

Auslegung und Ankopplungsfaktoren von Schwingrinnen in der Landwirtschaft

Institut für Landwirtschaftliches Maschinenwesen der Universität Kiel

1. Einführung

1.1. Übersicht

Schwingrinnen fördern das zu transportierende Gut durch Massenwirkung. Dadurch, daß sich die Rinne bei Bewegung in Förderrichtung zugleich nach oben und bei der Rückbewegung nach unten bewegt, wird das Fördergut in beiden Phasen unterschiedlich gegen Boden und Wand der Rinne gedrückt und durch Reibschluß gefördert. Z. T. hebt das Gut ganz vom Boden ab und legt einen Teil der Wegstrecke frei schwebend zurück (Wurfförderung).

Bei stark schleißenden Gütern legt man großen Wert auf eine Auslegung, bei der das Gut nur noch über einen sehr kurzen Weg mit der Rinne in Kontakt ist [2, I] [7] [11]. Dabei wird sowohl die Rinne als auch das Gut geschont, wenn die Wurfweite gering ist.

In der Landwirtschaft verwendet man vorwiegend leichte, in Lenkern geführte Blechrinnen, die durch einen Kurbeltrieb bewegt werden. Die in der Industrie häufig nebenbei oder hauptsächlich gestellte Aufgabe des Siebens entfällt hier ganz. Nur der waagerechte oder fast waagerechte Transport wird von dem Förderer verlangt. Die Verschleißfrage spielt wegen des kaum schleißenden Gutes keine Rolle.

Weil die eigentliche Rinne (z. B. Bild 2) im Verhältnis zu ihrer Länge sehr schmal und flach ist (z. B. 140 mm hoch, 140 mm breit und 12 m lang), dazu aus nur 1,5 mm dickem Blech zusammengenietet ist, muß jeweils in 1,5 bis 2 m Entfernung eine Führung geschaffen werden. In den meisten Fällen werden Lenkerfedern eingebaut. Sie sind billiger als Konstruktionen mit Gleit- oder gar Wälzlagern und ergeben ohne weitere Maßnahmen auch eine seitliche Führung. Die Federn arbeiten außerdem wartungsfrei, was Gleitlager im Dauerbetrieb nicht oder bei Verwendung von Kunststoffbuchsen nur nach Schmierung während einer Einlaufperiode tun.

Ein Nachteil der einfachen Lenkerfederkonstruktion besteht darin, daß sie den Hub der Rinne auf etwa 30 mm begrenzt, denn sowohl die Biegebeanspruchung wie auch die Länge der Federn (Knickgefahr) dürfen eine gewisse Grenze nicht überschreiten.

Nach KLOCKHAUS [13] und WEHMEIER [3] [11] ist es aber zum Erzielen einer guten Fördergeschwindigkeit richtig, wenn die Maschinenbeschleunigung K durch eine niedrige Kurbelwellendrehzahl und einen großen Hub zustande kommt.

Der Massenausgleich der in der Landwirtschaft verwendeten Schwingrinnen liegt sehr im argen. Von gelegentlich vorhandenen exzentrischen Massen an der Kurbelwelle abgesehen, findet man keinen Massenausgleich. Da außer durch die Kurbelwellenlager auch durch jedes Lenkerpaar Massenkraften auf den Unterbau wirken, müßte auch an jedem Lenkerpaar eine Vorrichtung zum Massenausgleich geschaffen werden, wenn man den Unterbau nicht mit nennenswerten dynamischen Kräften beanspruchen will. Derartige Anstrengungen müssen aber von vornherein als erfolgreich angesehen werden, weil sie zu einer beträchtlichen Kostensteigerung führen. Wenn aber die Schwingrinne wesentlich teurer als beispielsweise ein Trogkettenförderer wird, verzichtet der Verbraucher in den meisten Fällen auf die Vorteile der Schwingrinne (vollständige Entleerung, läuft gefüllt an, leiser Lauf) zugunsten der dann viel billigeren Trogkette. Hieraus wird ersichtlich, daß der Schwingrinnenkonstrukteur bestrebt sein muß, seine Maschine mit einfachen und billigen Mitteln und ohne Massenausgleich zum Laufen zu bringen, ohne daß am Förderer selbst oder ringsum Schäden oder Belästigungen eintreten.

Heute werden die Förderanlagen meistens in leichten Gebäuden verwendet. Bei Betrieb von Schwingrinnen haben sich in der Vergangenheit nicht selten Schäden an den Gebäuden gezeigt. Z. T. war die Ursache im Spiel des Kurbeltriebs oder im Auftreffen des Fördergutes nach dem Wurf zu suchen. Beides verursacht im Betrieb Stöße.

1.2. Anforderungen an Förderrinnen

Aus obigen Ausführungen gehen zwei Forderungen hervor:

1.2.1. Beseitigung des Lagerspiels

Es ist keine Schwierigkeit, alle Lager an der Kurbelwelle mit ausreichend spielfreien Wälzlagern zu versehen. Das obere Pleuellager macht jedoch Schwierigkeiten, da es nur kleine Bewegungen ausführt. (Das gleiche Problem ist von Kolbenmaschinen her bekannt.) Eine völlig spielfreie Lösung ist hier anzustreben. Stahlfedern haben sich nicht bewährt, weil sie die vielfach auftretenden geringen Querbewegungen nicht aufnehmen können und brechen. Die etwas teureren Gummilager (z. B. Silentbloc) laufen dagegen stoßfrei und betriebssicher. Die Pleuelkraft verursacht im Gummilager zwar eine kleine Achsverlagerung, die den Hub gegenüber der starren Kurbelschwingenkinematik etwas vergrößert, die Abweichung ist aber gering und kann gegebenenfalls berücksichtigt werden.

Die Lenker müssen nicht unbedingt spielfrei arbeiten. Wenn Gleitlager vorgesehen sind, so ist es nötig, die beiden Lenker eines jeden Paares derart zu verbinden, daß ein Verkanten der Lager vermieden wird.

1.2.2. Keine Wurfförderung

Lenkerwinkel, Drehzahl und Hub der Schwingrinne müssen so aufeinander abgestimmt sein, daß Wurfförderung — und damit der Aufprallstoß nach jedem Wurf — vermieden wird, die Maschine also als Schüttelrutsche arbeitet.

Dafür, ob das Gut in der Rinne abhebt oder nicht, ist die Wurfkennziffer Γ — definiert als das Verhältnis der maximalen vertikalen Rinnenbeschleunigung zur Erdbeschleunigung — von BÖTTCHER [2, II] eingeführt worden.

$$\Gamma = \frac{4\pi^2 \cdot f^2 \cdot r \cdot \sin \lambda}{g} \quad (1)$$

Darin bedeutet f Frequenz [1/s]

r Kurbelradius

λ Lenkerwinkel zur Vertikalen

g Erdbeschleunigung

Bei Schwingrinnen mit Lenkern ist der Winkel λ über dem Arbeitsspiel variabel. In diesem Fall kann für eine erste Näherung der im oberen Totpunkt vorhandene Winkel λ_{OT} eingesetzt werden.

Der Vollständigkeit halber sei hier gleich die Maschinenkennziffer K , das Verhältnis der maximalen Rinnenbeschleunigung zur Erdbeschleunigung erwähnt.

$$K = \frac{4 \pi^2 f^2 r}{g} \quad (2)$$

Ist $\Gamma > 1$, hebt das Gut vom Rinnenboden ab. Bei $1 < \Gamma < 3,3$ dauert der Wurf nicht länger als eine Periode, bei $\Gamma > 3,3$ muß (nach WEHMAYER [11]) eine rhythmische Förderung einsetzen, was jedoch nach eigenen, früher gemachten Beobachtungen bei langhubigen Schwingrinnen nicht immer eintritt.

Bei $I' < 1$ hebt das Gut nicht vom Rinnenboden ab, sondern bleibt stets in Kontakt mit der Rinne [2].

Im Interesse einer guten Förderleistung wählt man I' nicht kleiner als nötig. Hier wurde $I' = 0,96$ eingesetzt und die diesbezüglichen Versuche mit den entsprechenden Maschinendaten durchgeführt. Bild 1 zeigt den Verlauf der Drehzahlen abhängig vom Kurbelradius.

Dem Praktiker mag diese Auslegung zu nahe am Abheben liegen, denn Fertigungs- und Einbaugenauigkeiten sowie ungenaue Kenntnis des Schlupfes im Rinnenantrieb und der Motordrehzahl ergeben leicht ein über 1 liegendes I' . Dem kann entgegengehalten werden, daß es zu hören und meistens auch zu fühlen ist, ob I' über 1 liegt, und daß man durch Verlängerung der Pleuelstange, oder eine ähnliche Justiermöglichkeit, die Lenker steiler stellen kann und damit eine billige Korrekturmöglichkeit hat.

Bei $I' < 1$ macht sich auch ein radiales Spiel in den Lenkerlagern nicht mehr bemerkbar, da genauso wie das Fördergut in der Rinne nun die Rinne ständig auf den Lenkern ruht. Der Größe nach ändert sich die Lenkerkraft zwar sehr, das Vorzeichen bleibt aber erhalten.

1.2.3. Auslegung von Speicherfedern

Speicherfedern bieten auch dann Vorteile, wenn die Schwingrinne durch einen Kurbeltrieb bewegt wird. So führt KLUGE [12] aus, daß der Motor wie auch die Kurbelwellenkonstruktion bei Schwingsieben dadurch wesentlich kleiner gehalten werden konnten, daß die Maschinen mit Speicherfedern versehen und nahe dem Resonanzpunkt betrieben wurden. Der Kurbeltrieb bringt lediglich die Leistung zur Deckung der Verluste auf und hält die Frequenz aufrecht, während die großen Umkehrkräfte, die die Rinne nahe ihren Totpunkten braucht, von den Speicherkräften aufgebracht werden.

Speicherfedern für Schwingrinnen, die in Resonanznähe laufen, lassen sich wie folgt berechnen:

$$\omega = \sqrt{\frac{c}{m}} \quad (3)$$

$$\left(\frac{\pi n}{30}\right)^2 = \frac{c}{m} = k_n \cdot \frac{c \cdot g}{G_G + G_R} \quad (4)$$

$$c = \frac{\pi^2 \cdot n^2 \cdot (k_n \cdot G_G + G_R)}{900 \cdot g} \quad (5)$$

Darin ist c = Federsteifigkeit [kp/cm]

m = Schwingende Masse

ω = Kreisfrequenz

k_n = Ankoppelungsfaktor für das Fördergut

G_G = Gewicht des Fördergutes

G_R = Gewicht der Förderrinne

Wenn k_n = konstant, ist also $c \sim n^2$. Für schnelllaufende Rinnen ergeben sich damit sehr harte Federn, die dem Antrieb beträchtliche Anlaufschwierigkeiten bereiten. Man hilft sich mit einer Feder in der Pleuelstange [3] [12]. Dadurch liegt aber während des Betriebes der Hub nicht mehr fest.

Bei langsamlaufenden Rinnen gibt es diese Schwierigkeiten nicht. Z. B. laufen zwei vom Verfasser entworfene 17 m lange Förderrinnen (Bild 2), ausgelegt für $n = 200$ U/min und 20 to/h Getreide, mit einem 1,5 kW-Motor (900 U/min) ohne jede Hilfe mit der starren Kinematik an.

Der Einbau der Speicherfedern geschieht so, daß die Federn die Rinne mit allen mitschwingenden Teilen im Ruhestand in der Mittelstellung halten. Dabei ist ein Kompromiß zwischen der vollen und der leeren Rinne anzustreben.

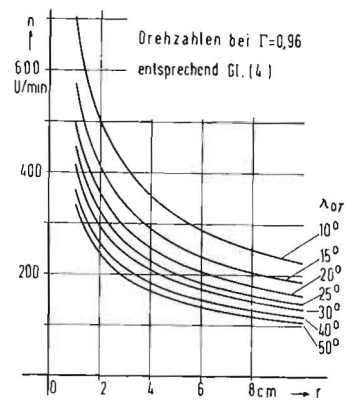


Bild 1: Schwingrinnendrehzahlen

2. Bestimmung des Ankoppelungsfaktors

2.1. Allgemeines

Zur Verwirklichung des Resonanzbetriebes ist die Kenntnis des Ankoppelungsfaktors k_n , mit dem die Masse des Fördergutes in die Rechnung eingeht, nötig. Von den schnelllaufenden, kurzhubigen Schwingrinnen mit reiner Wurfförderung ist bekannt, daß $0 < k_n < 0,2$ ist. Das ist u.a. daraus zu erklären, daß das Gut nur in seiner unteren Schicht an der Rinnenbewegung beteiligt ist [6].

Über den Ankoppelungsfaktor bei Förderrinnen ohne Wurfförderung ist in der Literatur nichts zu finden. Es war anzunehmen, daß k_n bei langsamlaufenden Rinnen mit großem Hub, großem Lenkerwinkel und ständigem Kontakt zwischen Gut und Rinne wesentlich größere Werte annimmt, zumal man auch mit dem Auge eine beträchtliche Auf- und Abbewegung des ganzen Rinneninhaltes beobachtet. Weiter sollte festgestellt werden, wie sehr sich eine Verstimmung des ganzen Systems durch unterschiedliche Füllung der Förderrinne auf die Pleuelkraft auswirkt.

Die in diesem Kapitel beschriebenen Versuche wurden bei Lenkerwinkeln von 20° bis 40° mit Hüben von 25 bis 100 mm durchgeführt, wobei die Drehzahl entsprechend $I' = 0,96$ eingestellt wurde. Zur ungefähren Kontrolle wurde ein Holzklotz in die leere Rinne gelegt. Bei $I' > 1$ machte dieser Sprünge und zeigte das durch Geräusche an.

Die folgende Tabelle zeigt die Daten der Förderrinne nach Gleichung (4) mit $I' = 0,96$. Die Abmessungen gehen aus Bild 3 hervor.



Bild 2: Förderrinne für 20 t/h Getreide

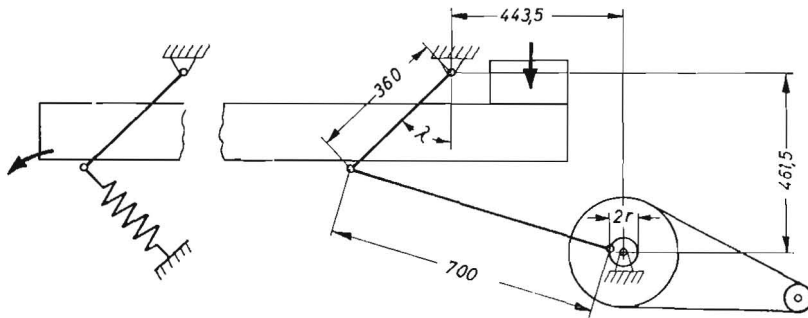


Bild 3: Prinzipskizze der Versuchsrinne



Bild 6: Pleuelstangen-Meßglied

Tabelle 1:

	2r = 25		2r = 50		2r = 75		2r = 100	
λ	λ_{0T}	n	λ_{0T}	n	λ_{0T}	n	λ_{0T}	n
Grad	Grad	U/min	Grad	U/min	Grad	U/min	Grad	U/min
40	42,5	321	44,6	221	46,8	175	49,1	151
30	32,1	361	34,2	248	36,2	198	38,7	166
20	22,0	430	23,95	292,5	26,0	229	28	192

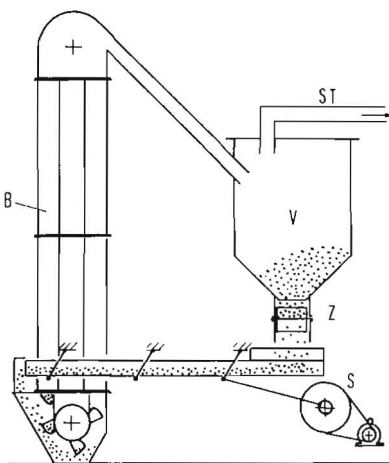


Bild 4: Aufbau des Prüfstandes

- B Becherelevator
- ST Staubabsaugung
- V Vorratsbehälter
- Z Zellenradschleuse
- S Schwungrad an der Kurbelwelle

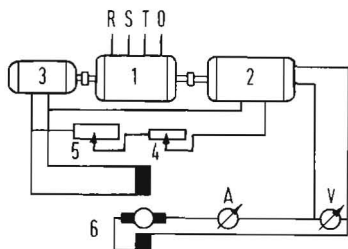


Bild 5: Schaltung des Gleichstromantriebes

- 1 Drehstrom-Asynchronmotor
- 2 Gleichstromgenerator fremderregt
- 3 Gleichstromgenerator selbsterregt, liefert Erregung für 2.
- 4 u. 5 Fein- und Grobeinstellung der Erregung des Generators und damit der Motordrehzahl
- 6 Gleichstrom-Nebenschluß-Compound-Motor mit konstanter Erregung an der Nebenschluß-Wicklung

2.2. Der Prüfstand

In Bild 4 ist der Aufbau des Prüfstandes mit dem Fördergutkreislauf erklärt.

Aus Bild 5 ist die Schaltung des Gleichstromantriebes ersichtlich.

2.3. Messung der Pleuelkraft

2.3.1. Die Meßgeräte

Bei einem freien Schwinger erreicht der Ausschlag im Verhältnis zur erregenden Kraft bei Resonanz ein Maximum [9]. Da bei den hier zu untersuchenden Förderrinnen der Ausschlag durch den Kurbeltrieb unabhängig von der Verstimmung des Systems ist, ist für den Resonanzpunkt ein Minimum in der Erregungskraft zu erwarten. Daher wurde in die Pleuelstange ein Kraftmeßglied eingebaut und dieses an einen Lichtstrahl-Oscillographen angeschlossen.

Bild 6 zeigt eine Ansicht des Pleuelstangen-Meßgliedes. Seine Form und Anordnung folgt aus der Forderung, nur die Längskraft, nicht aber das durch die Pleuelmasse hervorgerufene Biegemoment und die Querkraft zu messen. Das Biegemoment verläuft entsprechend der in Bild 7 eingezeichneten gestrichelten Linie und wird im Drehpunkt zu Null. Dadurch, daß das Lot auf der Längsachse der Pleuelstange — errichtet im Drehpunkt — durch den Schwerpunkt der aktiven Fläche der Dehnmeßstreifen geht, messen diese nur die Längskraft.

Die Querkraft wird durch die Anordnung der Dehnmeßstreifen parallel zur Längsrichtung der Pleuelstange ausgeschaltet. Beides bestätigte sich in den Vorversuchen.

Bild 8 zeigt die Schaltung eines Kanals der verwendeten Meßapparatur. Das Pleuelmeßglied ist mit vier Dehnmeßstreifen beklebt, die in einer Vollbrücke in Differenzschaltung geschaltet sind. In der Meßbrücke erfolgt der Abgleich und die Einstellung der Speisespannung. Ein Voltmeter kann wahlweise auf die einzelnen Kanäle geschaltet werden. Im Anpassungssteller erfolgt das Einstellen der für die optimale elektro-dynamische Dämpfung des Spulenschwingers nötigen Widerstände.

Bild 9 zeigt die Meßapparatur. Sie arbeitet mit 24 V Gleichspannung ohne jede Verstärkung. Die Speisung erfolgt durch vier hintereinandergeschaltete Bleiakumulatoren von je 6 V.

2.3.2. Die Verstimmung

Es war das Ziel, durch Verstimmen des Systems die Resonanz und das Minimum in der Kurve der Pleuelkraft zu finden. Um die für die Förderung wesentlichen Daten konstant zu halten, kommt eine Verstimmung durch die Drehzahl nicht in Frage. Die Federsteifigkeit läßt sich versuchstechnisch ebenfalls nicht laufend ändern und messen. So bleibt nur die Verstimmung durch Veränderung der schwingenden

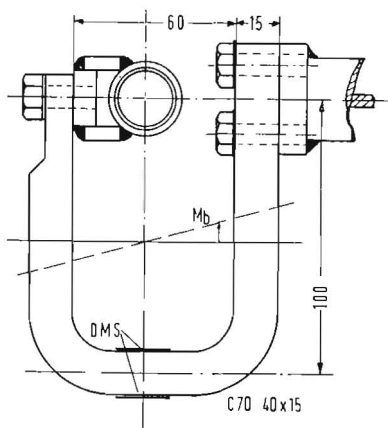


Bild 7: Das Pleuelmeßglied

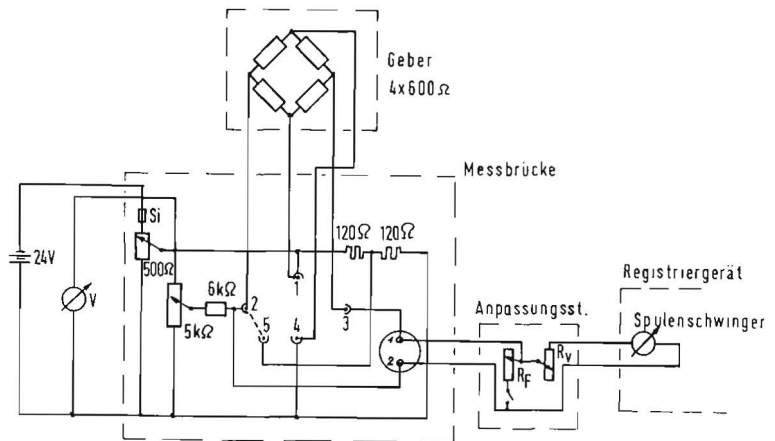


Bild 8: Schaltung eines Kanals der verwendeten Meßapparatur

Masse übrig. Das geschieht durch Aufbau von Zusatzgewichten ΔG auf die Rinne (Bild 10).

Bild 11 zeigt einen vom Oscillator aufgenommenen Schrieb der Pleuelkraftschwankung ΔP .

Durch die Schrägstellung der Lenker kann sich ein Teil des Gewichts von Rinne und Inhalt über die Pleuelstange abstützen. Selbst wenn die Speicherfeder so eingebaut ist, daß sie in der Mittelstellung das Gewicht von Rinne und Inhalt trägt, kommt durch das von einer Messung zur anderen variable Zusatzgewicht ΔG eine Kraft auf die Pleuelstange. Diese soll im Meßergebnis nicht enthalten sein und wurde, da sie ohne Bedeutung ist, auch in der Versuchsauswertung nicht ermittelt. Aus diesem Grunde wurde der Unterschied zwischen dem höchsten und dem tiefsten Wert gemessen, also $2 \cdot \Delta P$. Im Bild 12 sind die Versuchskurven für die volle und die leere Rinne bei $d_m = 40^\circ$ und $2r = 75$ mm aufgetragen. Beide Kurven wurden mit derselben Feder und derselben Drehzahl ermittelt.

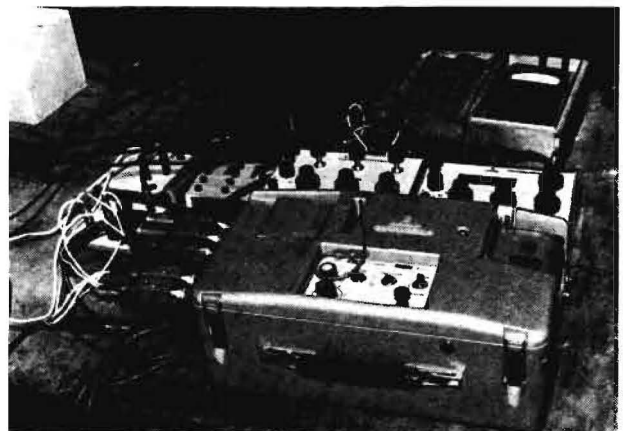


Bild 9: Meßapparatur

Das ausgeprägte Minimum in der Leerkurve (das ist die mit leerer Rinne gewonnene Kurve) bei ΔG_L^* ist leicht zu bestimmen. Dabei bedeutet L die leere Rinne, bei einem ΔG^* liegt ein ΔP -Minimum oder ein Rechenpunkt vor.

Die Vollkurve zeigt über einen großen Bereich erwartungsgemäß viel höhere Werte an. Bemerkenswert ist aber, daß das Minimum äußerst flach und lang ist. Das liegt nicht nur am ΔG -Maßstab, sondern hat, wie die Auswertungen zeigten, auch große Folgen auf den Ankopplungsgrad. Der niedrigste Punkt der Kurve ist bei den vorhandenen Meßgenauigkeiten oft nicht exakt seiner Lage nach zu bestimmen. Wie Bild 13 zeigt, ergeben manche Meßreihen sogar Kurven mit einem Zwischenmaximum. Daher wurde von vornherein eine Erhöhung der Pleuelkraft ΔP um 10% — vom niedrigsten Punkt der Kurve ausgehend — zugelassen und so sein Gebiet begrenzt, in dem sich der Konstrukteur mit der Auslegung der Schwingrinne bewegen kann, und das sich wesentlich vom Minimum der ΔP -Kurve zu entfernen.

2.4. Ermittlung des Ankopplungsfaktors aus den Versuchsergebnissen

Im folgenden wird die Formel zur Berechnung des Ankopplungsfaktors k_n aus den oben beschriebenen Meßergebnissen abgeleitet.

In Gleichung (5) wird zu $(k_n \cdot G_G + G_B)$ noch das Zusatzgewicht ΔG_L^* hinzugefügt, bei dem sich das Minimum oder eine 10%-Grenze in der Pleuelkraftkurve befindet, und das zur Berechnung von k_n benutzt wird. Dann folgt aus Gleichung (5):

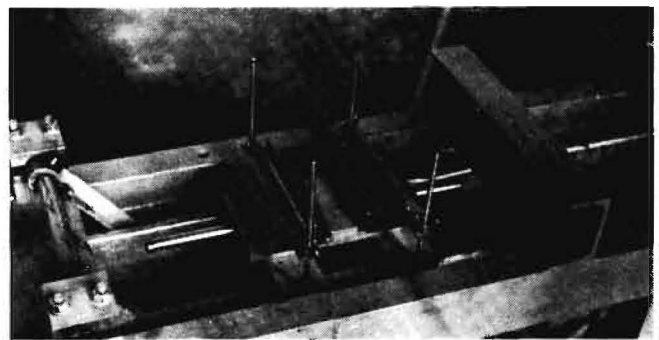


Bild 10: Zusatzgewichte, auf der Rinne festgeklemmt

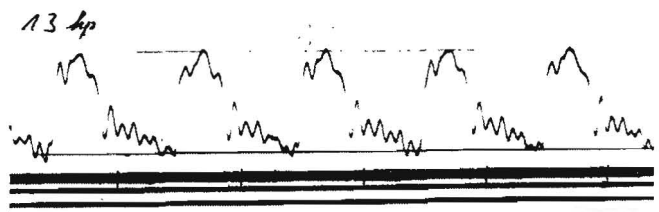


Bild 11: Ein vom Oscillator aufgenommener Schrieb der Pleuelkraftschwankung ΔP

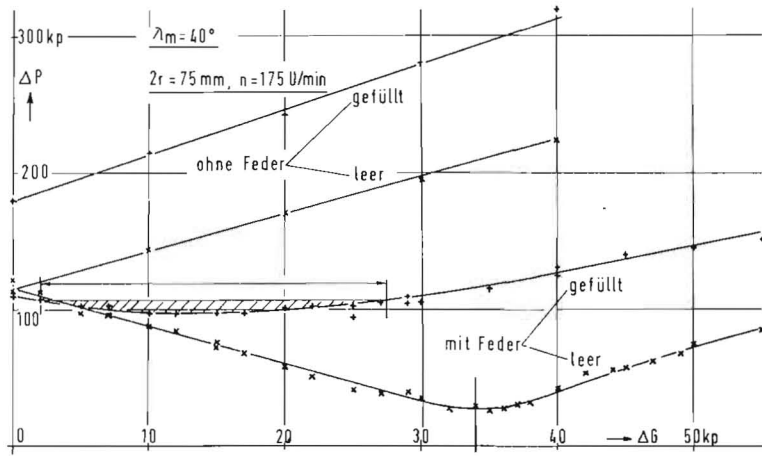


Bild 12: Pleuelkraftschwankung bei leerer und voller Rinne mit und ohne Speicherfeder

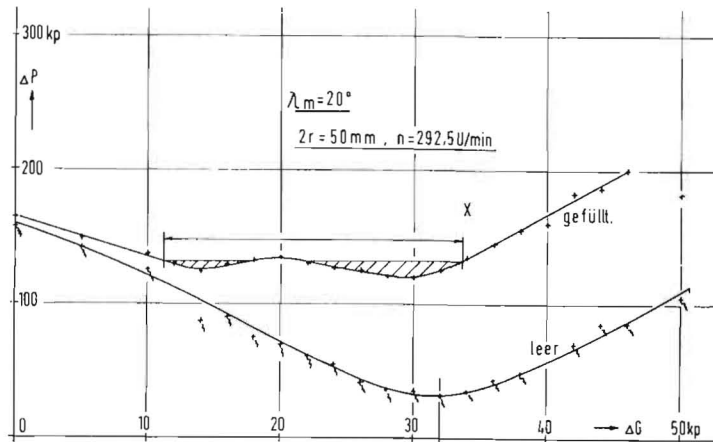


Bild 13: Pleuelkraftkurve mit einem Zwischenmaximum

$$c = \frac{\pi^2 \cdot n^2 (k_n \cdot G_{G_i} + G_{R_i} + \Delta G_{r^*})}{900 \cdot g} \quad (6)$$

Nach k_n aufgelöst erhält man:

$$k_n = \frac{c \cdot 900 \cdot g}{\pi^2 \cdot n^2 \cdot G_{G_i}} \frac{G_{R_i} + \Delta G_{r^*}}{G_{G_i}} \quad (7)$$

Die Federsteifigkeit c läßt sich aus der Leerkurve berechnen, indem man in Gl. (6) einerseits $G_{G_i} = 0$ und andererseits statt ΔG_{r^*} nun ΔG_{l^*} setzt.

$$c = \frac{\pi^2 \cdot n^2 (G_{R_i} + \Delta G_{l^*})}{900 \cdot g} \quad (8)$$

Das in Gleichung (7) eingesetzt ergibt nach einigen Kürzungen folgende einfache Form:

$$k_n = \frac{G_{R_i} + \Delta G_{r^*}}{G_{G_i}} \quad (9)$$

Außer dem Gewicht des Rinneninhalts sind nur noch das Minimum der Leerkurve und die Grenzen der Vollkurve für k_n bestimmend. Die Formel ist allgemein für alle Schwingrinnen gültig, wenn die Voll- und die Leerkurve mit derselben Drehzahl, derselben Rinnenmasse und derselben Federsteifigkeit gewonnen wurden, unabhängig davon, ob die Rinnen mit Wurf Förderung arbeiten oder nicht.

Da die obere 10%-Grenze gelegentlich bei einem höheren ΔG -Wert liegt als das Minimum der Leerkurve, also $\Delta G_{r^*} > \Delta G_{l^*}$, kann k_n auch negative Werte annehmen. Es wurde aber in keinem Falle festgestellt, daß das Minimum der Vollkurve selber bei höheren ΔG -Werten liegt als das Minimum der Leerkurve.

Die Gleichung (9) liefert z. B. mit $G_{G_i} = 32,2$ kp für die Kurven von Bild 12: $k_n = 0,2 \dots 1,0$.

Nach diesem Verfahren dürfte es möglich sein, den Ankoppelungsfaktor auch für schwierigere Fälle zu bestimmen.

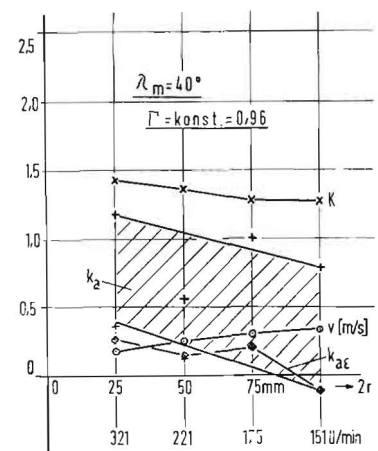
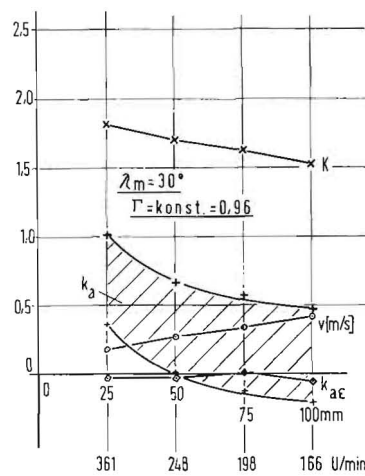
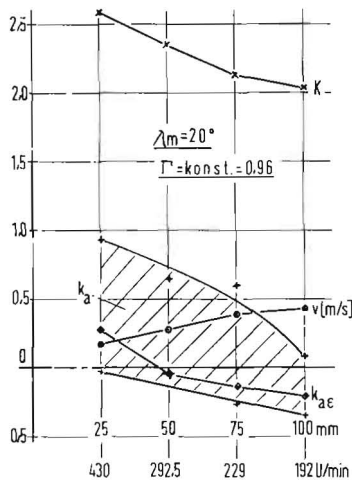
2.5. Zusammenstellung der Ergebnisse

In den Bildern 14, 15 und 16 sind die Resultate der Meßreihen zusammengefaßt. Das schraffierte Feld zeigt k_n in der 10 %-Toleranz.

Weiter kann man die Phasenumkehr als Anzeige für die Resonanz benutzen und danach den Ankoppelungsfaktor $k_{n\%}$ errechnen. Die Kurve $k_{n\%}$ liegt in den meisten Fällen in dem 10 %-Toleranzfeld. Bemerkenswert ist allerdings, daß die Phasenumkehr in vielen Bereichen negative Ankoppelungsfaktoren liefert. Das bedeutet, daß sich die volle Schwingrinne hinsichtlich ihres Resonanzpunktes so verhält, als sei sie leichter als die leere Rinne. Über die Größe der Antriebskraft und -Energie ist damit keine Aussage gemacht. Nach oberflächlichen Messungen und Beobachtungen ist die Antriebsenergie für die volle Förderrinne erwartungsgemäß beträchtlich höher als für die leere Rinne.

3. Zusammenfassung

Ausgehend von den Bedürfnissen der landwirtschaftlichen Praxis wurden zwei Forderungen an die Schwingrinnen gestellt: Erstens spielfreier Antrieb und zweitens keine Wurf Förderung. Für diesen Betriebszustand wurden die Ankoppelungsfaktoren als Grundlage für eine exakte Berechnung einer Schwingrinne mit Speicherfedern ermittelt. Das Ergebnis zeigt, daß man für die Auslegung der Schwingrinne einen gewissen Spielraum zur Verfügung hat, der weit genug ist, um eine für die leere, wie auch für die gefüllte Schwingrinne günstige Auslegung zu finden.



Bilder 14, 15 und 16: Ankopplungsfaktoren bei unterschiedlichen Lenkerwinkeln

Schrifttum

- [1] WALTER HOORMANN: Stetigförderer (auf der Hannover-Messe 63). Fördern und Heben 1963/7 S. 481 ff.
- [2] S. BÖTTCHER: Beitrag zur Klärung der Gulbewegung auf Schwingrinnen. I. Fördern und Heben 1958/3 S. 127, II. Fördern und Heben 1958/4 S. 235, III. Fördern und Heben 1958/5 S. 307
- [3] K. H. WEHMEIER: Schwingförderrinnen — Berechnung, Konstruktion und Betrieb. Fördern und Heben 1963/12 S. 844
- [4] P. E. BERRY: Research on Oscillating Conveyors. Journal of Agricultural Engineering Research Vol. 3 Nr. 3 1958
- [5] P. E. BERRY: Basic Theory of Low-acceleration. Oscillating Conveyors. Journal of Agr. Engineering Research Vol. 4 Nr. 3 1959
- [6] WOLFGANG BAADER: Untersuchungen über das Verhalten eines Haufwerks großer Schichthöhe auf einem schwingenden Siebrost. Diss. TH Braunschweig 1960
- [7] K. H. WEHMEIER: Schwingförderrinnen — Eine Systematik der Bauformen und ihrer Eigenart. Fördern und Heben 1964/3 S. 155
- [8] HÜTTE I, d. s. Ingenieurs Taschenbuch 28. Auflage 1955 S. 577 ff.
- [9] ERHARD HUBNER: Techn. Schwingungslehre, 1957. Springer Verlag
- [10] H. T. OLSEN: Calculations on Jog Conveyors. Acta Politechnica Nr. 220 (1957) ATV Oster Voldgade 10 trappe N Copenhagen
- [11] K. H. WEHMEIER: Untersuchungen zum Fördervorgang auf Schwingrinnen. Sonderdruck des Inst. f. Fördertechnik TH Hannover
- [12] W. KLUGL: Neuzeitliche Siebmaschinen für die Aufbereitung. Erdöl u. Kohle 1951 S. 703, Ind.-Verlag v. Hernhausen Hamburg
- [13] W. KLOCKHAUS: Fördergeschwindigkeit von Schwingrinnen und Schwingensieben. Erdöl und Kohle 1952 Nr. 8 S. 493
- [14] SCHNEID und PESCHL: Zur Theorie der Bewegung von Schüttgütern auf Schwingrinnen. Fördern und Heben 1965/8 S. 606
- [15] K. LÜRENBAUM: Vorlesung Maschinendynamik

Résumé

Wolfgang Dinse: "Design and Coupling Factors of Shaker Conveyors in Agriculture"

Starting from the requirements of the agricultural practice, two demands were made on the shaker conveyor: drive free from play and no throw-delivery.

For this operating state the coupling factors were determined as a basis for an exact calculation of a shaker conveyor with storage springs. The result shows that for the design of the shaker conveyor the available clearance is large enough to find for both empty and filled chutes a favourable solution.

Wolfgang Dinse: "Calcul et facteurs d'accouplement des rigoles transporteuses oscillantes utilisées dans l'agriculture"

Les nécessités de la pratique agricole exigent que les rigoles transporteuses oscillantes répondent aux conditions suivantes: Commande sans jeu et transport sans projection. En tenant compte de ces conditions, on a déterminé les facteurs d'accouplement comme base du calcul exact d'une rigole transporteuse oscillante munie de ressorts d'accumulation. Le résultat montre que l'on dispose d'une certaine liberté pour le calcul des rigoles transporteuses oscillantes qui est suffisamment grande pour trouver des données favorables aussi bien pour la rigole vide que pour la rigole remplie.

Wolfgang Dinse: "Determinación de características y factores acoplamiento de canaletas transportadoras oscilantes en la agricultura"

Partiendo de las necesidades de la práctica agropecuaria, se establecieron dos requisitos en cuanto a las canaletas oscilantes se refiere:

Primero impulsión libre de juego, y segundo transporte continuado sin saltos del producto. Para tal forma de funcionamiento, se determinaron los factores de acoplamiento como base para el cálculo exacto de una canaleta tal dotada de balistas accionadoras. El resultado pone de manifiesto que, para la fijación de las características de estas canaletas, se dispone de un determinado margen lo suficientemente amplio como para poder dar con los favorables datos técnicos, tanto para la canaleta vacía como para la canaleta cargada.

Konzentration im Prüfungswesen

Auf Anregung des Bundesministeriums für Ernährung, Landwirtschaft und Forsten sind die Deutsche Landwirtschaftsgesellschaft (DLG) und das Kuratorium für Technik in der Landwirtschaft (KTL) übereingekommen, zur Vereinfachung der Organisation des Prüfungswesens von Landmaschinen und Ackerschleppern das KTL-Schlepperprüffeld in die DLG-Prüfungsabteilung für Landmaschinen einzugliedern.

Das Schlepperprüffeld wurde 1928 vom Reichskuratorium für Technik in der Landwirtschaft (RKTL) gegründet, 1947 vom Kuratorium für Technik in der Landwirtschaft wieder eröffnet. Es nahm 1949 zunächst behelfsmäßig in Rauschholzhausen bei Marburg seine Tätigkeit auf. Seit 1958 arbeitete das Schlepperprüffeld in einem erweiterten Rahmen in Darmstadt-Kranichstein.

Die Deutsche Landwirtschaftsgesellschaft beabsichtigt, das Schlepperprüffeld nach Schaffung der dazu notwendigen Erweiterungen mit ihrer zweiten Prüfstelle für Landmaschinen in Groß-Umstadt zu vereinigen.

Die Schlepperprüfung wird unabhängig von dem organisatorischen Wechsel in gleicher Weise wie bisher fortgesetzt. (DGL/KTL)