

## Zusammenfassung und Schlußfolgerungen

An die Beimengungstrennung bei der Kartoffelernte und -aufbereitung werden zunehmend höhere Anforderungen bezüglich der Trenngüte für die einzelnen Verfahrensgutkomponenten und die schonende Behandlung der Kartoffeln gestellt. Damit gewinnen Trennverfahren mit strömendem Wasser oder strömender Luft als Trennmittel an Interesse. In beiden Fällen ist die mechanische Beanspruchung der Kartoffeln gering zu halten und mit einer zumindest für Steine hohen Trenngüte im Vergleich zu mechanischen Trenneinrichtungen zu rechnen. Besonders günstige Werte werden bei der Trennung im Wasserstrom, im sog. Hydrosortierer, erreicht.

Im Ergebnis theoretischer Vergleiche und experimenteller Untersuchungen, u. a. zum Widerstandsbeiwert und zur Sinkgeschwindigkeit der Verfahrensgutkörper, werden diese Ergebnisse begründet und bestätigt. Dabei wird deutlich, daß aufgrund der geringen Auftriebskraft der Luft und des relativ geringen Widerstandsbeiwertes von Kartoffeln die Trenngüte und der Energiebedarf der pneumatischen Trennung ungünstiger zu bewerten sind als bei der hydraulischen Trennung.

Zur Verbesserung der Ergebnisse bei der pneumatischen Trennung von runden oder rundovalen Steinen wäre eine Größenaufteilung des Verfahrensgutes zu empfehlen. Für Kluten ist das pneumatische Trennprinzip nur sehr bedingt geeignet.

Tafel 4  
Experimentell ermittelte Sinkgeschwindigkeit von Kartoffeln, Steinen und Kluten in Luft [3, 10]

Art des Körpers	Körperform	Sinkgeschwindigkeit m/s
Kartoffeln <sup>1)</sup>	rund bis rundoval	28...36
Steine	rund bis rundoval	35...42
	flach	30...35
Kluten <sup>2)</sup>	rund bis langoval	28...34

1) Sorte 'Lipsi', 'Adretta', 'Arkula', 'Karat', 'Koretta'

2)  $\rho_{kl} = 2,09 \text{ g/cm}^3$

## Literatur

- [1] Scheibe, K.: Untersuchungen zum Sortieren von Kartoffel-Fremdbesatz-Gemengen im Flüssigkeitsstrom. Ingenieurhochschule Berlin-Wartenberg, Dissertation A 1984.
- [2] Nassour, M.: Begründung von Arbeitsprinzipien für Nachtrenneinrichtungen für Kartoffelerntemaschinen auf der Grundlage von Stoffkenngrößen des Verfahrensgutes. Martin-Luther-Universität Halle Wittenberg, Dissertation A 1988.
- [3] Heckert, M.; Zellmann, J.: Experimentelle Ermittlung der Schwebegeschwindigkeit von Komponenten eines Kartoffel-Fremdbesatz-Gemenges im vertikalen Luftstrom. Ingenieurhochschule Berlin-Wartenberg, Diplomarbeit 1988.
- [4] Vauk, W.; Müller, H.: Grundoperationen chemischer Verfahrenstechnik. Leipzig: VEB Dt. Verlag für Grundstoffindustrie 1978.
- [5] Schubert, H.: Wirkprinzipien und Modellierung aufbereitungstechnischer Klassier- und Sortierprozesse. Aufbereitungstechnik, Wiesbaden 18 (1977) 2, S. 47-55.
- [6] Bohl, W.: Technische Strömungslehre. Leip-

zig: VEB Fachbuchverlag 1984.

- [7] Matthies, H.-J.: Der Strömungswiderstand beim Belüften landwirtschaftlicher Erntegüter. VDI-Forschungsheft, Düsseldorf (1956) Nr. 454.
- [8] Fer, J.: Pneumatické rozdužování brambor a kamenů (Pneumatische Kartoffel-Stein-Trennung). Zemědělská technika, Prag 24 (1978) 12, S. 723-733.
- [9] Adermann, H.; Kühn, G.: Zur pneumatischen Beimengungstrennung bei der Karroffelernte und -aufbereitung. Wissenschaftliche Beiträge der Ingenieurhochschule Berlin-Wartenberg, Berlin 5 (1986) 3, S. 24-34.
- [10] Chmielecki, A.: Untersuchungen zur Schwebegeschwindigkeit und zum Widerstandsbeiwert von Kartoffeln, Steinen und Kluten im vertikalen Luftstrom. Ingenieurhochschule Berlin-Wartenberg, Diplomarbeit 1989.
- [11] Wandslebe, J.: Energieaufwand und seine Berechnung mittels zusammengefaßter Parameter bei der horizontalen pneumatischen Förderung. Bergakademie Freiberg, Dissertation A 1970.

A 5691

# Bestimmung optimaler Betriebs- und Konstruktionsparameter schwingender Dammaufnahmeelemente für Kartoffelerntemaschinen

Dozent Dr. agr. Dr.-Ing. M. Delitz, KDT  
Ingenieurhochschule Berlin-Wartenberg, Sektion Mechanisierung der Pflanzenproduktion

## Verwendete Formelzeichen

A	mm	Amplitude	$l_{DAE}$	mm	Länge des Dammaufnahmeelements
$A_f$	mm <sup>2</sup>	Förderquerschnitt	$m_{DAE}$	kg	Masse des Dammaufnahmeelements
b	mm	Breite	$m_{DAE+G}$	kg	Masse des Dammaufnahmeelements plus Masse der angekoppelten Erntegutmenge
$b_{DAE}$	mm	Scharbreite	$P_{ges}$	kW	Gesamtleistungsbedarf
$b_N$	mm	Nestbreite	$R_{DAE}$	mm	Scharbodenradius
c	N/mm	Federsteife	r	mm	Kurbelradius
E	N/mm <sup>2</sup>	Elastizitätsmodul	$s_0$	mm	Abweichung der Kartoffelnester von der Symmetrieachse
$\Delta E$	J	in das Erntegut zu indizierende kinetische Energie je Abwurf	$s_1$	mm	Toleranz des Reihenabstandes
$\Delta E_{ges}$	J	Summe aus $\Delta E_z$ und $\Delta E_x$	$s_2$	mm	Fahrabweichung
$\Delta E_z$	J	zu indizierende Energie parallel zum Dammaufnahmeelement	$v_{DAE}$	m/s	Schwinggeschwindigkeit
$\Delta E_x$	J	zu indizierende Energie senkrecht zum Dammaufnahmeelement	$v_f$	m/s	Fahrgeschwindigkeit
e	mm	Exzentrizität des Schubkurbelgetriebes	$\dot{x}_{th}$	m/s	theoretische Fördergeschwindigkeit in Fahrtrichtung
F	N	Federkraft	$\alpha$	°	Scharanstellwinkel
f	Hz	Schwingfrequenz	$\beta_1$	°	Ablöseschwingwinkel zum Abwurfzeitpunkt
$f^*$	mm	Federweg	$\Gamma$		Wurfkennzahl
g	m/s <sup>2</sup>	Fallbeschleunigung	$\xi$	m/s	theoretische Fördergeschwindigkeit, parallel zum Dammaufnahmeelement
h	mm	Höhe	$\sigma_{str}^b$	N/mm <sup>2</sup>	ertragbare Biegespannung
$h_B$	mm	Scharbodenhöhe	$\varphi$	°	Kurbeldrehwinkel (Phasenlage)
$h_{DAE}$	mm	Scharhöhe	$\varphi_1$	°	Kurbeldrehwinkel zum Abwurfzeitpunkt
$h_N$	mm	Nesthöhe	$\omega$	s <sup>-1</sup>	Winkelgeschwindigkeit
$h_{max}$	mm	maximal mögliche Federblattstärke			
L	mm	Länge			
$l_f$	mm	federnde Länge			
l	mm	Schubstangenlänge			

## 1. Einleitung

Auf Untersuchungen zur Optimierung von Betriebs- und Konstruktionsparametern schwingender Dammaufnahmeelemente für Kartoffelerntemaschinen wurde in [1] eingegangen. In den vorliegenden Beitrag sollen die Erkenntnisse einfließen, die bei der Entwicklung und Erprobung der dort untersuchten einreihigen Laborversuchseinrichtung und der vierreihigen Feldversuchseinrichtung gewonnen wurden. Sie beziehen sich demzufolge auf eine Konstruktionsvariante, bei der die Dammaufnahmeelemente von unten her auf Lenker abgestützt werden. Es werden Hinweise, Algorithmen und Berechnungsgleichungen für die geometrische und kinematische Gestaltung schwingender Dammaufnahmeelemente hinsichtlich optimaler Funktion und minimalen Drehleistungsbedarfs gegeben.

## 2. Scharschnittlinie

Eine elliptische Scharschnittlinie schmiegt sich optimal der Nestgeometrie an. Damit wird der aufgenommene Dammquerschnitt minimiert. Die Scharschnittlinie wird durch ein Schar mit kreisbogenförmigem Bo-

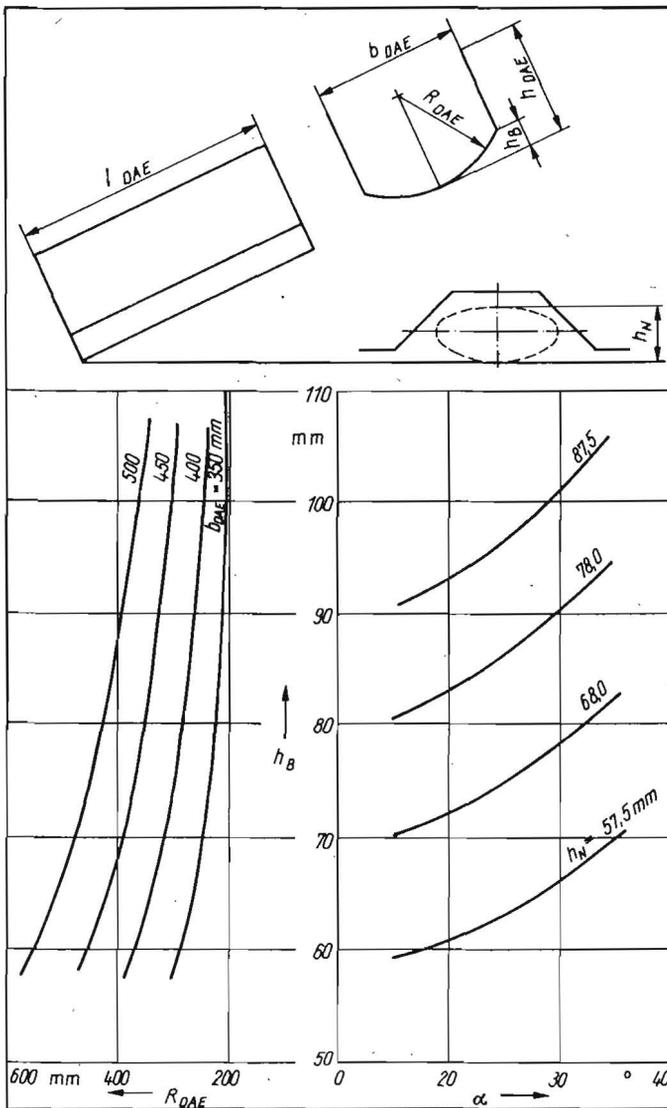


Bild 1  
Nomogramm zum Bestimmen des Scharbodensradius in Abhängigkeit vom Scharanstellwinkel, von der Nesthöhe, von der Scharbodenhöhe und von der Scharbreite

Bild 2  
Mindestscharbreite in Abhängigkeit von der Nestbreite und der Summe der Abweichungen [4]

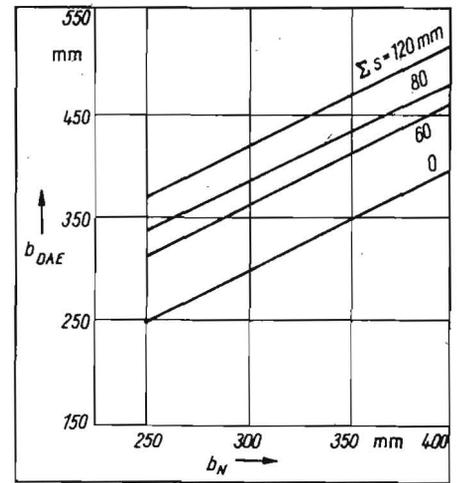
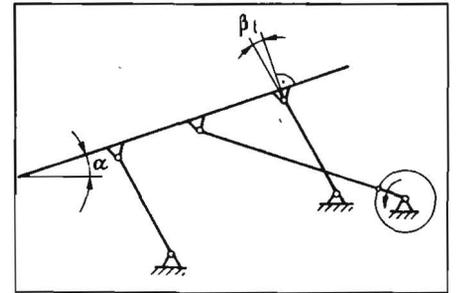


Bild 3  
Scharanstellwinkel und Ablöseschwingwinkel



gegenwirken. Daher sollte der Scharanstellwinkel etwa  $\alpha \leq 25^\circ$  betragen.

### 5. Schwingungsregime

Das Schwingungsregime wird durch die Parameter Frequenz, Amplitude, Ablöseschwingwinkel und Scharanstellwinkel bestimmt. Einige Größen sind frei wählbar, die übrigen sind zu berechnen.

#### 5.1. Amplitude

Der Energiebedarf hat sein Minimum, wenn das Erntegut senkrecht emporgeworfen wird, also die Fördergeschwindigkeit der Fahrgeschwindigkeit entspricht:

$$-v_f = \dot{x}_{th} = A \omega \sin \varphi_1 \cos(\alpha + \beta_1) \quad (10)$$

Die hauptsächlichsten Einflußgrößen sind die Amplitude und die Frequenz. Untersuchungen ergaben, daß es günstig ist, die Amplitude möglichst groß und die Frequenz möglichst niedrig zu wählen. Die damit zu erzielenden Effekte sind:

- geringe Belastung der tragenden und energieübertragenden Bauteile
  - geringe Kartoffelverluste
  - niedriger Zug- und Drehleistungsbedarf.
- Bei Fahrgeschwindigkeiten von etwa 1,5 m/s ist es günstig, eine Amplitude von etwa 40 mm zu wählen.

#### 5.2. Schwingfrequenz

Die Schwingfrequenz wird nach Gl. (11) berechnet:

$$f = \frac{v_f}{A \cos(\alpha + \beta_1)} \frac{1}{2\pi \sin \varphi_1} \quad (11)$$

Die günstigste Ablösephasenlage wird etwa bei einem Kurbeldrehwinkel zum Abwurfzeitpunkt von  $120^\circ$  [6] erreicht. Damit wird die Schwingfrequenz

den erzeugt, dessen Radius sich berechnet zu:

$$R_{DAE} = \frac{(0,5 b_{DAE})^2 + \left(\frac{h_N}{\cos \alpha}\right)^2}{2 h_B} \quad (1)$$

Der Radius des Scharbodens kann auch mit Hilfe eines Nomogramms ermittelt werden (Bild 1) [2].

Die Höhe des Kreisabschnitts, die den Scharboden bildet, wird so festgelegt, daß die elliptische Scharschnittlinie das Nest im tiefsten Punkt berührt und die Dammlanken in halber Nesthöhe schneidet. Es gilt:

$$h_B = \frac{h_N}{2 \cos \alpha} \quad (2)$$

### 3. Scharbreite und Scharhöhe

Die Mindestscharbreite ergibt sich aus der Nestbreite von 250 bis 375 mm, der Abweichung der Kartoffelnester von der Symmetrieachse  $\pm 30$  mm, der Toleranz des Reihenabstandes  $\pm 50$  mm und der Mittenabweichung, die sich durch die Fahrt der Erntemaschinen ergibt [3] (Bild 2):

$$b_{DAEmin} = b_N + s_0 + s_1 + s_2 \quad (3)$$

Zur Bestimmung der Scharhöhe ist auszugehen vom maximalen Förderquerschnitt bei minimalem Materialbedarf. Wählt man vereinfachend ein Rechteck als Förderquerschnitt, so erhält man den maximalen Förderquerschnitt bei

$$b = 2 \cdot h \quad (4)$$

Das entspricht

$$A_f = 2 h^2 \quad (5)$$

Die Gl. (5) erhält man auch, wenn man den Materialbedarf minimiert:

$$L = b + 2 h \quad (6)$$

Das günstigste Verhältnis von Scharbreite zur Scharhöhe liegt vor bei:

$$b_{DAE} \approx 2 h_{DAE} \approx b_{DAEmin} \quad (7)$$

### 4. Scharanstellwinkel

Der unter den Gesichtspunkten Energiebedarf, Materialaufwand und Bauteilbelastung optimale Scharanstellwinkel  $\alpha$  läßt sich berechnen zu:

$$\alpha = 45^\circ - \frac{\beta_1}{2} \quad (8)$$

Da der Ablöseschwingwinkel (Bild 3) bei günstigster Förderwirkung im Bereich

$$10^\circ \leq \beta_1 \leq 15^\circ \quad (9)$$

liegen soll [5], wird bei  $\alpha$  nach Gl. (8) das Gut auf der Arbeitsoberfläche des Dammaufnahmelements nach vorn gleiten. Das würde dem gewünschten Fördereffekt jedoch ent-

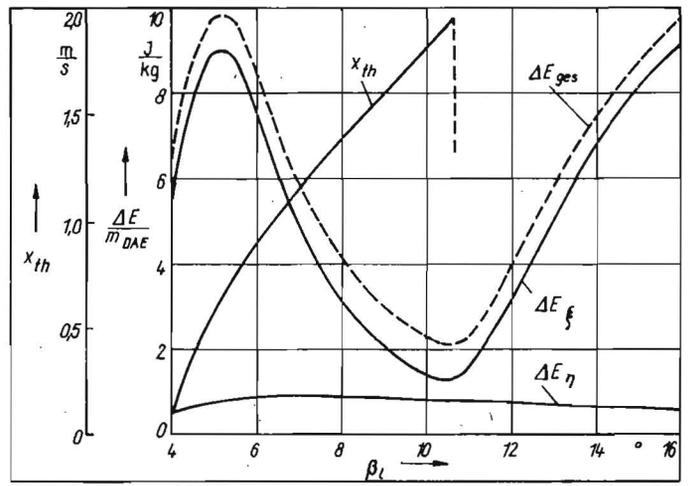
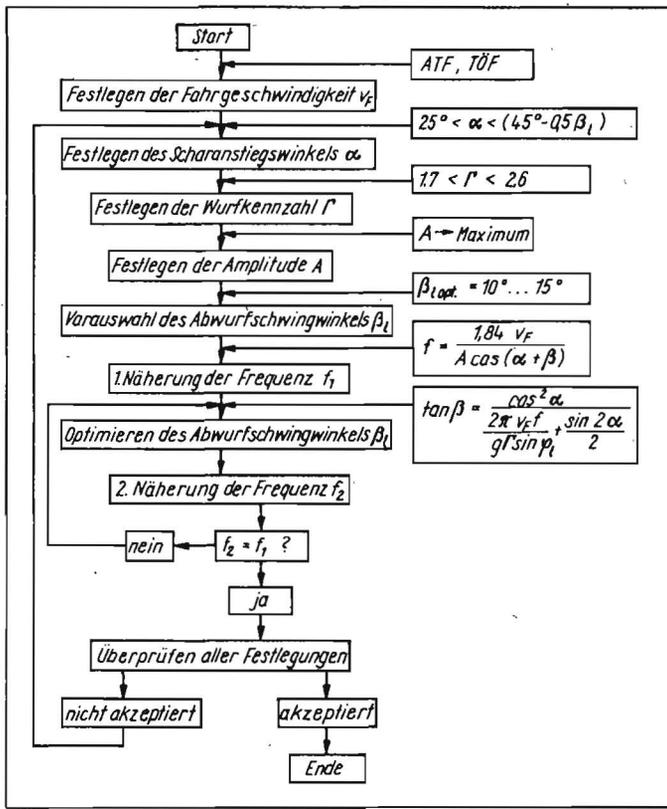


Bild 5. In das Erntegut zu indizierende kinetische Energie und theoretische Fördergeschwindigkeit bei instabilem Schwingungsregime ( $A = 40 \text{ mm}$ ,  $f = 10 \text{ Hz}$ ,  $\alpha = 25^\circ$ ,  $\beta_l$  veränderlich)

◀ Bild 4. Bestimmung optimaler Parameter des Schwingungsregimes; ATF Agrotechnische Forderungen, TÖF Technisch-ökonomische Forderungen

Bild 6. Exzentrisches Schubkurbelgetriebe zur Ermittlung der Schwinggeschwindigkeit

$$f = \frac{0,184 v_f}{A \cos(\alpha + \beta_l)} \quad (11a)$$

Der Ablöseschwingwinkel wird zunächst geschätzt:

$$10^\circ \leq \beta_l \leq 15^\circ \quad (12)$$

Das Ergebnis von Gl. (11) wird in Gl. (13) eingesetzt und damit der günstigste Ablöseschwingwinkel berechnet:

$$\beta_l = \arctan \frac{\cos^2 \alpha}{\frac{2\pi}{g} \frac{f v_f}{\Gamma \sin \phi_1} + \frac{\sin \alpha}{2}} \quad (13)$$

Wieder für den Ablöseschwingwinkel zum Abwurfzeitpunkt  $120^\circ$  und für die mittlere optimale Wurfkennzahl 2 eingesetzt, erhält man:

$$\beta_l = \arctan \frac{\cos^2 \alpha}{0,37 f v_f + \frac{\sin 2\alpha}{2}} \quad (13a)$$

Das Ergebnis dieser Gleichung wird wieder in Gl. (11) eingesetzt. Dieses Verfahren wird so lange fortgesetzt, bis sich die Schwingfrequenz gegenüber der vorangegangenen Berechnung nicht mehr ändert (Bild 4).

Wird vom optimalen Schwingungsregime abgewichen, so steigt die erforderliche Energie und damit der Drehleistungsbedarf stark an, und die Förderwirkung fällt gleichzeitig sehr stark ab (Bild 5).

## 6. Lage und Drehrichtung der Exzenterwelle

Bei einem harmonisch erregten schwingenden Dammaufnahmeelement löst sich das Gut, wenn die Schwinggeschwindigkeit bereits ihren Höchstwert überschritten hat. Die Abwurfgeschwindigkeit läßt sich erhöhen, indem bei nach links fahrender Maschine mit von unten abgestützten Dammaufnahmeelementen die Drehrichtung der Exzenterwelle entgegengesetzt dem Uhrzeigersinn gewählt wird (Bild 6). Die Schwinggeschwindigkeit bestimmt sich dann zu:

$$v_{DAE} = \omega r \left( \sin \varphi + \frac{e}{l} \cos \varphi + \frac{r}{2l} \sin 2\varphi \right) \quad (14)$$

## 7. Weitere Maßnahmen zur Erhöhung der Fördergeschwindigkeit

Die Fördergeschwindigkeit läßt sich durch Erhöhen der Schwinggeschwindigkeit steigern. Das kann sowohl über steigende Frequenz (Bild 7) als auch über wachsende Amplitude (Bild 8) geschehen. Bei einem energieoptimalen Schwingungsregime (senkrechter Wurf) läßt sich das Verhältnis  $\xi/v_f$  über die Frequenz bis zu einem Wert 0,84 und über die Amplitude bis zum Wert 0,92 steigern. Bei höher liegenden Frequenzen oder Amplituden entstehen Wurfkennzahlen  $\Gamma > 3,3$ . Es hat sich gezeigt, daß dann Würfe über mehr als eine Periodendauer auftreten, die Fördergeschwindigkeit stark abfällt und der Gesamtleistungsbedarf zunimmt. Eine weitere Steigerung ist über ein Verringern des Ablöseschwingwinkels möglich. Das ist aber sehr bedenklich, da wegen der unvermeidlichen Schwankungen von  $\beta_l$  leicht Schüttelrutschenförderung eintreten kann. Dann tritt jedoch das Gegenteil des erwünschten Effekts ein: Die Fördergeschwindigkeit sinkt weiter ab.

## 8. Anordnung und Dimensionierung des Energiespeichers

### 8.1. Art des Energiespeichers

Der Leistungsbedarf ist eines der entscheidenden Kriterien für den Einsatz schwingender Dammaufnahmeelemente. Ein hoher Energieanteil ist zum Aufbringen der Verlustleistung erforderlich, deren überwiegender Anteil die Leerlaufdrehleistung darstellt. Die Leerlaufdrehleistung ist die Leistung an der Kurbelwelle, die zum Bewegen des Schwinggetriebes ohne Belastung durch Abtrennen und Aufnehmen des Dammes und Fördern des Gutes über das Dammaufnahmeelement nötig ist. Bei Kurbelgetrieben mit ihrem sich ständig ändernden Übersetzungsverhältnis müssen die Übertragungs- und Abtriebsgla-

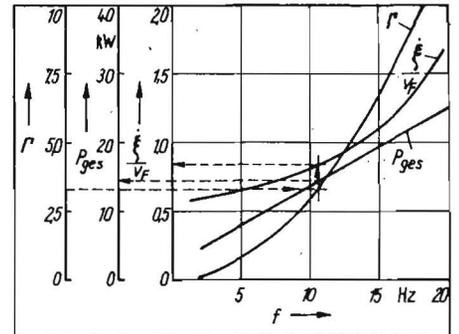
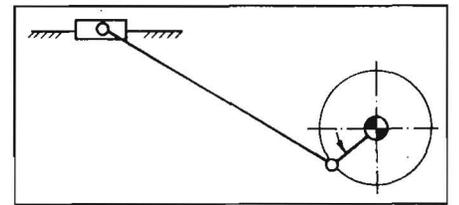
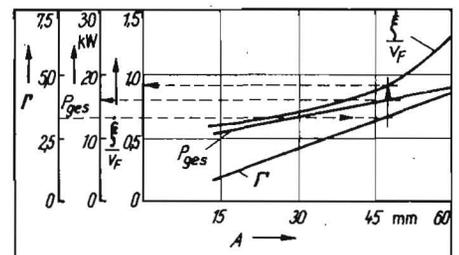


Bild 7. Wurfkennzahl, Gesamtleistungsbedarf und Verhältnis der Fördergeschwindigkeit zur Fahrgeschwindigkeit als Funktion der Frequenz ( $v_f = 1,5 \text{ m/s}$ ,  $\alpha = 20^\circ$ ,  $\beta_l = 9,5^\circ$ )

Bild 8. Wurfkennzahl, Gesamtleistungsbedarf und Verhältnis der Fördergeschwindigkeit zur Fahrgeschwindigkeit als Funktion der Amplitude ( $v_f = 1,5 \text{ m/s}$ ,  $\alpha = 20^\circ$ ,  $\beta_l = 9,5^\circ$ )



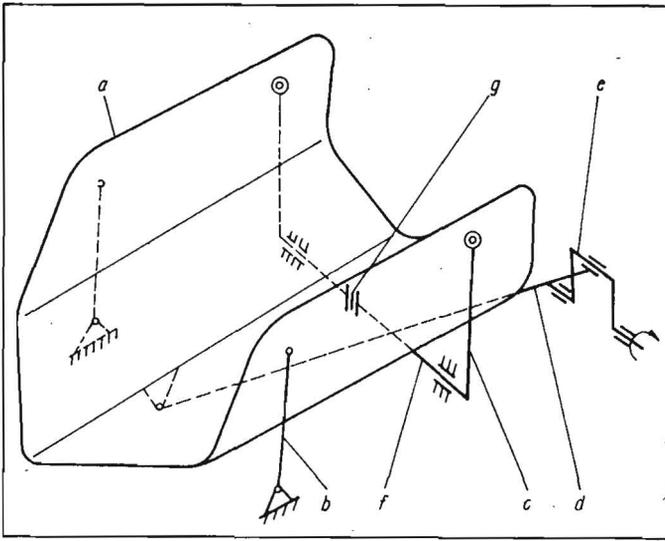


Bild 9  
Energiespeicher als  
Kombination von  
Biege- und Torsionsfeder;  
a Rodeschar, b Lenker,  
c Biegefeder, d Schub-  
stange, e Kurbel, f Torsionsfeder, g Einspannstelle

In beiden Fällen ist wegen  $f^* = A$  die Federsteife:

$$C = m_{DAE+G} \omega^2. \quad (18)$$

Zu beachten ist, daß bei realen schwingenden Dammaufnahmeelementen keine harmonische Erregung vorliegt. Die kinetische Energie und die Beschleunigung sind in den beiden Endlagen unterschiedlich.

### 9. Zusammenfassung

Die wichtigsten Konstruktions- und Betriebsparameter schwingender Dammaufnahmeelemente lassen sich mit den hier dargestellten Mitteln im Entwurf vorausberechnen. Eine anschließende Optimierung mit Hilfe experimenteller Untersuchungen ist jedoch unerlässlich. Lastannahmen zur Dimensionierung der tragenden und energieübertragenden Bauteile wurden hier nicht behandelt. Dazu läßt sich ein Rechenprogramm [8] nutzen.

Die angekoppelte Erntegutmenge ist weitestgehend von Bodenart und Bodenzustand abhängig. Sie beträgt 20 bis 50 % der auf dem Dammaufnahmeelement befindlichen Gutmenge.

### Literatur

- [1] Delitz, M.; Adermann, H.; Neef, J.: Untersuchungen zur Optimierung von Betriebs- und Konstruktionsparametern schwingender Dammaufnahmeelemente für Kartoffelerntemaschinen. agrartechnik, Berlin 38 (1988) 7, S. 319–321.
- [2] Delitz, M.; Adermann, H.; Neef, J.: Untersuchung schwingender Wirkungsprinzipie für die Dammaufnahme an Kartoffelerntemaschinen. Ingenieurhochschule Berlin-Wartenberg, Forschungsbericht 1981 (unveröffentlicht).
- [3] Jakob, P.: Beitrag zur beimengungsarmen Kartoffelaufnahme. Technische Universität Dresden, Dissertation B 1978 (unveröffentlicht).
- [4] Adermann, H.; Neef, J.: Untersuchungen zur Gutbewegung und zum Leistungsbedarf schwingender Kartoffeldammaufnahmeelemente. Ingenieurhochschule Berlin-Wartenberg, Dissertation 1983 (unveröffentlicht).
- [5] Sorokin, A. A.: Rasčet parametrov koleblusčijsjax lemečov kartofeleuboročnych mašin (Berechnung der Parameter schwingender Rodeschare an Kartoffelerntemaschinen). Trudy VISChOM, Moskau (1961) 30.
- [6] Delitz, M.: Untersuchungen zur Optimierung schwingender Dammaufnahmeelemente für Kartoffelerntemaschinen hinsichtlich Fördereffekt und Leistungsbedarf unter Beachtung agrotechnischer Forderungen. Ingenieurhochschule Berlin-Wartenberg, Dissertation 1987 (unveröffentlicht).
- [7] Feldmann, T.: Arbeitsorgane zur beimengungsarmen Rübenernte. Martin-Luther-Universität Halle-Wittenberg, Forschungsbericht 1985 (unveröffentlicht).
- [8] Brock, R.; Röber, A.: Raekop-Rechenprogramm zur Analysensynthese und Optimierung von Räderkoppelgetrieben. Maschinenbautechnik, Berlin 24 (1975) 5, S. 235–236. A 5681

der während einer Periodendauer sowohl beschleunigt als auch verzögert werden. Der Einsatz schwingender Elemente der Wirkpaarung Werkzeug/Boden und damit auch schwingender Dammaufnahmeelemente scheiterte bisher nicht zuletzt daran, daß es nicht oder nur sehr unvollkommen gelang, die freiwerdende kinetische Energie der verzögerten Getriebeglieder zu speichern und für die Wiederbeschleunigung zu nutzen. Zum Speichern dieser Energie eignen sich potentielle und kinetische Energiespeicher. Eine Schwungmasse als kinetischer Energiespeicher läßt sich nur auf der Antriebswelle des Kurbelgetriebes (Kurbelwelle) anordnen. Das bedeutet aber, daß die aus der Massenträgheit der Getriebeglieder und der angekoppelten Erntegutmassen entstehenden Belastungen erhalten bleiben und ihre schädigende Wirkung auf die Trag- und Stützelemente und vor allem auf die Lagerstellen ausüben können. Die wirkungsvollste und die Bauteile am wenigsten belastende Art des Energiespeicherns kann durch die Umwandlung des nichtelastischen Kurbelgetriebes in ein zwangsbewegtes Feder-Masse-System erreicht werden, das im Resonanzbereich betrieben wird. Die Minderung des entsprechenden Leerlaufdrehleistungsbedarfs kann bis zu 95 % betragen [7].

### 8.2. Anordnung des Energiespeichers

Der Energiespeicher kann im Energiefluß entweder vor dem Schwinggetriebe oder innerhalb desselben angeordnet werden. Wird er vor dem Schwinggetriebe angeordnet, geht beim Energiefluß vom Dammaufnahmeelement zum Speicher und auch in umgekehrter Richtung infolge des Wirkungsgrades des Schwinggetriebes Energie der Nutzung verloren. Befindet sich der Energiespeicher innerhalb des Schwinggetriebes möglichst dicht am Dammaufnahmeelement,

sinkt die Verlustleistung, die Lager werden entlastet und der Verschleiß wird vermindert.

Am günstigsten ist es, die Schwingen, an denen das Dammaufnahmeelement aufgehängt oder abgestützt ist, als Biegeblattfedern auszuführen. Dabei ist jedoch zu beachten, daß in Abhängigkeit vom Federweg eine maximal zulässige Federblattstärke nicht überschritten werden darf, da sonst die Feder zerstört wird:

$$h_{\max} = \frac{2 l_f^2 \sigma_{\text{ortr}}^b}{3 E f} \quad (15)$$

Nun könnte man die Energiespeicher als mehrlagige Biegeblattfedern ausführen, aber dann sinkt infolge der Reibung zwischen den Lagen der Wirkungsgrad, und der Verschleiß nimmt zu. Es ist günstiger, eine Anordnung entsprechend [1] vorzunehmen oder eine Kombination aus Biege- und Torsionsfeder zu wählen (Bild 9).

### 8.3. Dimensionieren des Energiespeichers

Unter Beachtung der maximal zulässigen Federblattstärke ist die erforderliche Federsteife zu berechnen. Das kann nach zwei Gesichtspunkten erfolgen:

- Die gespeicherte Energie ist gleich der kinetischen Energie des Dammaufnahmeelementes und der der angekoppelten Erntegutmenge:

$$\frac{C f^* \omega^2}{2} = \frac{m_{DAE+G}}{2} A^2 \omega^2. \quad (16)$$

- Die Federkraft in den Endlagen ist gleich der nach dem Newtonschen Grundgesetz  $F = m a$  erforderlichen Beschleunigungskraft:

$$C f^* = m_{DAE+G} \omega^2. \quad (17)$$

Folgende Fachzeitschriften der Elektrotechnik erscheinen im VEB Verlag Technik:

Elektrie; Elektro-Praktiker; messen–steuern–regeln; Nachrichtentechnik–Elektronik; radio–fernsehen–elektronik; Mikroprozessortechnik