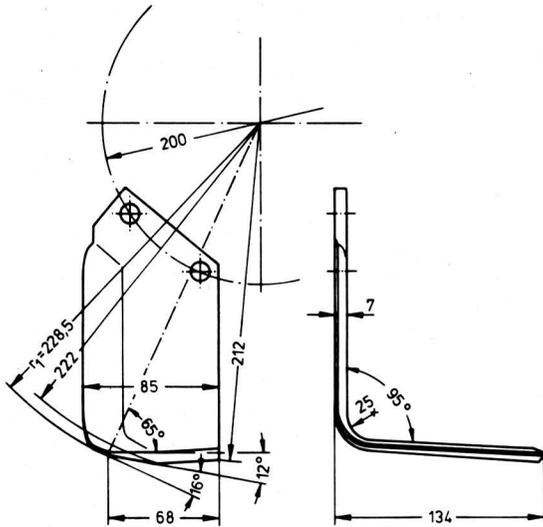


Bild 1. Maßskizzen der Werkzeuge der untersuchten Bodenfräse; oben Winkelmesser, unten Mulchmesser.

Bild 2 zeigt eine Schemaskizze des Versuchsstands mit der Bodenrinne a und dem Meßwagen b. Die zu untersuchende Fräse h war am Meßwagen befestigt und konnte bezüglich ihrer Lage über eine Parallelogrammaufhängung e und mit Hilfe von Verstellspindeln f in ihrer Höhe verändert werden, so daß sich die vorzuziehenden Arbeitstiefen stufenlos einstellen ließen. Der Antrieb der Fräse erfolgte über ein ebenfalls stufenlos regelbares PIV-Getriebe c. Mit Hilfe von Kraftaufnehmern g waren die in der Fräsenaufhängung wirkenden Horizontal- und Vertikalkräfte zu erfassen sowie mittels einer Drehmomentenmeßwelle d, an der die Fräsenantriebsgelenkwelle angeflanscht war, das Antriebsdrehmoment der Fräse zu messen.

Am verwendeten Variator-Getriebe mit einem 15 kW-Elektroflanschmotor konnte man abtriebsseitig Drehzahlen zwischen  $150 \text{ min}^{-1}$  und  $900 \text{ min}^{-1}$  vorwählen. Demzufolge ließen sich aufgrund des Übersetzungsverhältnisses  $i_F = 2,57$  des Fräsengetriebes Rotordrehzahlen zwischen  $60 \text{ min}^{-1}$  und  $350 \text{ min}^{-1}$  erreichen. Für die Kräfte messung wurden speziell angefertigte Kraftaufnehmer verwendet, die in Abschn. 4.3 eingehender behandelt werden. Zur Ermittlung des Fräsenantriebsmoments benutzte man eine handelsübliche Drehmomentenmeßwelle, die für einen Meßbereich bis 500 Nm ausgelegt ist.

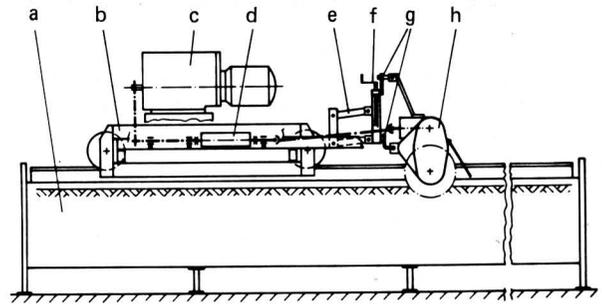


Bild 2. Schemaskizze des Versuchsstands.

- |                                     |                            |
|-------------------------------------|----------------------------|
| a Bodenrinne                        | e Parallelogrammaufhängung |
| b Meßwagen                          | f Verstellspindeln         |
| c stufenlos regelbares PIV-Getriebe | g Kraftaufnehmer           |
| d Drehmomentenmeßwelle              | h Versuchsfräse            |

#### 4.2 Meßprinzip zur Kräfteermittlung

Der auf den Fräsrotor entgegen seiner Drehrichtung wirkende Bodenwiderstand  $F_B$  kann vereinfacht als resultierende Gesamtkraft aufgefaßt werden, die sich in Komponenten mit definierten Richtungen zerlegen und sich auf diese Weise relativ einfach messen läßt. Bild 3 zeigt die schematische Darstellung des Meßprinzips. Infolge der am Fräsrotor in der x-y-Ebene angreifenden eingepreßten Kraft  $F_B$  treten in den betreffenden Kraftaufnehmern die Reaktionskräfte  $F_{x1}$ ,  $F_y$  und  $F_{x2}$  auf. Diese Reaktionskräfte wurden mit Hilfe von Dehnungsmeßstreifen gemessen, so daß sich aus den Meßgrößen  $F_{x1}$ ,  $F_{x2}$  und  $F_y$  der Bodenwiderstand  $F_B$  sowie seine Horizontal- und Vertikalkomponente  $F_{Bx}$  bzw.  $F_{By}$ , der Anstellwinkel  $\beta$  der Kraft  $F_B$  gegenüber der Horizontalen wie auch der Abstand a der Wirkungslinie der Kraft  $F_B$  vom Koppelpunkt der L-förmigen Kraftaufnehmer nach folgenden Beziehungen berechnen lassen:

$$F_{Bx} = F_{x1} + F_{x2} \quad (1)$$

$$F_{By} = F_y \quad (2)$$

$$F_B = \sqrt{F_{Bx}^2 + F_{By}^2} \quad (3)$$

$$\beta = \arctan (F_{By}/F_{Bx}) \quad (4)$$

$$a = 1 F_{x2}/F_B \quad (5)$$

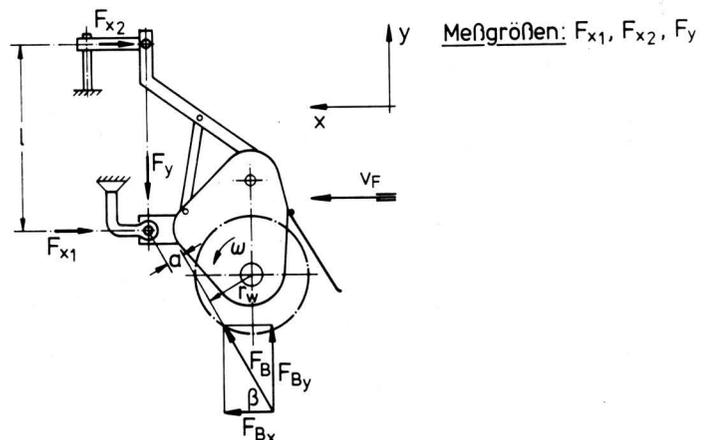


Bild 3. Schematische Darstellung zur Kräfte messung für die Ermittlung der am Fräsrotor angreifenden Bodenwiderstandskraft.

### 4.3 Schaltung der Dehnungsmeßstreifen der Kraftaufnehmer

Zum Messen der Reaktionskräfte  $F_{x1}$  und  $F_y$  wurden 2 L-förmige Kraftaufnehmer gleicher Abmessungen mit Quadratquerschnitt verwendet, wie sie in ähnlicher Form schon mit Erfolg eingesetzt wurden [8]. Die Reaktionskraft  $F_{x2}$  wurde mit einem Rundstab als Kraftaufnehmer gemessen. An allen 3 Meßstellen trat aufgrund der Belastung reine Biegung auf. Um nach dem Fräsenbau ein mögliches Verkanten in den Anlenkpunkten der Kraftaufnehmer – ein Verkanten könnte sich gegebenenfalls negativ auf die Kräftemessung auswirken – von vornherein völlig auszuschließen, waren dort Pendelkugellager vorgesehen worden, die außerdem noch Reibkräfte vermeiden sollten.

Die Anordnung der Dehnungsmeßstreifen (DMS) auf den Kraftaufnehmern und die elektrische Beschaltung sind Bild 4 zu entnehmen. Beide L-förmige Aufnehmer sind mit je 6 DMS, der Rundstab mit 2 DMS versehen. Die DMS auf dem Rundstabmeßgeber für die Kraft  $F_{x2}$  waren als Halbbrücke geschaltet mit dem Trägerfrequenzverstärker verbunden. Bei den beiden L-förmigen Kraftaufnehmern waren die DMS für die Kraft  $F_{x1}$  in Vollbrücke, die für die Kraft  $F_y$  in Halbbrücke geschaltet und beide L-förmigen Kraftaufnehmer in Parallelschaltung an den Meßverstärker angeschlossen. Bei dieser Parallelschaltung der beiden L-ähnlichen Aufnehmer ist Voraussetzung, daß sie nicht nur bezüglich ihrer äußeren Abmessungen exakt gefertigt sind und genau übereinstimmen, sondern vor allem auch die gleiche Empfindlichkeit aufweisen. In allen Fällen erhielt man beim Kalibrieren der Kraftaufnehmer einen linearen Kurvenverlauf. Bei zunehmender und bei abnehmender Belastung der Meßgeber ergaben sich die gleichen Kurven, eine Hysterese war also bei keinem der verwendeten Kraftaufnehmer festzustellen.

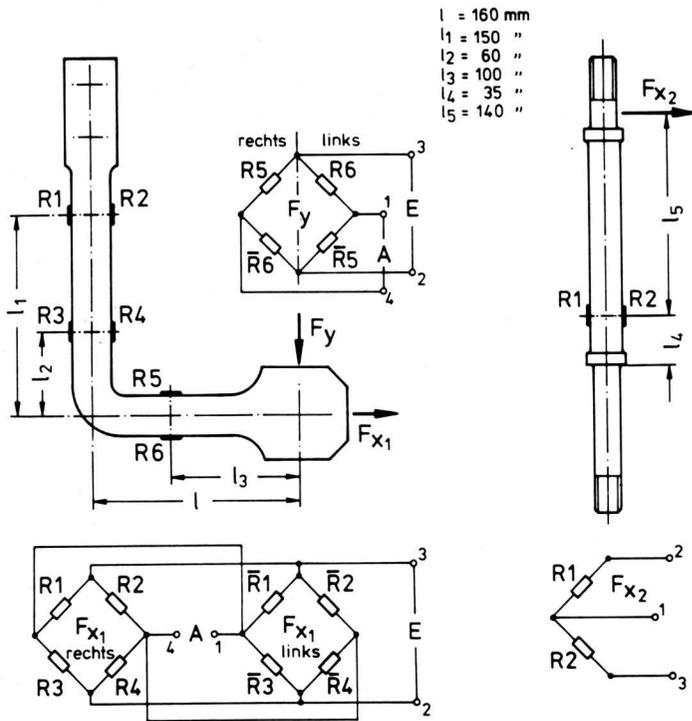


Bild 4. Form der Kraftaufnehmer sowie Anordnung und Schaltung der Dehnungsmeßstreifen für die Messung der Reaktionskräfte  $F_{x1}$  bzw.  $F_y$  (linker Bildteil) und  $F_{x2}$  (rechter Bildteil).

### 4.4 Meßdatenerfassung und -auswertung

Wie bereits erwähnt, wurde für den gesamten Meß- bzw. Registriervorgang der Versuchswerte eine 7-kanalige Meßkette benötigt. Vom Einsatz eines Integriergeräts in Verbindung mit der Kräfte- und Drehmomentenmessung, das von jeder eingegebenen Meßgröße das Integral über der Zeit bildet und somit nach Beendigung des Integriervorgangs sofort die Integral- bzw. Mittelwerte digital anzeigt, die zudem noch von einem angeschlossenen Drucker automatisch in Tabellenform festgehalten werden können, mußte nach einigen Testläufen aus versuchstechnischen Gründen, auf die hier nicht näher eingegangen werden soll, abgesehen werden. Als Alternative bot sich daher bei der Ermittlung der Horizontal- und Vertikalkräfte wie aber auch bei der Messung des erforderlichen Fräsenantriebsmoments die kontinuierliche Aufzeichnung der Signale aus dem Trägerfrequenzverstärker an. Die Erfassung aller Meßdaten erfolgte dann analog mit zwei 4-Kanal-Linienschreibern. Diese Art der Meßwertregistrierung wurde nicht zuletzt auch deshalb gewählt, um schon während der Versuchsdurchführung einen gewissen Aufschluß darüber zu erhalten, wie sich die einzelnen Meßwerte in Abhängigkeit von den zu variierenden Versuchsparametern ändern. Außerdem erfüllte dieses Verfahren alle Anforderungen in bezug auf Meßgenauigkeit, Funktionssicherheit und einfache Handhabung.

Die Meßsignale für die Drehzahl  $n_G$  der Fräsantriebswelle und für die Fahrgeschwindigkeit  $v_F$  des Meßwagens wurden über induktive Aufnehmer gewonnen. Zur Impulserzeugung dienten dabei die Zähne eines Stahlzahnrad. Der dem induktiven Aufnehmer nachgeschaltete Frequenz-Strom-Wandler lieferte sowohl ein für digitale Weiterverarbeitung geeignetes Rechtecksignal als auch ein analoges Signal in Form eines eingepreßten Gleichstroms geringer Welligkeit. Die analogen Signale wurden einem Linienschreiber unmittelbar eingespeist. Ebenfalls direkt an einen Linienschreiber angeschlossen waren auch die Lichtschranken. Bild 5 zeigt ein Blockschaltbild der gesamten Meßeinrichtung.

Die Auswertung der Meßwertaufzeichnungen bereitet keinerlei Schwierigkeiten, da bei stationärem Versuchsbetrieb nur äußerst geringe Abweichungen vom eindeutig festzustellenden Mittelwert auftraten. Dieses geringfügige Pendeln um einen konstanten Mittelwert der jeweils gemessenen Größen ist auf die unvermeidbaren Eigenschwingungen des Meßwagens während des Versuchsablaufs zurückzuführen. So ließen sich die für die weitere Berechnung der Versuchsdaten notwendigen Meßwerte recht einfach, schnell und auch sehr genau aus den Meßschrieben ermitteln.

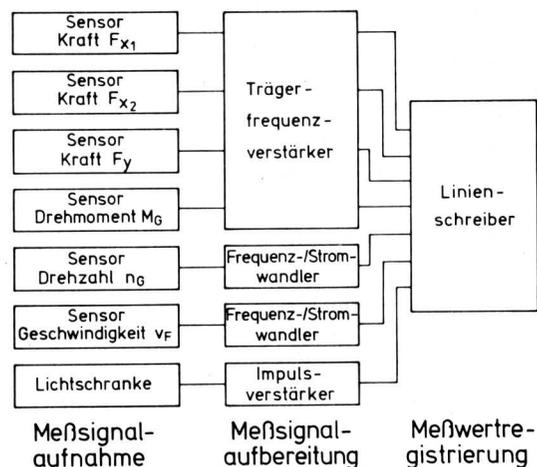


Bild 5. Blockschaltbild der gesamten Meßkette.

## 4.5 Versuchsdurchführung

Die beschriebene Versuchs- und Meßeinrichtung ermöglichte es also, die an der Fräsenaufhängung wirkenden Vertikal- und Horizontalkräfte wie auch das benötigte Antriebsdrehmoment der Fräse in Abhängigkeit von Arbeitstiefe, -geschwindigkeit, Rotordrehzahl und Messerform zu ermitteln. Mit beiden erwähnten Rotorausführungen wurde bei Arbeitstiefen von 8 cm und 13 cm gearbeitet. Die Versuche wurden mit bis zu 10 unterschiedlichen Arbeitsgeschwindigkeiten im Bereich von 0,5 km/h (0,139 m/s) bis 8,0 km/h (2,222 m/s) und mit 8 verschiedenen Rotordrehzahlen zwischen  $130 \text{ min}^{-1}$  (Winkelmesser  $u_W = 3,1 \text{ m/s}$ , Mulchmesser  $u_M = 2,8 \text{ m/s}$ ) und  $315 \text{ min}^{-1}$  ( $u_W = 7,5 \text{ m/s}$  bzw.  $u_M = 6,7 \text{ m/s}$ ) durchgeführt. Allerdings konnte nicht bei jeder vorgegebenen Fräswellendrehzahl der gesamte Geschwindigkeitsbereich von 0,5 km/h bis 8,0 km/h aufgrund des Kennfelds des eingesetzten PIV-Getriebes durchfahren werden, da es im Grenzbereich des übertragbaren Drehmoments teilweise zu einem sehr schnellen Drehzahlabfall kam und sich dann der Fräsrotor mit Boden zu setzte.

Vor jedem Versuchsdurchgang mußte der Boden in der Rinne mit einem Planierschild in Verbindung mit seitlich angebrachten Lockerungswerkzeugen eingeebnet werden. Nach dem Planieren wurde zweimal mit einer am Bodenrinnenaufbereitungswagen montierten Glattwalze gewalzt, um für jeden Versuchsdurchgang gleiche Bedingungen, vor allem eine annähernd gleichbleibende Bodenverdichtung zu schaffen. Letzteres konnte, wie die vorgenommenen Bodenfestigkeitsmessungen mit einer Flügelsonde und einem Cone-Penetrometer zeigten, auch stets erreicht werden. Mit Hilfe einer speziell für diesen Versuchsstand erstellten Befeuchtungseinrichtung war es möglich, die Bodenfeuchte in der Versuchsrinne bei  $U \approx 20\%$  ( $U_m = 19,85\%$ ) nahezu konstant zu halten.

Bei den Untersuchungen der beiden Fräsrotoren wurden die Parameter Arbeitstiefe  $h$ , Arbeitsgeschwindigkeit  $v_F$  und Fräsrotordrehzahl  $n_R$  vorgegeben bzw. eingestellt. Gemessen werden konnten dann das Antriebsdrehmoment  $M_G$  der Fräse in der Gelenk- bzw. Antriebswelle sowie die auftretende Horizontalkraft  $F_x$  und die Vertikalkraft  $F_y$ , die als Komponenten der Reaktionskraft des auf die Fräswerkzeuge wirkenden Bodenwiderstands an der Fräsenaufhängung ermittelt wurden.

Die mit dem Fräsendurchgang erzielte Bodenkrümelung blieb unberücksichtigt, handelte es sich doch hier in der Versuchsrinne um keinen "gewachsenen" und "abgesetzten" Boden. Die einmal gewählte Prallblechstellung der Fräse wurde bei allen Versuchen unverändert beibehalten.

## 5. Ergebnisse der Messungen mit dem Winkel- und Mulchmesserrotor

### 5.1 Theoretische Grundlagen

In diesem Abschnitt werden die wichtigsten Gleichungen zusammengestellt sowie die theoretischen Zusammenhänge am Beispiel der beiden untersuchten Fräsrotoren erläutert.

#### 5.1.1 Schnittbahn des Fräsmessers

Die Bahnkurve eines starren Fräswerkzeugs, das um eine horizontale und rechtwinklig zur Gerätebewegungsrichtung angeordnete Drehachse rotiert, ergibt sich durch Überlagern von rotatorischer mit translatorischer Bewegung und ist eine Zykloide. Die Gleichung der Zykloide in Parameterdarstellung lautet unter der Voraussetzung, daß der Ursprung des ebenen x,y-Koordinatensystems im Rotorachsmittelpunkt liegt:

$$\begin{aligned} x &= v_F t + r \cos \varphi \\ y &= -r \sin \varphi \end{aligned} \quad (6)$$

Dabei ist

$$\varphi = \omega t \quad (7)$$

der in der Zeit  $t$  zurückgelegte Drehwinkel, der von der x-Achse aus in Drehrichtung der Frästrome gemessen wird. Bild 6 zeigt die Zykloidenbahnen der Fräsmesser eines Rotorkranzes mit 3 Werkzeugen je Schnittebene.

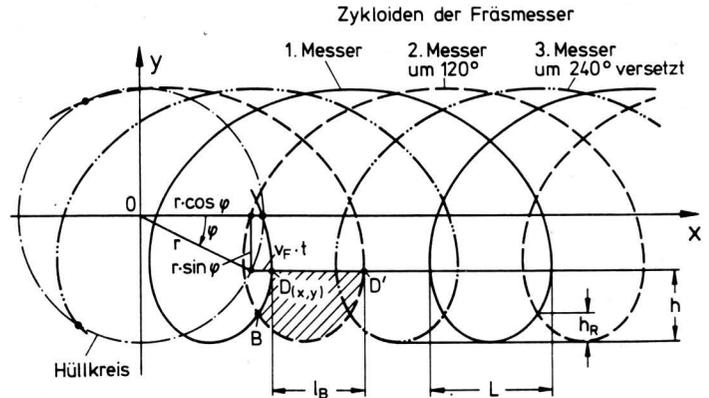


Bild 6. Zykloidenbahnen für einen Fräsrotorkranz mit drei Werkzeugen je Schnittebene; Benennung charakteristischer Größen.

#### 5.1.2 Bissenlänge

Unter der Bissenlänge  $l_B$  versteht man den horizontalen Abstand zwischen zwei aufeinander folgenden Fräswerkzeugeinschlägen der gleichen Schnittebene. Sie entspricht bei der Gleichlaufräse der zurückgelegten Wegstrecke in Fahrtrichtung (x-Richtung), die zwischen eben diesen beiden Messereinschlägen liegt. Berechnen läßt sich die Bissenlänge mit den nachstehenden Formeln:

$$l_B = \frac{v_F 60}{n_R z} = \frac{v_F 2 \pi r}{u z} \quad (8)$$

und

$$l_B = \frac{2 \pi r}{\lambda z} \quad (9)$$

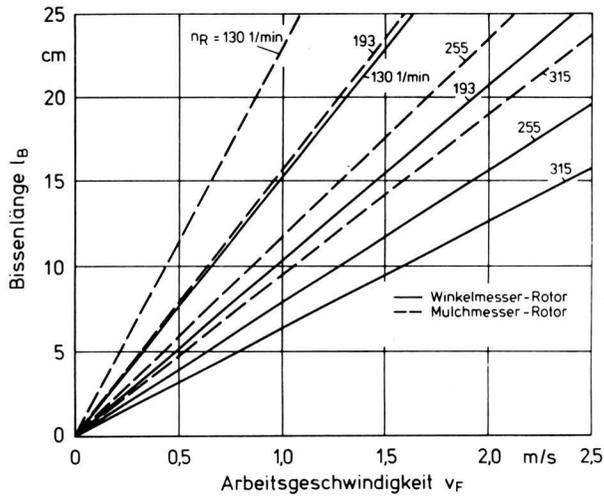
mit

$$\lambda = \frac{u}{v_F} \quad (10)$$

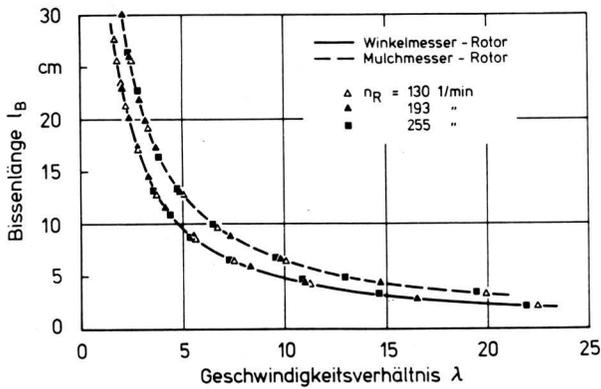
Den in den Gleichungen (8) und (9) beschriebenen formelmäßigen Zusammenhang zwischen der Bissenlänge  $l_B$  und der Fahrgeschwindigkeit  $v_F$  sowie dem Geschwindigkeitsverhältnis  $\lambda$  bei konstanter Rotordrehzahl  $n_R$  und Anzahl der Fräsmesser je Schnittebene  $z$  veranschaulichen die Diagramme Bild 7 und 8 am Beispiel der beiden untersuchten Fräsrotoren.

#### 5.1.3 Winkel und Geschwindigkeiten am Fräswerkzeug

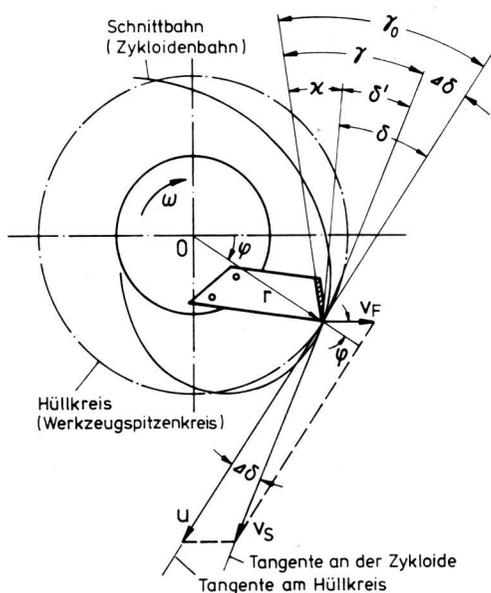
Die am Fräsmesser auftretenden Winkel und die an der Werkzeugschneide vorhandenen Geschwindigkeiten sind im Bild 9 dargestellt. Da die Schnittbahn des Fräsmessers eine Zykloide ist, ändern sich Schnittwinkel und -geschwindigkeit entlang der Bahnkurve ständig. Wie man dem Bild 9 entnehmen kann, ist die Schnittgeschwindigkeit  $v_s$  gleich der vektoriellen Summe aus der Arbeitsgeschwindigkeit  $v_F$  und der Umfangsgeschwindigkeit  $u$ . Zudem ist die Schnittgeschwindigkeit eine Funktion des Zuwachswinkels  $\Delta \delta$ , des Geschwindigkeitsverhältnisses  $u/v_F$  sowie des Drehwinkels  $\varphi$ . Die Schnittgeschwindigkeit ändert sich also während des Schnittvorgangs laufend nach Betrag und Richtung.



**Bild 7.** Bissenlänge in Abhängigkeit von der Arbeitsgeschwindigkeit für Winkelmesser- ( $z = 3$ ) und Mulchmesser-Rotor ( $z = 2$ ) bei verschiedenen Rotordrehzahlen.



**Bild 8.** Bissenlänge in Abhängigkeit vom Geschwindigkeitsverhältnis für Winkelmesser- ( $z = 3$ ) und Mulchmesser-Rotor ( $z = 2$ ) bei verschiedenen Rotordrehzahlen.



**Bild 9.** Winkel und Geschwindigkeiten am Fräsmesser.

Es ist:

$$v_s = \frac{u - v_F \sin \varphi}{\cos \Delta \delta} = v_F \frac{\lambda - \sin \varphi}{\cos \Delta \delta} \quad (11)$$

Der Zuwachswinkel  $\Delta \delta$  läßt sich mit Hilfe der Gleichung

$$\tan \Delta \delta = \frac{v_F \cos \varphi}{u - v_F \sin \varphi} = \frac{\cos \varphi}{\lambda - \sin \varphi} \quad (12)$$

berechnen.

Für  $u/v_F > 5$  wird  $\cos \Delta \delta \approx 1$ , so daß man dann, ohne einen größeren Fehler zu machen, die vereinfachte Näherungsformel

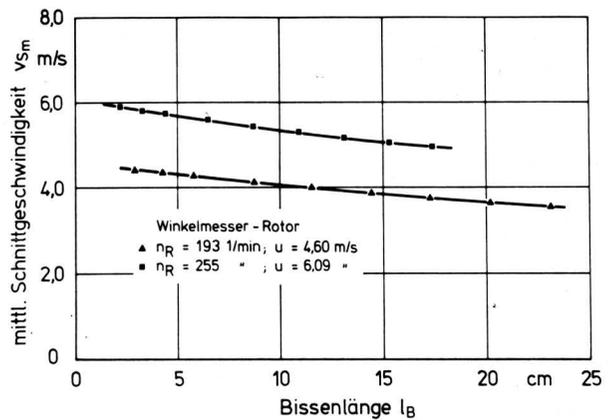
$$v_s = v_F (\lambda - \sin \varphi) \quad (13)$$

verwenden kann.

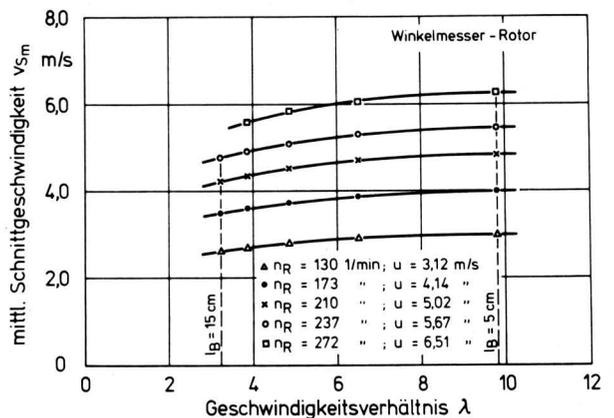
Für einige Drehzahlen des untersuchten Winkelmessers sind die mittleren Schnittgeschwindigkeiten  $v_{sm}$  im Bereich des Bissenschnitts nach der Gleichung

$$v_{sm} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n v_{si} \quad (14)$$

ermittelt und abhängig von der Bissenlänge  $l_B$ , Bild 10, bzw. vom Geschwindigkeitsverhältnis  $\lambda$ , Bild 11, wiedergegeben worden.



**Bild 10.** Mittlere Schnittgeschwindigkeit als Funktion der Bissenlänge; Winkelmesser-Rotor ( $z = 3$ ), Rotordrehzahl als Parameter.



**Bild 11.** Mittlere Schnittgeschwindigkeit in Abhängigkeit vom Geschwindigkeitsverhältnis; Winkelmesser-Rotor ( $z = 3$ ), Rotordrehzahl als Parameter, Bissenlängenbereich  $5 \text{ cm} < l_B < 15 \text{ cm}$ .

Bild 12 zeigt die mittlere Schnittgeschwindigkeit  $v_{sm}$  beim Winkelmesserrotor als Funktion der Fräsrordrehzahl  $n_R$  bei jeweils konstant gehaltener Bissengröße  $l_B$  und damit ebenfalls konstantem Geschwindigkeitsverhältnis  $\lambda$ .

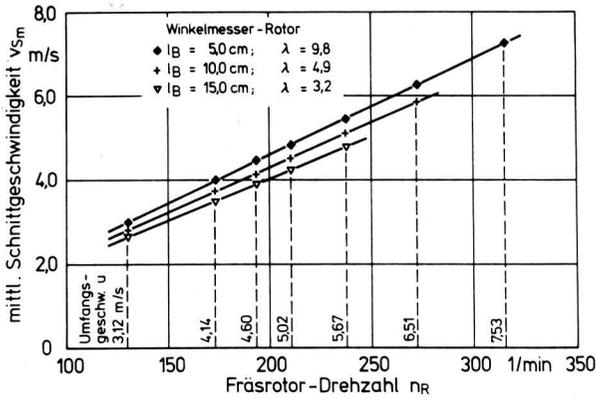


Bild 12. Mittlere Schnittgeschwindigkeit als Funktion der Rotordrehzahl; Winkelmesser-Rotor ( $z = 3$ ), Bissenlänge bzw. Geschwindigkeitsverhältnis als Parameter.

#### 5.1.4 Resthöhe des unbearbeiteten Bodens

Beim Fräsen bleiben durch das Herausschneiden der Bissen infolge der Zykloidenbahnen der Werkzeuge unbearbeitete "Erdwälle" zwischen aufeinander folgenden Bodenschnitten stehen, deren Höhe als Resthöhe  $h_R$  bezeichnet werden soll (Bild 6). Die Größe dieser Resthöhe  $h_R$  hängt von der Bissenlänge  $l_B$ , dem Geschwindigkeitsverhältnis  $\lambda$ , der Werkzeuganzahl je Schnitt Ebene  $z$ , dem Frästrummelradius  $r$  und schließlich auch vom Drehwinkel  $\varphi_{hR}$  ab, der zur jeweiligen Resthöhe gehört. Es besteht also folgende formelmäßige Abhängigkeit der Resthöhe von den genannten Größen:

$$h_R = \frac{l_B \lambda z}{2 \pi} - r \sin \varphi_{hR} \quad (15)$$

Die verbleibende Resthöhe  $h_R$  in Abhängigkeit von der Größe  $l_B$  des herausgefrästen Bissens zeigt am Beispiel von 3 ausgewählten Drehzahlen ( $n_R = 173 \text{ min}^{-1}$ ,  $n_R = 210 \text{ min}^{-1}$ ,  $n_R = 237 \text{ min}^{-1}$ ) der insgesamt 8 untersuchten das Bild 13 für den Mulchmesserrotor mit  $z = 2$  und dem Winkelmesserrotor mit  $z = 3$  Werkzeugen je Schnitt Ebene.

Weiterhin läßt sich nun auch die Bissenlänge in Abhängigkeit von der Resthöhe  $h_R$  und dem entsprechenden Drehwinkel  $\varphi_{hR}$  angeben, so daß folgende Gleichung gilt:

$$l_B = \frac{v_F 2 \pi \sqrt{h_R (2r - h_R)}}{u z \cos \varphi_{hR}} \quad (16)$$

Am Beispiel der beiden bei den Versuchen verwendeten Frästrummelausführungen (Mulchmesserrotor mit  $z = 2$  und Winkelmesserrotor mit  $z = 3$ ) wurde die auf den Rotorradius  $r$  bezogene Resthöhe  $h_R$  als Funktion des Geschwindigkeitsverhältnisses  $\lambda = u/v_F$  ebenfalls für die bereits genannten 3 Drehzahlen in Bild 14 dargestellt. Da es sich bei den Quotienten  $h_R/r$  und  $u/v_F$  um dimensionslose Kenngrößen handelt, hat dieses Diagramm Bild 14 Allgemeingültigkeit. Es sagt schließlich aus, daß mit größer werdendem  $\lambda$  — also mit abnehmender Bissenlänge — die bezogene Kenngröße  $h_R/r$  und daraus resultierend natürlich auch die Resthöhe  $h_R$  hyperbolisch abnimmt. Der Wert für  $h_R/r$  und damit also auch für  $h_R$  selbst ist bei gleichbleibendem  $\lambda$  um so kleiner, je größer die Anzahl  $z$  der Werkzeuge je Schnitt Ebene und somit auch je Fräsmesserkrans ist.

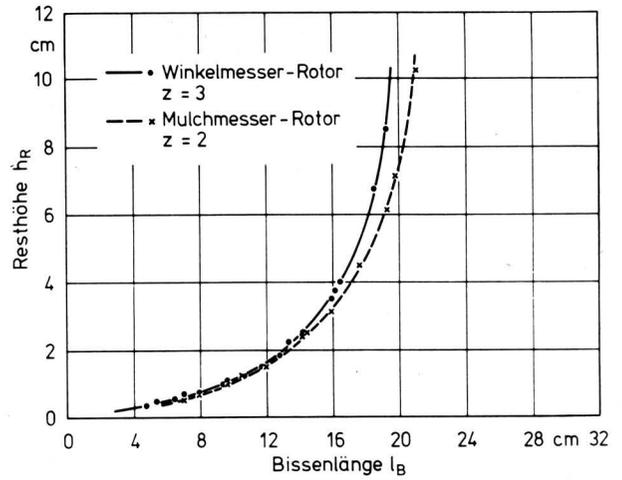


Bild 13. Resthöhe als Funktion der Bissenlänge für Winkelmesser- ( $z = 3$ ) bzw. Mulchmesser-Rotor ( $z = 2$ ).

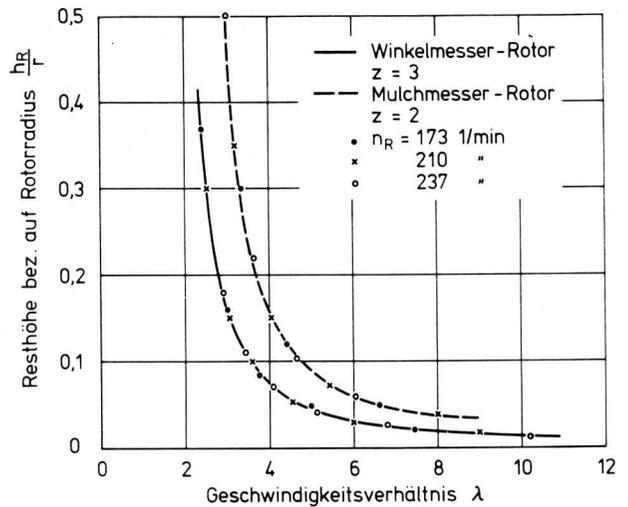


Bild 14. Auf den Rotorradius bezogene Resthöhe in Abhängigkeit vom Geschwindigkeitsverhältnis für Winkelmesser- und Mulchmesser-Rotor bei verschiedenen Rotordrehzahlen.

#### 5.1.5 Abstand zwischen dem Fräsmessereintritt in den Boden und dem Austritt

Der Abstand  $L$  zwischen dem Fräsmessereintritt in den Boden und dem Werkzeugaustritt, s. Bild 6, hängt vom Rotorradius  $r$ , der Frästrummeldrehzahl  $n_R$ , der Arbeitsgeschwindigkeit  $v_F$  sowie außerdem noch von der Arbeitstiefe  $h$  und dem zur jeweiligen Arbeitstiefe gehörenden Drehwinkel  $\varphi_h$  ab. Er kann nach der Gleichung

$$L = 2 \sqrt{h (2r - h)} + (v_F / 6 n_R) (2 \varphi_h - 180^\circ) \quad (17)$$

berechnet werden und wird bei konstant bleibender Rotordrehzahl und gleichzeitig unveränderter Arbeitstiefe mit zunehmender Fahrgeschwindigkeit ständig geringer.

In Bild 15 ist dieser Zusammenhang am Beispiel des Winkelmesserrotors wiederum für 3 verschiedene Frästrummeldrehzahlen bei einer Arbeitstiefe  $h = 13 \text{ cm}$  dargestellt. Die Abnahme der Größe  $L$  erfolgt linear mit zunehmender Arbeitsgeschwindigkeit  $v_F$ . Grund hierfür ist die Tatsache, daß die Zykloidschleifen bei  $n_R = \text{const}$  mit größer werdender Fahrgeschwindigkeit  $v_F$ , also auch zunehmender Bissenlänge  $l_B$ , "schmäler" werden. Die Gera-

den für alle Drehzahlen schneiden die Ordinate ( $v_F = 0$ ) in einem gemeinsamen Punkt. Ist also die Fahrgeschwindigkeit  $v_F = 0$  – dieser Grenzfall hat allerdings für den Feldeinsatz einer Fräse keine Bedeutung –, so bewegt sich das Fräserswerkzeug nicht mehr auf einer Zykloiden-, sondern auf einer Kreisbahn. Es gilt somit dann für den Abstand zwischen dem Ein- und Austritt des Fräsmessers aus dem Boden, und zwar bei allen Rotordrehzahlen, die Beziehung

$$L^* = 2 \sqrt{h(2r - h)} \quad (18)$$

Die Strecke  $L^*$ , die der Sehne des Fräsmesserspitzenkreises mit dem Radius  $r$  in Arbeitstiefe  $h$  entspricht, ist jetzt nur noch von den beiden Größen Rotorradius und Arbeitstiefe abhängig.

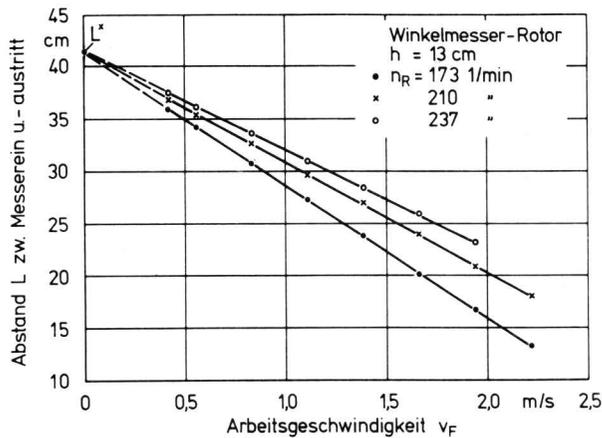


Bild 15. Abstand  $L$  zwischen dem Eintritt des Fräsmessers in den Boden und dem Austritt als Funktion der Arbeitsgeschwindigkeit für verschiedene Rotordrehzahlen; Winkelmesser-Rotor ( $z = 3$ ).

#### 5.1.6 Grenz-arbeitsgeschwindigkeit und -bissenlänge

Wie man weiß, nimmt die Bissenlänge bei gleichbleibender Rotordrehzahl mit steigender Fahrgeschwindigkeit zu (Bild 7) und ist ab einem bestimmten Grenzwert, der theoretische Grenzbissenlänge  $l_{Bg}$  heißen soll, größer als die Strecke  $L$ . Für diesen Grenzfall gilt die Beziehung  $l_B = l_{Bg} = L$ , so daß sich die maximale, theoretische Grenz-arbeitsgeschwindigkeit  $v_{Fg}$  nach der Formel

$$v_{Fg} = \frac{6 z n_R \sqrt{h(2r - h)}}{1800 - (\varphi_h - 900) z} \quad (19)$$

ermitteln läßt. Bei dieser Grenzfahrgeschwindigkeit  $v_{Fg}$  wird gerade noch die gesamte Ackeroberfläche von der Fräse bearbeitet, die stehende Resthöhe  $h_R$  ist gleich der Frästiefe  $h$ .

Für die beiden untersuchten Fräseotoren ist die maximale, theoretische Grenz-arbeitsgeschwindigkeit  $v_{Fg}$  bei den Arbeitstiefen  $h = 8$  cm und  $h = 13$  cm als Funktion der Rotordrehzahl  $n_R$  in Bild 16 dargestellt.

Bild 17 zeigt die Grenzfahrgeschwindigkeit  $v_{Fg}$  in Abhängigkeit von der Arbeitstiefe  $h$  für 3 der 8 untersuchten Frästrommeldrehzahlen beim Winkel- und Mulchmesserrotor. Bei gleicher Frästiefe beider Rotoren liegen auch hier die Absolutwerte beim Winkelmessersrotor über denen der Mulchmessersrotor. Daraus folgt, daß die Anzahl der Werkzeuge je Flansch und somit auch je Schnittebene einen wesentlichen Einfluß auf die maximale, theoretische Grenz-arbeitsgeschwindigkeit hat.

Bild 17 macht deutlich, daß im vorliegenden Fall im Arbeitstiefenbereich bis etwa  $h = 5$  cm besonders bei höheren Fräseotordrehzahlen mit wachsender Arbeitstiefe ein relativ großer Arbeitsgeschwindigkeitszuwachs möglich ist. Auch im Bereich zwischen

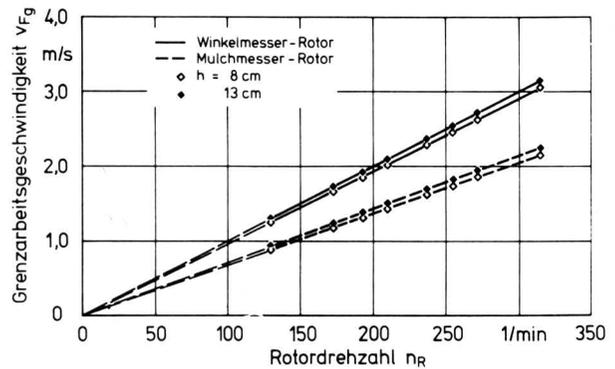


Bild 16. Grenz-arbeitsgeschwindigkeit als Funktion der Rotordrehzahl für Winkelmesser- ( $z = 3$ ) und Mulchmesser-Rotor ( $z = 2$ ) bei zwei verschiedenen Frästiefen.

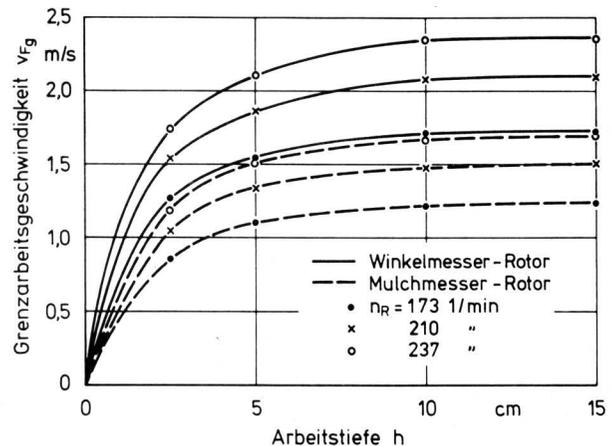


Bild 17. Grenz-arbeitsgeschwindigkeit als Funktion der Arbeitstiefe für Winkelmesser- ( $z = 3$ ) und Mulchmesser-Rotor ( $z = 2$ ) bei verschiedenen Rotordrehzahlen.

5 cm und ungefähr 10 cm ist noch eine stärkere Zunahme der Fahrgeschwindigkeit zulässig, als dies bei entsprechend größeren Frästiefen der Fall ist, wo nur noch eine relativ geringe Geschwindigkeitssteigerung möglich ist, um stets unterhalb der Grenzgeschwindigkeit  $v_{Fg}$  zu bleiben.

Ist aber  $l_B > L$ , so ist auch  $v_F > v_{Fg}$ , und es wird nun nicht mehr die ganze Ackeroberfläche bearbeitet, sondern es bleiben, nachdem die "Bodenbissen" herausgefäht sind, zwischen den einzelnen Fräsewerkzeugschnitten völlig unbenutzte Stücke im Feld stehen, so daß man im Ackerboden nicht mehr den gewollten bzw. benötigten Bearbeitungseffekt erzielt. Dieser Fall mit  $v_F > v_{Fg}$  bzw.  $l_B > l_{Bg}$  ist daher für den Fräseinsatz in der Praxis ohne Bedeutung. Im Hinblick auf die "tatsächliche" Grenzbissenlänge muß man sich an den Feldeinsatzbedingungen orientieren. Ihre obere Grenze sollte jedoch stets so gewählt werden, daß sich bedingt durch die Bahnkurven der Werkzeuge im Boden ein "brauchbares" Fräsprofil ergibt. Es ist also eine nicht zu große Resthöhe  $h_R$  anzustreben.

### 5.1.7 Krümmungsradius der Zykloidenbahn

Da man unter dem Krümmungsradius  $\rho$  einer Kurve den Reziprokwert der Krümmung  $k$  versteht, ergibt sich für den Krümmungsradius  $\rho$  einer ebenen Kurve in Parameterform folgende Gleichung:

$$\rho = \frac{1}{k} = \frac{(\dot{x}^2 + \dot{y}^2)^{3/2}}{\dot{x}\ddot{y} - \dot{y}\ddot{x}} \quad (20)$$

Somit erhält man für den Krümmungsradius  $\rho$  der Fräsmesserbahnkurve die Abhängigkeit

$$\rho = \frac{r \sqrt{[v_F^2 - u^2 (2 \lambda^{-1} \sin \varphi - 1)]^3}}{u^2 (v_F \sin \varphi - u)} \quad (21)$$

### 5.1.8 Weglänge des Fräsmessers im Boden

Der im Boden zurückgelegte Schnittweg  $s$  eines jeden Fräsmessers ist gleich der Bogenlänge  $\overline{D'B}$  (Bild 6) und läßt sich für die Messerbahn, die ja eine verlängerte Zykloide darstellt, nach der Gleichung

$$s = \int_{t_D}^{t_B} \sqrt{(\dot{x}(t))^2 + (\dot{y}(t))^2} dt \quad (22)$$

ermitteln. Nach Umformung ergibt sich für die Bogenlänge:

$$s = \sqrt{v_F^2 + r^2 \omega^2} \int_{t_D}^{t_B} \sqrt{1 - q \sin \omega t} dt \quad (23)$$

wobei

$$q = \frac{2 r v_F \omega}{v_F^2 + r^2 \omega^2} \quad (24)$$

ist. Dieses Integral läßt sich aber für  $q \neq 1$  nicht geschlossen lösen. Da der Ausdruck

$$|q \sin \omega t| < 1 \quad (25)$$

ist, bietet sich die *Taylor*sche Reihenentwicklung an. Es ist

$$\sqrt{1-x} = 1 - \frac{1}{2} x - \frac{1}{8} x^2 - \frac{1}{16} x^3 - \frac{5}{128} x^4 - \frac{7}{256} x^5 \dots \quad (26)$$

Nach einer analog vorgenommenen Reihenentwicklung für Gl. (23) bis einschließlich des Gliedes 4. Ordnung und anschließender Integration der einzelnen Terme, die unter den Integralen Sinusfunktionen enthalten, ergibt sich für den Schnittweg  $s$  der Fräsmesser:

$$\begin{aligned} s \approx & \sqrt{v_F^2 + r^2 \omega^2} \left[ \left(1 - \frac{q^2}{16} - \frac{15 q^4}{1024}\right) t \right. \\ & + \frac{q^2}{32 \omega} \left(1 + \frac{5 q^2}{16}\right) \sin 2 \omega t \\ & - \frac{5 q^4}{4096 \omega} \sin 4 \omega t + \frac{q}{2 \omega} \cos \omega t \\ & \left. + \frac{q^3}{16 \omega} \left(\cos \omega t - \frac{1}{3} \cos^3 \omega t\right) \right]_{t_D}^{t_B} \quad (27) \end{aligned}$$

Die Integrationsgrenzen  $t_B$  und  $t_D$  sind durch die Gleichungen

$$t_B = \frac{\pi}{2 \omega} + \frac{l_B}{2 v_F} - \frac{r}{v_F} \cos \varphi_B \quad (28a)$$

und

$$t_D = \frac{1}{\omega} \arcsin \left(1 - \frac{h}{r}\right) \quad (28b)$$

gegeben. Bei den einzelnen Formelgrößen der Gleichungen (27) und (28) handelt es sich um bekannte Versuchsparameter bzw. Rotorabmessungen.

### 5.1.9 Wirksamer Radius der Resultierenden

In der schematischen Darstellung des Meßprinzips zur Ermittlung der am Fräsrotor wirkenden Bodenwiderstandskraft (Bild 3) ist der wirksame Radius  $r_w$  angegeben, unter dem man den senkrechten Abstand vom Fräswellenmittelpunkt zur Wirkungslinie der resultierenden Widerstandskraft  $F_B$  versteht. Der wirksame Radius  $r_w$  ist nicht konstant. Er kann unter Berücksichtigung des Übersetzungsverhältnisses  $i_F$  und des Gesamtwirkungsgrades  $\eta_F$  des Fräswellenantriebs aus dem Fräsantriebsdrehmoment  $M_G$  und der Bodenwiderstandskraft  $F_B$  berechnet werden mit:

$$r_w = \frac{M_G i_F \eta_F}{F_B} \quad (29)$$

Außerdem läßt sich der wirksame Radius  $r_w$  noch aus den gegebenen Winkelbeziehungen und einigen Konstruktionsmaßen der Fräse in Verbindung mit den gemessenen Kraftkomponenten  $F_{Bx}$  und  $F_{By}$  bzw. mit der daraus berechneten Resultierenden  $F_B$  und ihrem Anstellwinkel  $\beta$  ermittelt. In Bild 18 sind alle benötigten Größen und Winkel eingetragen. Somit folgt für den effektiven Hebelarm  $r_w$  der Bodenwiderstandskraft  $F_B$ :

$$r_w = \sqrt{c^2 + e^2} \sin \chi - a \quad (30)$$

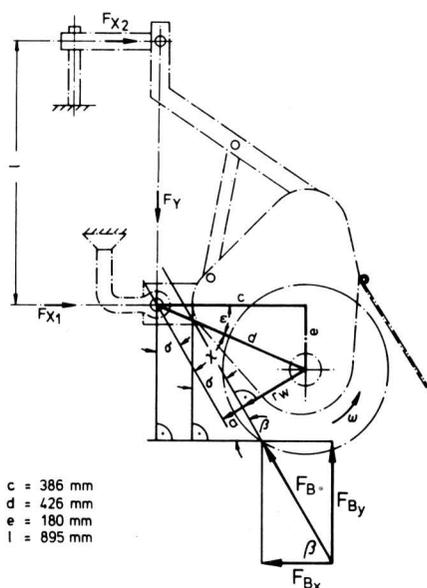


Bild 18. Konstruktionsmaße, Winkel und Kräfte bei der Versuchsfräse.

### 5.2 Antriebsdrehmoment der Fräse

Spezifischer Energie- und Leistungsbedarf sind bei einer Ackerfräse beachtlich höher als beispielsweise beim Scharpflug. Der Grund hierfür ist vorwiegend in 2 Dingen zu sehen. Einmal müssen im Vergleich zum Pflug hier bei der Fräse die höheren Werkzeuggeschwindigkeiten, zum anderen die größeren Schnittflächen angeführt werden. So sind die hohen Schnittgeschwindigkeiten bei den Fräsen und die den Bodenteilchen erteilten hohen Beschleunigungen unter anderem mit die Hauptursache für deren relativ großen Leistungsbedarf. Bei Fräsen liegen die Werkzeugumfangsgeschwindigkeiten zwischen 4 m/s und maximal 7 m/s, während die optimalen Arbeitsgeschwindigkeiten beim Pflügen bei maximal 1,6 m/s bis etwa 2 m/s liegen dürften.

Betrachtet man den Energiefluß in einer Ackerfräse, Bild 19, so lassen sich 3 Hauptanteile erkennen:

1. Schnittenergie
2. Reibenergie
3. Beschleunigungsenergie.

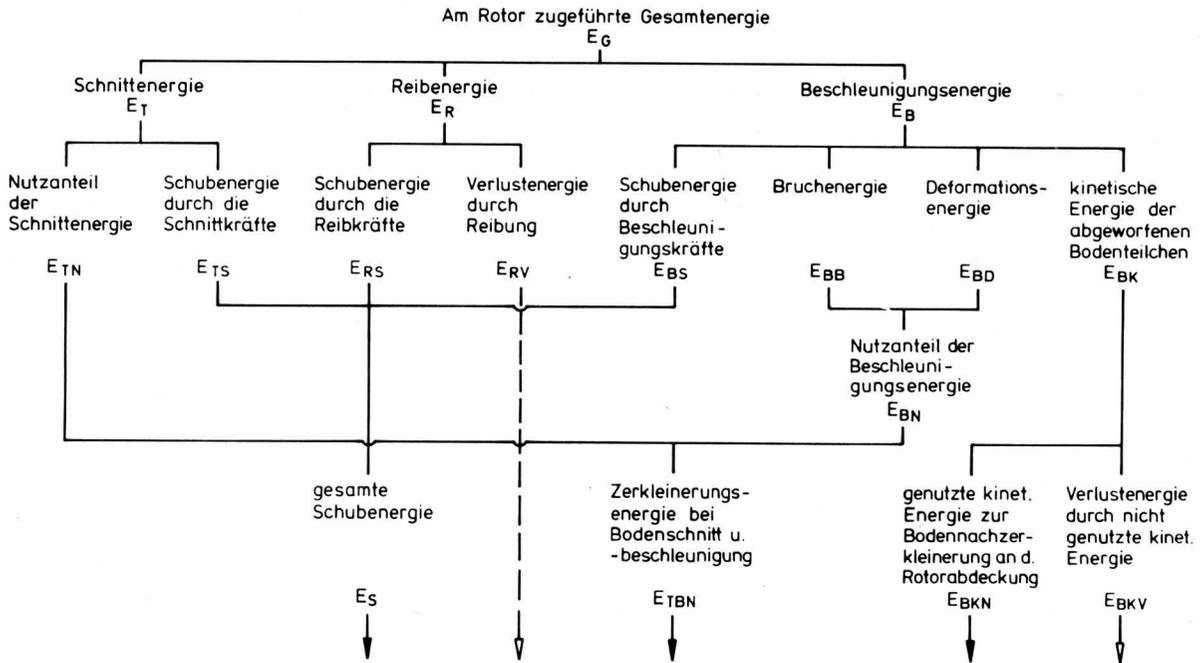


Bild 19. Systematische Zusammenstellung der an einer Ackerfräse auftretenden Energiearten; nach Kalk [9], verändert.

Die weitere Aufgliederung dieser 3 Hauptanteile soll hier nicht näher behandelt werden. Durch Überprüfen der Werkzeugbahnen konnte nachgewiesen werden, daß nach dem Überschreiten gewisser Bissgrößen einzelne Stellen des Werkzeugs am noch un bearbeiteten Boden anlaufen bzw. reiben (Anlaufbisslänge  $l_{Ba}$ ). Bild 20 zeigt den Zyklidenverlauf der exponierten Teile des untersuchten Winkelmessers.

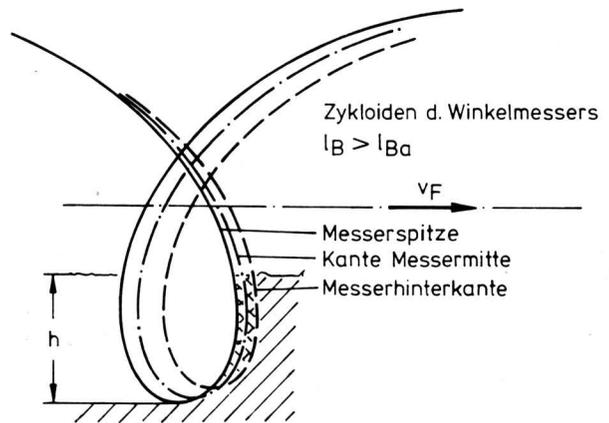


Bild 20. Zyklidenverlauf exponierter Stellen des Winkelmessers bei Bisslängen  $l_B > l_{Ba}$ ;  $n_R = 130 \text{ min}^{-1}$ ,  $v_F = 1,67 \text{ m/s}$ ,  $\lambda = 1,9$ .

Beim teilweisen Anlaufen der Fräswerkzeugaußenflächen wird ein Druck auf den noch nicht bearbeiteten Boden ausgeübt. Dieser Druck auf die Bodenschnittflächen nimmt mit weiterer Steigerung der Vorfahrtsgeschwindigkeit bzw. Bissgröße zu und führt meistens zu unerwünschten, hohen Verdichtungen. Als Folge davon wird durch dieses Anlaufen der Werkzeuge der Reibenergieanteil insgesamt und hier vor allem wiederum die Verlustenergie wesentlich erhöht. Ein erheblicher Teil dieser Reibenergie wird also, ohne nutzbringend umgesetzt werden zu können, vom Verdichtungsvorgang in den den Schnittflächen benachbarten Bodenschichten aufgebraucht.

Bild 21 zeigt das Antriebsdrehmoment  $M_G$  der Fräse mit Winkel messertrommel in Abhängigkeit von der Arbeitsgeschwindigkeit  $v_F$  für verschiedene Rotordrehzahlen  $n_R$  und Frästiefen  $h$ . Das Drehmoment, als Funktion der Bisslänge  $l_B$  aufgetragen, würde natürlich die gleiche Kurvencharakteristik aufweisen. Alle Momentenkurven haben einen S-förmigen Verlauf.

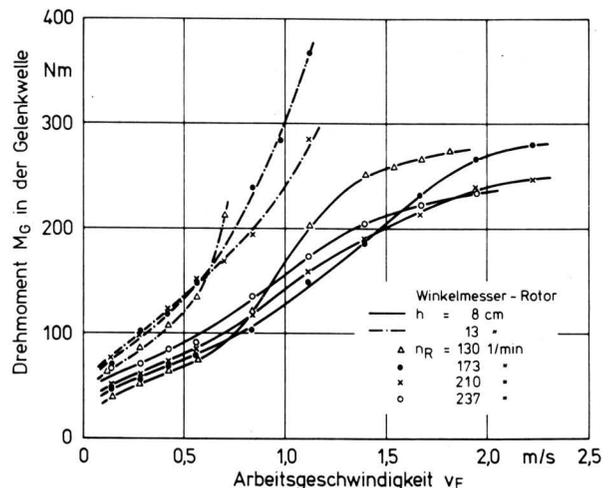


Bild 21. Antriebsdrehmoment der Fräse als Funktion der Arbeitsgeschwindigkeit für verschiedene Rotordrehzahlen und Frästiefen; Winkelmesser-Rotor.

Um die Diagrammkurven besser analysieren zu können, soll der Drehmomentenverlauf anhand der Versuchsserie mit  $n_R = 130 \text{ min}^{-1}$  und  $h = 8 \text{ cm}$  stellvertretend für alle anderen Versuchsserien diskutiert werden (Bild 21). Man sieht hier, daß die Drehmomentenkurve im Bereich geringer Geschwindigkeiten bis etwa  $v_F = 0,6 \text{ m/s}$  (Bereich A) mit zunehmender Arbeitsgeschwindigkeit relativ flach ansteigend verläuft. Oberhalb dieser Fahr geschwindigkeit, zwischen  $0,6 \text{ m/s}$  und etwa  $1,2 \text{ m/s}$  (Bereich B), weist der Momentenverlauf einen starken Anstieg auf, um anschließend bei Geschwindigkeiten ab ungefähr  $1,2 \text{ m/s}$  bis  $1,8 \text{ m/s}$  (Bereich C) degressiv ansteigend weiter zu verlaufen. Es läßt sich also der gesamte Drehmomentenverlauf in 3 ausgeprägte Kurvenabschnitte aufteilen.

Der im Bereich A zur Überwindung der Reibung aufzuwendende Energieanteil dürfte mit der Arbeitsgeschwindigkeit nur geringfügig ansteigen, während die Schnitt- und Beschleunigungsenergieanteile mit dem Anwachsen der Bissvolumina sicherlich in stärkerem Maße zunehmen und den ermittelten, ansteigenden Kurvenverlauf vornehmlich hervorrufen.

Einen bemerkenswert steilen Anstieg weist dagegen die Momentenkurve im Bereich B auf. Hier konnte durch Überprüfen der einzelnen Zyklidenbahnen der Werkzeuge ganz eindeutig nachgewiesen werden, daß in diesem Bereich neben den stetig zunehmenden Schnitt- und Beschleunigungswiderständen aufgrund fortlaufender Vergrößerung der Bissvolumina vor allem die Reibung als Folge des Anlaufens exponierter Werkzeugpartien am noch unbearbeiteten Boden die Größe des Moments bestimmt.

Wie schon erwähnt, verläuft die Drehmomentenkurve im Bereich C degressiv ansteigend. An der unteren Grenze dieses Geschwindigkeitsabschnitts, exakt bei  $v_F = 1,263$  m/s (4,55 km/h), wird für das gewählte Beispiel bereits die Grenzbissenlänge, also die Bissenlänge, bei der die gesamte Ackeroberfläche gerade noch von der Fräse bearbeitet wird (hier:  $l_{Bg} = 19,4$  cm) erreicht. Für die landwirtschaftliche Praxis ist also der Bereich C ohne Bedeutung. Während bis zum Erreichen dieser Grenzbissenlänge  $l_{Bg}$  das herausgefräste Bissvolumen also stetig wächst, nimmt nach deren Überschreiten das je Fräsmesser herausgeschnittene Bodenvolumen bei weiterer Arbeitsgeschwindigkeitserhöhung ab. Der Anteil der Beschleunigungsenergie wird daher mit zunehmender Geschwindigkeit  $v_F$  infolge kontinuierlicher Verkleinerung der herausgeschnittenen und zu beschleunigenden Bodenmasse langsam stetig abnehmen. Dagegen wird der Anteil der Schnittenergie ansteigen, da der für den Bodenschnitt benötigte Weg des Messers größer wird.

Das Gesagte gilt für alle ermittelten Kurven  $M_G = f(v_F)$  bzw.  $M_G = f(l_B)$ . Allerdings verschiebt sich mit zunehmender Rotordrehzahl die Grenzbissenlänge hin zu höheren Arbeitsgeschwindigkeiten. Dadurch erklärt sich auch der mit ansteigender Rotordrehzahl bei gleicher Arbeitstiefe immer flacher werdende Momentenverlauf, da sich die Grenzen der einzelnen Geschwindigkeitsbereiche A, B und C ebenfalls zu höheren Arbeitsgeschwindigkeiten hin verlagern.

Bild 22 zeigt eine Gegenüberstellung des Antriebsmoments der Fräse mit Winkel- bzw. Mulchmessertrommel abhängig von der Arbeitsgeschwindigkeit  $v_F$ . Bei gleichen Einsatzbedingungen beider Frästrommeln ist das erforderliche Antriebsdrehmoment des Mulchmesserrotors je nach gewählter Rotordrehzahl und Arbeitsgeschwindigkeit um etwa 35–65 % niedriger als das der Winkelmessertrommel.

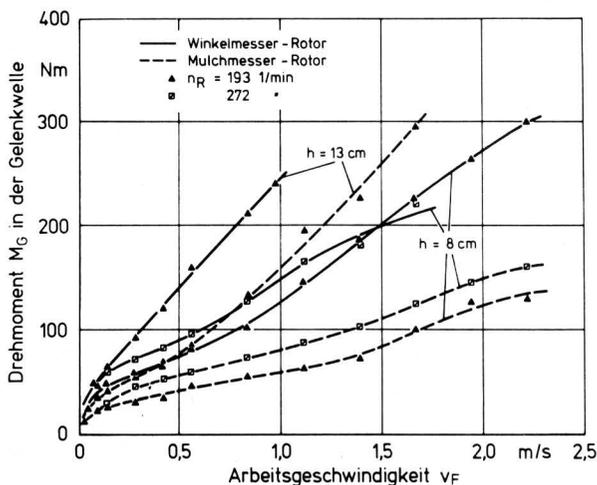


Bild 22. Antriebsdrehmoment von Winkelmesser- und Mulchmesser-Fräse als Funktion der Arbeitsgeschwindigkeit für verschiedene Rotordrehzahlen und Frästiefen.

Im Bild 23 ist für 2 ausgewählte Rotordrehzahlen  $n_R = \text{const}$  und bei in beiden Fällen gleicher Arbeitstiefe  $h$  das erforderliche Antriebsdrehmoment  $M_G$  der Fräse mit Winkelmesserrotor in Abhängigkeit von der Länge des Schnittwegs  $s$  der einzelnen Fräsmesser wiedergegeben. Es besteht hiernach kein linearer Zusammenhang zwischen der Länge des Schnittwegs der Fräswerkzeuge und den gemessenen Antriebsdrehmomenten, wie man zunächst vielleicht vermuten könnte. Denn außer dem beim Bissenschnitt zurückzulegenden Messerweg im Boden wirken sich fernerhin Fahrgeschwindigkeit, Rotordrehzahl, Bissengröße, Frästiefe und Werkzeugform auf die Größe des Antriebsmoments aus, um hier nur einige wesentliche Einflußfaktoren anzuführen. Dabei haben gerade die eben genannten Einflußgrößen insgesamt im Vergleich mit der Länge des Schnittwegs eine stärkere Auswirkung auf das Fräseantriebsmoment. Hervorzuheben bleibt jedoch, daß bei  $n_R = \text{const}$  die Funktionen  $M_G = f(s)$  (Bild 23) und  $M_G = f(v_F)$  (Bild 21) ein ähnliches Verhalten aufweisen.

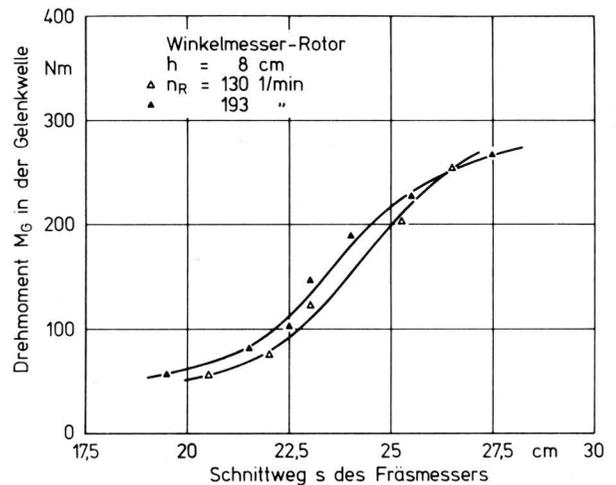


Bild 23. Antriebsdrehmoment der Fräse in Abhängigkeit von der Länge des Schnittweges eines einzelnen Fräsmessers im Boden für verschiedene Rotordrehzahlen.

### 5.3 Kräfte an der Fräse

Die Kenntnis der beim Fräsen vom Boden auf den Rotor wirkenden Vertikalkraft ist von entscheidender Bedeutung, da der auftretende Maximalwert stets durch das Eigengewicht der Ackerfräse kompensiert werden und daher ständig kleiner als das Fräsegewicht sein muß, wenn die vorgewählte Arbeitstiefe immer eingehalten werden soll. Bild 24 zeigt für die Fräse mit Winkelmesserrotor den Vertikalkraftverlauf abhängig von der Arbeitsgeschwindigkeit  $v_F$  bei verschiedenen Rotordrehzahlen  $n_R$  und Frästiefen  $h$ .

Die Vertikalkraft  $F_{By}$  nimmt bei gleichbleibender Frästrommel-drehzahl mit größer werdender Arbeitsgeschwindigkeit, folglich also auch mit wachsender Bissenlänge, ständig zu. Im Bereich kleiner Arbeitsgeschwindigkeiten sind die Absolutwerte der Vertikalkraft bei gleich großer Fahrgeschwindigkeit trotz kleinerer Bissenlänge um so höher, je größer die Fräswellendrehzahl ist. Dieses Verhalten der Vertikalkraft bei relativ geringen Arbeitsgeschwindigkeiten bzw. kleinen Bissenlängen ist zurückzuführen auf die mit höheren Rotordrehzahlen verbundene größere Impulswirkung beim Einschlagen der Fräswerkzeuge in den Boden.

Aus Bild 24 geht weiterhin hervor, daß alle Kurven der Vertikalkraft  $F_{By}$  im Bereich kleinerer Arbeitsgeschwindigkeiten mit wachsender Fahrgeschwindigkeit  $v_F$  ziemlich flach ansteigend verlaufen. Infolgedessen dürfte hier der Abstützeffekt der Fräsmesser im Boden noch kaum zum Tragen kommen. Auffallend ist jedoch der plötzlich ziemlich steile Anstieg der Vertikalkraft  $F_{By} = f(v_F)$  nach Überschreiten einer bestimmten Fahrgeschwindigkeit bzw.

Bissenlänge, wobei die einzelnen Vertikalkraftkurven für unterschiedliche Rotordrehzahlen auch verschiedene Steigungen aufweisen. Der Beginn der steileren Kurvenabschnitte fällt jeweils mit dem Beginn des Anlaufens exponierter Werkzeugpartien am noch unbearbeiteten Boden zusammen. Bild 24 sagt also folgendes aus: Je schneller die Bissenlänge mit zunehmender Arbeitsgeschwindigkeit bei vorgegebener Rotordrehzahl wächst – dies ist vor allem bei kleineren Fräswellendrehzahlen im Vergleich zu höheren gegeben –, bei desto kleineren Fahrgeschwindigkeiten wird zum einen die Anlaufbissenlänge  $l_{Ba}$  erreicht und desto steiler ist auch zum anderen der Anstieg der Kurve  $F_{By} = f(v_F)$ . Dies bedeutet andererseits, daß die Steigung der einzelnen Funktionskurven  $F_{By} = f(v_F)$  für größer werdende Rotordrehzahlen abnimmt.

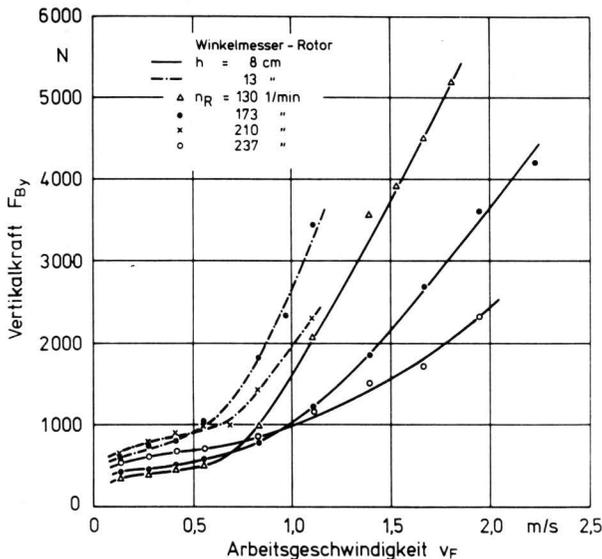


Bild 24. An der Winkelmesser-Fräse auftretende Vertikalkraft in Abhängigkeit von der Arbeitsgeschwindigkeit für verschiedene Rotordrehzahlen und Frästiefen.

Bezüglich der Horizontalkraft wurde bei der untersuchten Gleichlaufräse stets eine Schubwirkung festgestellt. Die Horizontalkraft  $F_{Bx}$  nimmt, wie Bild 25 zeigt, in allen Fällen mit größer werdender Arbeitsgeschwindigkeit  $v_F$  und so auch mit wachsender Bissenlänge  $l_B$  stetig und leicht degressiv ansteigend zu. Dies ist unter anderem auf die im Vergleich mit der Arbeitsgeschwindigkeit betragsmäßig größere Werkzeugumfangsgeschwindigkeit selbst bei der kleinsten, verwendeten Frästrommdrehzahl zurückzuführen. Weder beim Winkel- noch beim Mulchmesserrotor liegt nach Überschreiten der Anlaufbissenlänge  $l_{Ba}$  eine signifikante Beeinflussung der Horizontalkraft vor. Folglich muß bei der Horizontalkraft neben der Bissengröße auch die Impulswirkung der Werkzeuge eine Rolle spielen. Denn bei gleichen Arbeitsgeschwindigkeiten sind trotz kleinerer Bissenlängen um so höhere Horizontalkraftkomponenten  $F_{Bx}$  des Bodenwiderstands ermittelt worden, je größer auch die Fräswellendrehzahlen waren.

Bild 26 zeigt die Vertikalkraft  $F_{By}$  von Winkel- und Mulchmesserrotor, Bild 27 die Horizontalkraft  $F_{Bx}$  von Winkel- und Mulchmesserrotor als Funktion der Arbeitsgeschwindigkeit für die beiden Rotordrehzahlen  $n_R = 193 \text{ min}^{-1}$  und  $n_R = 272 \text{ min}^{-1}$ . Vergleicht man die an den Frästrommeln angreifenden Kräfte bei für beide Rotorausführungen gleich großen und in der Praxis gebräuchlichen Bissenlängen, so ist beim Mulchmesserrotor die Vertikalkraft bis maximal etwa 70 % und die Horizontalkraft bis etwa 50 % kleiner als bei der Winkelmessertrommel. Die höheren Werte beim Winkelmesserrotor kommen dadurch zustande, daß sich das Winkelmesser aufgrund seiner Formgebung stärker im Boden "abstützen" kann als das Mulchmesser.

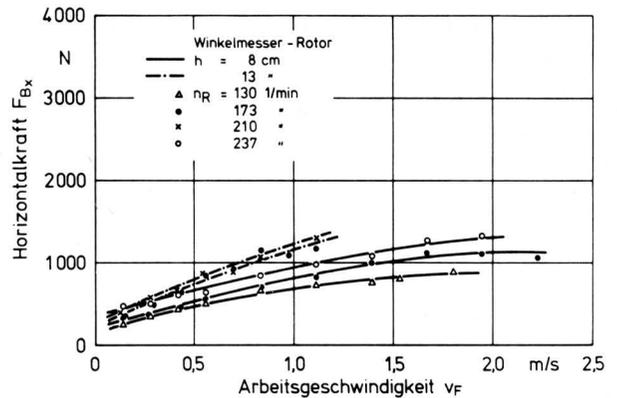


Bild 25. An der Winkelmesser-Fräse auftretende Horizontalkraft in Abhängigkeit von der Arbeitsgeschwindigkeit für verschiedene Rotordrehzahlen und Frästiefen.

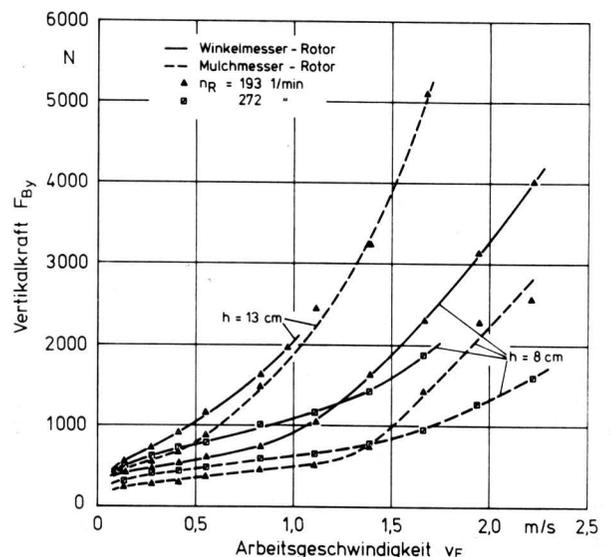


Bild 26. Vertikalkraft in Abhängigkeit von der Arbeitsgeschwindigkeit für Winkelmesser- und Mulchmesser-Rotor bei verschiedenen Rotordrehzahlen und Frästiefen.

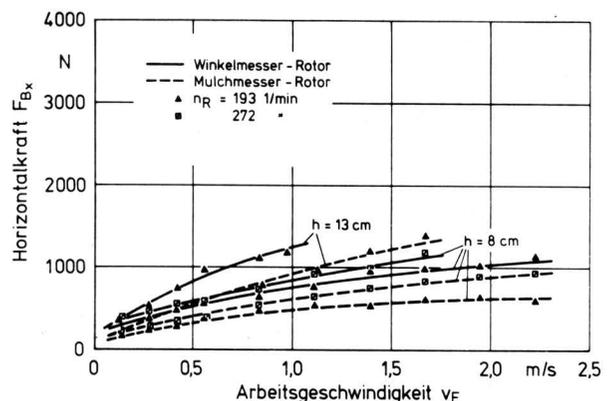


Bild 27. Horizontalkraft in Abhängigkeit von der Arbeitsgeschwindigkeit für Winkelmesser- und Mulchmesser-Rotor bei verschiedenen Rotordrehzahlen und Frästiefen.

Die resultierende Bodenwiderstandskraft  $F_B$  läßt sich mit Hilfe der beiden ermittelten Kraftkomponenten  $F_{Bx}$  und  $F_{By}$  berechnen. Alle Kräftermessungen haben ergeben, daß die Vertikalkomponente der Bodenwiderstandskraft betragsmäßig ständig um ein Mehrfaches größer als die korrespondierende Horizontalkomponente ist. Dementsprechend wirkt sich aufgrund des formelmäßigen Zusammenhangs der Einfluß der Vertikalkraft  $F_{By}$  dermaßen stark auf die Resultierende aus, daß durchweg alle Funktionsdarstellungen der Summenkraft  $F_B$  grundsätzlich den gleichen charakteristischen Verlauf wie die analogen Vertikalkraftkurven aufweisen, Bild 28.

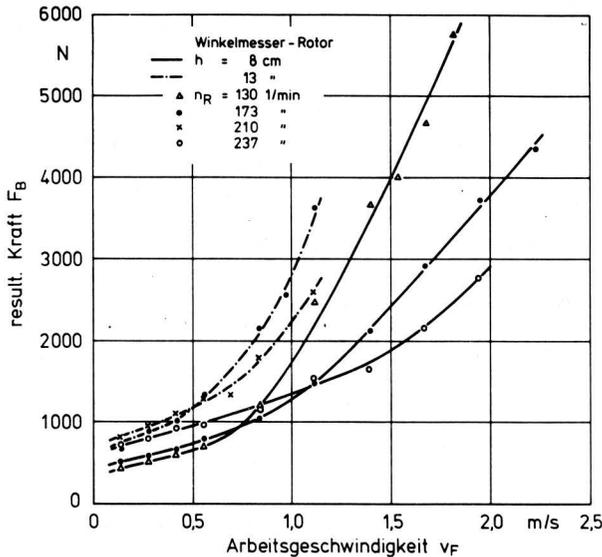


Bild 28. Resultierende Bodenwiderstandskraft in Abhängigkeit von der Arbeitsgeschwindigkeit für die Winkelmesser-Fräse bei verschiedenen Rotordrehzahlen und Frästiefen.

Die Änderung des wirksamen Hebelarms  $r_w$  der Resultierenden  $F_B$  in Abhängigkeit von der Bissenlänge  $l_B$  macht Bild 29 am Beispiel der Winkelmessertrommel deutlich. Aufgrund des dargestellten Kurvenverlaufs des wirksamen Radius  $r_w = f(l_B)$  bei  $n_R = \text{const}$  kann man sehr vereinfacht formuliert sagen, daß sich der Hebelarm  $r_w$ , an dem die resultierende Bodenwiderstandskraft  $F_B$  angreift, mit zunehmender Bissenlänge in dem Maße verringert, wie sich der Schwerpunkt eines jeden herausgefästen Bodenbissens mit dem Anwachsen der Bissenlänge zum Fräswellenmittelpunkt hin verlagert.

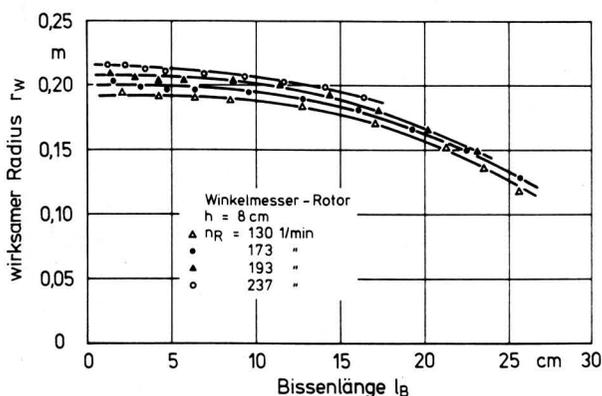


Bild 29. Wirksamer Radius der resultierenden Bodenkraft in Abhängigkeit von der Bissenlänge für die Winkelmesser-Fräse bei verschiedenen Rotordrehzahlen.

## 6. Zusammenfassung

Aus der Vielzahl der bei umfangreichen Untersuchungen [10] gewonnenen Ergebnisse konnte hier nur eine Auswahl wiedergegeben werden.

Aufgrund theoretischer Betrachtungen wurde eine Grenzleistungsgeschwindigkeit und damit eine Grenzbissenlänge bzw. ein Grenzgeschwindigkeitsverhältnis sowie eine Resthöhe (Höhe der stehengebliebenen "Erdwälle" nach einem Fräseneingriff) definiert und formelmäßig angegeben. Ebenso wurden Gleichungen für den Abstand zwischen dem Fräsmessereintritt in den Boden und seinem Austritt, für die Länge des Schnittwegs des Fräsers im Boden wie auch für den wirksamen Radius der resultierenden Bodenwiderstandskraft aufgestellt.

Die durchgeführten Untersuchungen sowie die aus den mathematischen Beziehungen abgeleiteten Betrachtungen und Ergebnisse dürften nicht nur theoretische Bedeutung haben, sondern auch bei der Festlegung optimaler Arbeitsbedingungen und für eine günstigere Fräsersgestaltung relevant sein. Bei einer optimaleren Gestaltung der Fräsmesser als bislang üblich, durch die ein Anlaufen von Werkzeugteilen am noch unbearbeiteten Boden ganz verhindert oder zumindest stark reduziert wird, dürfte besonders beim Winkelmesserrotor eine beachtliche Senkung der erforderlichen Fräsantriebsleistung und der auftretenden Vertikalkraft erzielt werden können.

### Verwendete Formelzeichen

a	m	Abstand der Wirkungslinie der Kraft $F_B$ vom Koppelmittelpunkt der L-förmigen Kraftaufnehmer (Bild 3)
B	—	Punkt auf der Zykloide des Fräsmessers (Bild 6)
c	m	Fräsenabmessung (Bild 18)
D, D'	—	Punkte auf der Zykloide des Fräsmessers (Bild 6)
d	m	Fräsenabmessung (Bild 18)
e	m	Fräsenabmessung (Bild 18)
$F_B$	N	Bodenwiderstandskraft
$F_{Bx}$	N	Horizontalkomponente des Bodenwiderstands
$F_{By}$	N	Vertikalkomponente des Bodenwiderstands
$F_{x1}, F_{x2}$	N	Horizontalkomponenten der Reaktionskraft in den Kraftaufnehmern
$F_x$	N	Summe der Horizontalkraftkomponenten $F_{x1}$ und $F_{x2}$
$F_y$	N	Vertikalkomponente der Reaktionskraft in den Kraftaufnehmern
h	m	Frästiefe
$h_R$	m	Resthöhe
$i_F$	—	Übersetzungsverhältnis des Fräsengetriebes
k	1/m	Krümmung einer ebenen Kurve
L	m	Abstand zwischen Fräsmessereintritt in den Boden und Austritt aus dem Boden
L*	m	Abstand zwischen Fräsmessereintritt in den Boden und Austritt aus dem Boden bei $v_F = 0$
l	m	Abstand der Koppelpunkte in der Vertikalebene (Bild 3 und 18)
$l_B$	m	Bissenlänge
$l_{Ba}$	m	Anlaufbissenlänge
$l_{Bg}$	m	theoretische Grenzbissenlänge
$M_G$	Nm	Antriebsdrehmoment der Fräse in der Gelenkwelle
$n_G$	1/min	Antriebswellendrehzahl der Fräse
$n_R$	1/min	Fräslotordrehzahl
q	—	Substitutionsgröße
r	m	Fräslotradius des Werkzeugspitzenkreises
$r_w$	m	wirksamer Radius der Kraft $F_B$
$r_1$	m	Fräserspitzenkreisradius des Winkelmesserrisors

$r_2$	m	Fräswerkzeugspitzenkreisradius des Mulchmesserrisors	$\varphi_B$	°	Drehwinkel, der zum Zykloidenpunkt B gehört
s	m	Weg, Schnittweg des Fräswerkzeugs im Boden	$\chi$	°	Winkel (Bild 18)
t	s	Zeit	$\omega$	rad/s	Winkelgeschwindigkeit des Fräsrotors
$t_B, t_D$	s	Integrationsgrenzen			
U, $U_m$	%	Feuchtegehalt, mittlere Feuchte			
u	m/s	Umfangsgeschwindigkeit des Fräsmessers im Spitzenkreis			
$v_F$	m/s	Arbeitsgeschwindigkeit, Meßwagenfahrergeschwindigkeit			
$v_{Fg}$	m/s	theoretische Grenzgeschwindigkeit			
$v_s$	m/s	Schnittgeschwindigkeit des Fräswerkzeugs			
$v_{sm}$	m/s	mittlere Schnittgeschwindigkeit des Fräswerkzeugs			
x	—	Koordinatenrichtung			
$\dot{x}$	m/s	x – Komponente der Schnittgeschwindigkeit			
$\ddot{x}$	m/s <sup>2</sup>	x – Komponente der Beschleunigung			
y	—	Koordinatenrichtung			
$\dot{y}$	m/s	y – Komponente der Schnittgeschwindigkeit			
$\ddot{y}$	m/s <sup>2</sup>	y – Komponente der Beschleunigung			
z	—	Anzahl der Fräsmesser je Schnittebene			
$\beta$	°	Anstellwinkel der Kraft $F_B$ gegenüber der Horizontalen			
$\gamma$	°	tatsächlicher Anstellwinkel des Fräsmessers			
$\gamma_0$	°	konstruktiver Anstellwinkel des Fräsmessers			
$\delta$	°	Freiwinkel			
$\delta'$	°	tatsächlicher Freiwinkel			
$\Delta\delta$	°	Zuwachswinkel			
$\epsilon$	°	durch Konstruktionsmaße der Fräse vorgegebener Winkel (Bild 18)			
$\eta_F$	—	Gesamtwirkungsgrad der Drehmomentenübertragung in der Fräse			
$\kappa$	°	Keilwinkel des Fräsmessers			
$\lambda$	—	Geschwindigkeitsverhältnis $u/v_F$			
$\lambda_g$	—	theoretisches Grenzgeschwindigkeitsverhältnis			
$\rho$	m	Krümmungsradius einer ebenen Kurve			
$\sigma$	°	Winkel (Bild 18)			
$\varphi$	°	Drehwinkel des Fräsrotors			
$\varphi_h$	°	Drehwinkel, der zur Arbeitstiefe h gehört			
$\varphi_{hR}$	°	Drehwinkel, der zur Resthöhe $h_R$ gehört			

### Schrifttum

Bücher sind durch • gekennzeichnet

- [ 1 ] *Böttcher, G.*: Untersuchungen an Bodenfräsworkzeugen in einem Bodenkanal. Landtechn. Forschung Bd. 7 (1957) Nr. 2, S. 50/52.
- [ 2 ] *Söhne, W. u. R. Thiel*: Technische Probleme bei Bodenfräsen. Grundle. Landtechnik (1957) H. 9, S. 39/49.
- [ 3 ] *Söhne, W.*: Einfluß von Form und Anordnung der Werkzeuge auf die Antriebsmomente von Ackerfräsen. Grundle. Landtechnik (1957) H. 9, S. 69/87.
- [ 4 ] *Mursch, B.*: Untersuchungen an einer Bodenfräse. Landtechn. Forschung Bd. 7 (1957) Nr. 4, S. 93/99.
- [ 5 ] *Söhne, W.*: Zur Weiterentwicklung der Ackerfräse. Landtechnik Bd. 13 (1958) Nr. 19, S. 602/606.
- [ 6 ] • *Bernacki, H.*: Bodenbearbeitungsgeräte und -maschinen. Berlin: VEB Verlag Technik 1972.
- [ 7 ] *Blümel, K.*: Untersuchungen von Bodenbearbeitungswerkzeugen in der Bodenrinne. Agrartechnische Berichte des Inst. f. Agrartechnik u. der Landesanstalt f. landw. Maschinen- u. Bauwesen, Univ. Hohenheim (1979) H. 10, S. 58/62.
- [ 8 ] *Scholtz, D.C.*: A three-point linkage dynamometer for restrained linkages. J. agric. Engng. Res. Bd. 11 (1966) Nr. 1, S. 33/37.
- [ 9 ] *Kalk, W.-D.*: Zur Energiebilanz an der Bodenfräse unter besonderer Berücksichtigung der Rotorabdeckung. Agrartechnik (Berlin) Bd. 26 (1976) Nr. 4, S. 183/85.
- [ 10 ] *Blümel, K.*: Messungen an einer Ackerfräse in der Bodenrinne unter besonderer Berücksichtigung der auftretenden Kräfte. Diss. Univ. Hohenheim 1986; Forschungsbericht Agrartechnik des Arbeitskreises Forschung und Lehre der Max-Eyth-Gesellschaft Nr. 129.

## Analyse der dynamischen Beanspruchung einer Feldhäckslertrommel

Von Hans-Heinrich Harms und Erwin Reber, Saulgau\*)

DK 631.363.3.072:531.781

Bei selbstfahrenden Feldhäckslern bestimmt das dynamische Verhalten der sehr stark beanspruchten Messerträger in der Häckslertrommel zum einen die Bauteilfestigkeit und zum anderen auch die Geräuschentwicklung der gesamten Häckseleinheit.

Erweiterte Fassung eines Vortrags auf der VDI-Tagung Landtechnik in Neu-Ulm am 23./24.10.1986.

\*) *Dr.-Ing. H.-H. Harms* war zur Zeit der Abfassung dieses Beitrages Leiter der technischen Entwicklung und *Dipl.-Ing. (FH) E. Reber* ist Konstruktionsleiter für Feldhäckslers der *Claas Saulgau GmbH* in Saulgau.

Für eine entsprechende Auslegung der Bauteile ist die Kenntnis der Struktureigenschwingungen erforderlich, deren Bestimmung mit Hilfe von Dehnungsmessungen über eine Fourier-Analyse erfolgte. Wegen der sehr kurzen Erntephase und der sehr unterschiedlichen Ernteverhältnisse unter Feldbedingungen wurde die Schnittbelastung durch Zerkleinerung von Fichtenbrettern einheitlicher Abmessungen und Qualität simuliert. Als Ergebnis wird der Einfluß verschiedener Maßnahmen auf die Schwingungsstruktur und auf die dynamische Bauteilfestigkeit diskutiert.