

fl	flüssig
max	maximal
min	minimal
t	Zeit
th	thermisch
x	Koordinate
0	Anfangszustand
∞	unendlich

Hermann Gaus verstorben

Am 21. 2. 1966 starb Dipl.-Ing. Dr. HERMANN GAUS an den Folgen eines Verkehrsunfalles, nachdem er sich bereits auf dem Wege der Besserung befand.

HERMANN GAUS wurde am 1. Oktober 1915 in Bodenstein, Krs. Gandersheim geboren. Er stammte aus einer niedersächsischen Bauernfamilie und konnte in dieser Umwelt schon in seiner Jugend die Anfänge der modernen Landtechnik in der Zeit nach dem ersten Weltkrieg miterleben.

Nach der Reifeprüfung und dem Studium des Maschinenbaues an der Technischen Hochschule Braunschweig übernahm er eine Stellung als Assistent im Institut für Maschinenelemente an der Technischen Hochschule Braunschweig.

Die zweite Phase seiner Lebensarbeit begann, als er 1949 in das neu gegründete Institut für Landmaschinenforschung an der Forschungsanstalt für Landwirtschaft in Braunschweig-Völkenrode eintrat. Unter seinem Direktor, Prof. Dr.-Ing. WALTER GUSTAV BRENNER, trug er wesentlich zum Aufbau dieses Instituts und zu den ersten Arbeiten dieses Instituts bei, die in erster Linie eine Weiter- beziehungsweise Neuentwicklung von Maschinen und Geräten für den Schlepper zum Ziele hatten. Aus dieser Zeit stammen seine ersten Veröffentlichungen über den zapfwellengetriebenen Ackerwagen, über den Bau und die Erprobung eines frontschneidenden Garbenbinders mit Einachstriebwerk und über die Entwicklung einer Grabenfräse. Verschiedene dieser Arbeiten wurden in dieser Zeitschrift veröffentlicht. Nach dem Ausscheiden von Prof. BRENNER, der im Mai 1952 das Institut für Landtechnik in Weihenstephan übernahm, setzte HERMANN GAUS seine landtechnischen Arbeiten unter dem neuen Leiter des Völkenroder Landmaschinen-Instituts, Prof. Dr.-Ing. GEORG SEGLER, fort. Eine Zahl von Veröffentlichungen, unter anderem Untersuchungsberichte über ausländische Landmaschinen, über Probleme an Stallungstreuern, über Frontlader-Einsatz, über Kleinbinderkonstruktionen geben Zeugnis über die Vielfalt seiner Tätigkeit in diesen Jahren. Ein Ergebnis dieser wissenschaftlichen Tätigkeit ist auch seine Doktor-Arbeit mit dem Titel „Beitrag zur Weiterentwicklung vollautomatischer Stallungstreuer“, mit der er an der Landwirtschaftlichen Hochschule Giessen zum Dr. agr. promovierte.

Den dritten und leider unvollendeten Abschnitt seines Lebens begann HERMANN GAUS im Jahre 1956, als er in die Dienste der Deutschen Landwirtschafts-Gesellschaft (DLG) trat und dort ein Jahr später vom DLG-Vorstand zum Geschäftsführer der Prüfungsabteilung für Landmaschinen bestellt wurde. In dieser Stellung konnte HERMANN GAUS seine Erfahrungen und Kenntnisse auf landtechnischem Gebiet in vollem Ausmaß auswerten. Dank seiner Initiative konnten er und seine Mitarbeiter eine Anpassung der Prüfmethode an die Bedürfnisse der Praxis und eine wesentliche Beschleunigung der Prüfungen selbst erreichen. Seine Offenheit und Aufgeschlossenheit in diesen Fragen und seine grundsätzliche Einstellung, auch die Meinung des Anderen gelten zu lassen, verschafften ihm nicht nur in den Kreisen der Landwirtschaft, sondern auch in der Industrie große Achtung. Ein prägnantes Beispiel für diese Aufgeschlossenheit und für seine Gabe der Koordinierung ist die neue Prüfungsordnung für Landmaschinen, die nach eingehenden Beratungen mit Vertretern der Industrie entstanden ist, und die die Anerkennung aller Kreise gefunden hat, die an Landmaschinenprüfungen interessiert sind.

Über den internen Rahmen seiner Abteilung hinaus konnte HERMANN GAUS auch in vielen in- und ausländischen Organisationen wirken. Er stand bei seinen Kollegen in den ausländischen Prüfstationen in gutem Ansehen, die ihn als einen erfahrenen Fachmann zu schätzen wußten. Sein Ableben wird von seinen Freunden tief betrauert. Mit ihm ist ein guter Ingenieur und anerkannter Landtechniker von uns gegangen, dessen Andenken wir in hohen Ehren halten wollen.

Willi Hanke

Résumé

Fred W. Bakker-Arkema and William G. Bickert: "Theoretical Aspects of the Convective Drying of Forage Waters."

Molecular diffusion is the physical mechanism controlling the convective drying behavior of individual forage wafers. The diffusion coefficient is constant in the moisture content range through which forage wafers are usually dried. The effect of temperature on the molecular diffusion coefficients of wafers can be expressed by an Arrhenius plot of the form $D = D_0 \exp(-E/RT)$. The constants D_0 and E were determined for wafers in the density range from 0.40 to 1.00 g/cm³ and drying air temperatures between 120 and 200 °F. The diffusion coefficients decrease in value with increasing density and decreasing temperature. The temperature of forage wafers rises slowly during drying resulting in an increase of the diffusion coefficient. An analytical solution of the diffusion equation with changing diffusion coefficient was obtained which described the convective drying behavior of brick-shaped forage wafers correctly.

Fred W. Bakker-Arkema et W. G. Bickert: Recherches théoriques sur le séchage par convection de briques de fourrage.

Le comportement des briques de fourrage au séchage par convection est déterminé par le mécanisme physique de la diffusion moléculaire. Le coefficient de diffusion est constant dans le domaine d'humidité dans lequel les briques de fourrage sont généralement séchées. L'influence de la température sur le coefficient de diffusion de briques peut être reproduite par une équation d'Arrhenius de la forme $D = D_0 \exp(-E/RT)$. L'auteur a déterminé les constantes D_0 et E pour des briques dont la densité se situe entre 0,4 à 1,0 g/cm³ et pour des températures de séchage de 49° à 93° C. Les valeurs de D diminuent au fur et à mesure que la densité augmente et la température baisse. L'accroissement progressif de la température des produits pendant le séchage entraîne une augmentation du coefficient de diffusion. On peut établir une équation de diffusion comportant un coefficient de diffusion variable qui exprime très exactement le comportement d'une brique de fourrage au séchage par convection.

Fred W. Bakker-Arkema y W. G. Bickert: "Investigación teórica del secado convectivo de briquetas de forraje."

El mecanismo físico, en él que se funda el comportamiento de las briquetas de forraje en el secado convectivo, es la difusión molecular. Dentro del margen de humedad corriente en el secado de estas briquetas, el coeficiente de difusión es constante. El efecto que ejerce la temperatura en los coeficientes de difusión en las briquetas, puede describirse por una fórmula de Arrhenius de $D = D_0 \exp(-E/RT)$. Las constantes D_0 y E en las briquetas se precisaron en el margen de densidad de 0,4 a 1,0 g/cm³ y las temperaturas del aire de secado entre 49° C a 93° C. Los valores de D bajan con el aumento de la densidad y con la bajada de la temperatura. La lenta subida de la temperatura del forraje durante el secado da lugar a la subida del coeficiente de difusión. Es posible establecer una ecuación de la difusión con coeficiente variable que describe exactamente el comportamiento en el secado convectivo de una briqueleta de forraje forma ladrillo.

Erich Schilling 65 Jahre

Am 20. Februar 1966 wurde Oberbaurat Dr.-Ing. ERICH SCHILLING, Ingenieurschuldirektor a.D., 65 Jahre alt. Aus diesem Anlaß sollte das einmalige Wirken dieses Mannes gewürdigt werden, dem mehr als die Hälfte der in der Bundesrepublik tätigen Landmaschinen-Ingenieure ihre gediegene Ausbildung verdanken. Darüber hinaus hat er Landwirtschaftslehrern und Gewerbestudienräten gründliche landtechnische Kenntnisse vermittelt.

SCHILLING wurde in Udersleben, Kreis Sondershausen als Sohn eines Landwirts geboren, legte an der Oberrealschule in Sondershausen die Reifeprüfung ab, studierte an der Technischen Hochschule Braunschweig und belegte dabei auch die Vorlesungen und Übungen über Landmaschinen bei den Professoren FOEDISCH und STÖCKMANN. Er promovierte dort selbst mit einer wissenschaftlichen Grundlagenarbeit über die Zerkleinerung von Getreide. Auf der Basis dieser Erkenntnisse erfolgte eine Vergleichsprüfung von Schrotmühlen durch Professor MARTINY.

Nach einer mehrjährigen konstruktiven Tätigkeit und als Betriebsingenieur in der Landmaschinen-Industrie nahm SCHILLING eine Berufung als Dozent und Abteilungsleiter für die Abteilung Landmaschinenbau an der Städtischen höheren technischen Lehranstalt Bad Frankenhausen/Kyffh. an, der als einziger höherer technischer Lehranstalt bereits im Jahre 1906 eine Abteilung für Landmaschinenwesen angegliedert wurde. Geheimrat Professor FISCHER war hier oft als Gast und veranlaßte die Weiterbildung der Landwirtschaftslehrer in mehrwöchentlichen Kursen an dieser Landmaschinen-Abteilung.

Bereits nach einjähriger Tätigkeit als Abteilungsleiter wurde der sehr regsame SCHILLING zum Direktor dieser HTL gewählt und vom Thüringischen Kultusminister bestätigt.

Sein universelles Wissen und seine Initiative beschleunigten die Modernisierung der HTL Frankenhausen und ermöglichten damit die Eingruppierung der HTL in die Reihe der Ingenieurschulen. In dieser Zeit entstand auch der „Reichslehrplan“ für die Ingenieurschulen. Auch hier hat es der Jubilar mit seinem ganzen Einsatz verstanden, die Sonderabteilung „Landmaschinenbau“ lehrplanmäßig unterzubringen. Damit war auch die Bezeichnung „Ingenieur für landwirtschaftliches Maschinenwesen“ gesichert. Nach diesem Reichslehrplan wurde an allen Ingenieurschulen Deutschlands unterrichtet, so daß ein Wechsel der Ingenieurschulen im deutschen Reichsgebiet während des Studiums jederzeit möglich wurde.

SCHILLING hat schon während seiner Studienzeit und seiner Tätigkeit in der Landmaschinen-Industrie sich fachschriftstellerisch betätigt und war schon zu dieser Zeit ständiger Mitarbeiter im Redaktionsstab einiger führender Fachzeitschriften. Auch als Direktor der Ingenieurschule Bad Frankenhausen behielt er sich die Abteilungsleitung der Landmaschinen-Abteilung vor und hatte rege Verbindungen mit der Landmaschinen-Industrie. Er veröffentlichte in dieser Zeit zahlreiche Beiträge seiner Untersuchungsergebnisse. Weit über hundert fachliche Beiträge entstammen seiner Feder.

Die politischen Verhältnisse ab 1933 gingen auch an SCHILLING nicht spurlos vorüber. Man ließ zwar dem rührigen Direktor noch die Zeit zum Ausbau der Ingenieurschule; aber im Jahre 1937 entzog der Thüringische Kultusminister ihm die Leitung der Ingenieurschule und ebenfalls die Unterrichtserlaubnis. Damit war auch eine angebotene Habilitation unterbunden.

SCHILLING ging nun in die praktische Landwirtschaft und errichtete auf dem Besitz seiner Frau in Osterode (Kreis

Halberstadt) ein landtechnisches Versuchsgut. Auf diesem landtechnischen Versuchsbetrieb wurde es bald sehr regsam.

Unter Professor STÖCKMANN wurde dieser Betrieb zur Außenstelle des Landmaschinen-Instituts der TH Braunschweig. Professor KLOTH und der verstorbene Oberregierungsrat LENGSELD beauftragten SCHILLING mit der Untersuchung und praktischen Vorprüfung von luftbereiften Fahrzeugen, insbesondere Ackerwagen. Es entwickelte sich eine emsige und fruchtbare Tätigkeit, die besonders den Ackerwagen-Herstellern noch in bester Erinnerung ist. Auch die Landmaschinen-Industrie machte regen Gebrauch von der Möglichkeit einer praktischen Vorprüfung mit Entwicklungsarbeiten an neuen Landmaschinen. Im Jahre 1944 wurde SCHILLING zum Wehrdienst eingezogen. Durch das unglückliche Kriegsende ging der ganze jenseits der Zonengrenze liegende etwa 150 ha umfassende Besitz in der Bodenreform unter.

Nach seiner Entlassung aus der Wehrmacht im Jahre 1946 widmete SCHILLING sich in Bodenwerder/Weser seinem Buch „Landmaschinen“, in dem er sein ganzes Wissen und Können und seine großen Erfahrungen über dieses Fachgebiet niedergelegt hat. Wohl einmalig zu seiner Zeit behandelt der Autor in seinem Buch die Theorie, Berechnung und Konstruktion der Landmaschinen. Es dürfte kaum einen Landmaschinen-Ingenieur oder -Hersteller geben, der dieses Buch nicht im Gebrauch hat. Es ist zu wünschen, daß der Autor noch genügend Zeit findet, um auch die noch fehlenden Bände zu seinem siebenbändigen Werk herauszugeben.

Infolge des Verlustes der Landmaschinen-Abteilung an der Ingenieurschule Bad Frankenhausen und des landtechnischen Versuchsgutes in Osterode waren die bundesdeutsche Fachindustrie und interessierte Gruppen und Verbände bemüht, zumindest eine gleiche Abteilung an einer hiesigen Ingenieurschule zu errichten. Die Wahl fiel auf Köln, und SCHILLING wurde am 1. März 1949 dorthin berufen, mit dem Auftrag, eine Abteilung Landmaschinenbau an der dortigen Staatlichen Ingenieurschule für Maschinenwesen zu errichten. Dankbar wird der deutsche Landmaschinenbau anerkennen, daß SCHILLING diese Aufgabe vorbildlich erfüllt hat. Die über 200 Studenten umfassende Abteilung für Landmaschinenbau vermittelt in modernsten Labors und nahegelegenen Versuchsgütern eine ausgezeichnete praxisgerechte Unter-richtung.

Die Max-Eyth-Gesellschaft (MEG) hat diesen verdienten Wissenschaftler und Lehrer (in Anerkennung seiner langjährigen Bemühungen um den landtechnischen Nachwuchs) mit der Max-Eyth-Gedenkmünze ausgezeichnet.

Aber auch in den Fachorganisationen und dem fachlichen Verbandsleben ist SCHILLING ein rühriger Motor. Er ist Mitglied im KTL, VDI und im Beirat der VDI-Fachgruppe Landtechnik und war in dieser Eigenschaft Obmann für die Ingenieur-Aus- und -Weiterbildung. Er kennt die Bedürfnisse und Wünsche der Landmaschinen-Industrie aus persönlichem Erleben einerseits und die Möglichkeiten in der wissenschaftlichen Ausbildung der Studenten andererseits. Auch in der MEG ist er in mehreren Arbeitskreisen tätig. Die Wiederbe-gründung der MEG nach dem letzten Weltkriege ist mit sein Werk. Im Jahre 1951 übernahm er von Professor VON SYBEL die Leitung des Arbeitskreises „Nachwuchsförderung“ und führte dieses Amt 13 Jahre lang mit dem Erfolg, daß über 500 Jung- und Studenten-Mitglieder der MEG angehören. Er selbst begründete mit einigen Mitstreitern den LIV e.V. (Landmaschinen-Ingenieur-Verband), der auch bereits über 400 Mitglieder zählt.

Es liegt ein echtes Bedürfnis vor, ERICH SCHILLING von Herzen zu danken und zu wünschen, daß er noch viele Jahre so erfolgreich wie bisher weiter arbeiten kann.

Kurt Schröter

schwindigkeit hat, die gegenüber der erforderlichen am nächsten gelegen ist. Das wäre beispielsweise ein Gang mit der Geschwindigkeit 3,5 km/h. Um durch diese etwas niedrigere Geschwindigkeit die Aufwandmenge Q nicht zu weit zu erhöhen, muß die Förderleistung q durch Druckregelung etwas niedriger eingestellt werden. Die Berechnungsweise ergibt sich aus der umgewandelten Gl. (9).

$$q = \frac{b \cdot Q \cdot v}{F} = \frac{10 \cdot 800 \cdot 58,33}{10000} = 46,7 \text{ l/min}$$

(da man die Förderleistung q in l/min erhalten will, werden die 3,5 km/h in 58,33 m/min umgewandelt). Statt 50 l/min müßte also die Förderleistung der Pumpe durch Druckverminderung auf rund 47 l/min eingestellt werden.

Falls man bei den festgesetzten Größen der Förderleistung q der Vorschubgeschwindigkeit v und der Arbeitsbreite b bleiben will, so ist es notwendig, die sich dabei ergebende Aufwandmenge je Fläche zu berechnen, damit die richtige Wirkstoffkonzentration des Wassers eingestellt werden kann. Die Berechnung erfolgt ebenfalls nach der umgestellten Gl. (9):

$$Q = \frac{q \cdot F}{b \cdot v}$$

Schrifttum

[1] KÖNIG, A.: Ein Betrieb organisiert seinen Pflanzenschutz. Unser Hof 6 (1965), S. 162—165

Andreas König

Bestimmung des Elastizitätsmoduls für Knollenfrüchte durch Versuche mit Druckstempeln

Bei der Untersuchung der rheologischen Eigenschaften von Knollenfrüchten wurden bisher Kolben oder Stempel verschiedener Größe benutzt, mit denen die Untersuchungsproben belastet wurden. Diese Methode ergibt aber ziemlich komplexe Ergebnisse und kann zu irrigen Schlußfolgerungen führen, wenn nicht geeignete Korrekturen vorgenommen werden.

TIMBERS, STALEY und WATSON haben eine Methode entwickelt, nach der man den Elastizitätsmodul für solche Früchte aus Messungen bestimmen kann, die bei Versuchen mit Belastungskolben kleineren Durchmessers vorgenommen werden [1]. Für die Versuche wurden Kartoffeln benutzt. Um die natürliche, durch die verschiedenen Kartoffelsorten gegebene Varianz zu eliminieren, wurden nur Kartoffeln einer Sorte benutzt, die zur gleichen Zeit geerntet und eingelagert worden waren [2].

TIMOSHENKO [3] hat eine Methode zur Berechnung des Elastizitätsmoduls von elastischen Werkstoffen entwickelt, bei der kleine, unelastische Stempel benutzt werden. Die Stempel werden in die glatte Oberfläche einer Materialprobe gedrückt, die als elastischer Halbraum angesehen werden kann.

Die theoretische Spannungsverteilung unter einer solchen Belastung wurde von BOUSSINESQ nach folgender Formel ermittelt:

$$\sigma = \frac{P}{2\pi a \sqrt{a^2 - r^2}}$$

Hierin ist P = die über den Stempel verteilte Last,
 a = Stempelradius,
 r = Entfernung des betrachteten Punktes vom Mittelpunkt der Stempelfläche und
 σ = Spannung.

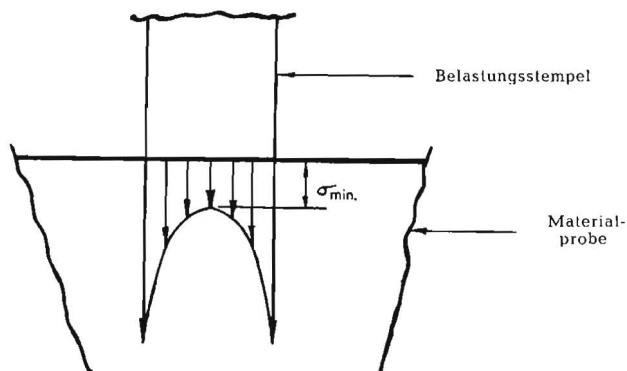


Bild 1: Spannungsverlauf unter einem starren Druckstempel

Die Spannung hat ein Minimum unter dem Stempelmittelpunkt ($\sigma_{\min} = \frac{P}{2\pi a^2}$) und steigt von dort bis zum Rand des Stempels auf einen unendlichen Wert an (Bild 1).

Die unendlich große Randspannung führt zur örtlichen Zerstörung des Materials in dieser Region. Die Verschiebung des Materials unter der Stempelfläche ist gegeben durch:

$$e = \frac{P(1-\mu^2)}{2aE}$$

Hierin ist e = Verschiebung,
 μ = Poissonsche Querszahl und
 E = Elastizitätsmodul.

Aus dieser Gleichung kann der Elastizitätsmodul berechnet werden, wenn Belastung, Verschiebung und Querszahl bekannt sind. Für die Querszahl wurde der von FINNEY [4] gefundene Wert 0,492 der Berechnung zugrundegelegt.

Bei den Belastungsversuchen mit Stempeln wurden die Werte für den Elastizitätsmodul sowohl nach der Methode von TIMOSHENKO als auch aus der Steigung der Spannungs-Dehnungs-Kurve berechnet.

Tafel 1: Vergleich der Werte für den Elastizitätsmodul nach zwei Berechnungsmethoden

Versuchs- Nummer	Stempel- durchmesser [Zoll]	$Ea^*)$ [pound/Quadratzoll]	$Ea^{**})$
1	1/4	3260	481
2	1/4	3300	483
3	1/4	3071	457
4	1/4	3521	527
5	3/8	2271	493
6	3/8	2393	533
7	3/8	2300	512
8	3/8	1885	567
9	1/2	1808	538
10	1	579	579
11	1	533	533

*) Ea = Scheinbarer Elastizitätsmodul, aus der Spannungs-Dehnungs-Kurve berechnet

**) Ea' = Korrigierter Elastizitätsmodul, nach der Methode von TIMOSHENKO berechnet

Eine Zusammenstellung der nach diesen beiden Methoden gefundenen Werte ist in Tafel 1 wiedergegeben.

Jeder Wert in der Tafel ist der Durchschnitt von 16 bis 18 Proben. Alle Versuche wurden mit Probezylindern aus Kartoffelfleisch von 1 Zoll Höhe und 1 Zoll Durchmesser durchgeführt.

Die obenbeschriebene Berechnungsmethode zeigt Ergebnisse, die zwar mit dem Durchmesser des benutzten Stempels variieren; die Differenzen sind aber bei weitem nicht so stark wie die bei anderen Methoden.

Die gefundenen Werte für den Elastizitätsmodul zeigen eine gute Annäherung an die Werte, die sich bei einfachen Druckversuchen mit Probezylindern (1 Zoll × 1 Zoll Durchmesser) ergaben. Die beschriebene Berechnungsmethode hängt von zwei Annahmen ab, nämlich

1. daß die Versuchsprobe als halbumendlicher elastischer Körper angesehen werden kann und
2. daß der von FINNEY gefundene Wert der Querszahl anwendbar ist.

Die Tatsache, daß die für den Elastizitätsmodul gefundenen Werte nahe beieinander liegen, scheint die Richtigkeit dieser Annahmen zu bestätigen.

Schrifttum

- [1] TIMBERS, G. E., L. M. STALEY and E. L. WATSON: Determining Modulus of Elasticity in Agricultural Products by Loaded Plungers. *Agricultural Engineering* 46 (1965), S. 274—275
- [2] LAMPE, K.: Möglichkeiten zur Messung der Beschädigungsempfindlichkeit von Kartoffelknollen und anderen Früchten. *Landtechnische Forschung* 9 (1959), S. 50—54
- [3] TIMOSHENKO and GOODIER: *Theory of elasticity*. McGraw-Hill, 1951
- [4] FINNEY E. E.: Verhalten von Kartoffelknollen unter quasistatischer Belastung. Doktorarbeit an der Michigan State University 1963

Die Kippsicherheit von einachsigen Schleppern beim Lenkeinschlag

Der vorliegende Aufsatz ist die Übersetzung eines Beitrags von S. V. Marschak und W. M. Goldstein aus der sowjetischen Fachzeitschrift „Automobilindustrie“ 31 (1965), H. 10, S. 23—26

In den vergangenen Jahren haben in der sowjetischen Automobil-, Baumaschinen- und Straßenbaumaschinen-Industrie einachsige Schlepper, deren Einschlag gegen den Sattelaufleger über ein Gelenk der Kupplungsvorrichtung erfolgt, zunehmende Verbreitung erfahren. Betriebsprüfungen an solchen Schleppern mit großem Einschlag (bis 90°) gegenüber dem Auflieger ließen eine unzureichende Kippsicherheit beim Lenkeinschlag erkennen.

Nach Verlust der Kippsicherheit beim Lenkeinschlag „löst“ sich das äußere Rad des Aufliegers (in Einschlagrichtung) von der Fahrbahnoberfläche, und der Schlepper neigt sich nach vorn bis zum Aufschlag des vorderen Trägers des Motorgestells. Bei abgeregten Rädern dreht sich der Schlepper, wenn er die Kippsicherheit beim Lenkeinschlag verliert, um die Kontaktlinie¹⁾ seiner Räder, und die Bewegung des Aufliegers ergibt sich aus der Addition der Drehungen um drei Achsen (Bild 1). Die erste Achse — die Kontaktlinie der Räder des Schleppers — ist die Achse der Führungsbewegung des Aufliegers. Bei der zweiten und der dritten Achse handelt es sich um die Vertikal- und um die Horizontalachse der Kupplungsvorrichtung, um die der Auflieger eine relative Bewegung ausführen kann.

Betrachten wir das Kippen des Aufliegers auf der horizontalen Auflagefläche in einem räumlichen Koordinatensystem,

dessen Ursprung (der Punkt O) sich im Zentrum der Kontaktlinie der Räder des Schleppers befindet, dessen Y-Achse entlang der Kontaktlinie verläuft, dessen Z-Achse durch die Vertikalachse des Gelenks geht (die Vertikalachse des Gelenks schneidet die Kontaktlinie der Räder des Schleppers), und dessen X-Achse parallel zur Horizontalachse des Gelenks auf der Auflagefläche liegt (Bild 1).

Wir bezeichnen die Winkelgeschwindigkeit des Aufliegers um die Y-Achse mit Ω_Y , um die Z-Achse mit Ω_Z und um die X-Achse mit Ω_X .

Die Drehung des Aufliegers um die X-Achse und um die Z-Achse kann man durch eine Drehung um eine neue Achse ersetzen, die durch den Vektor bestimmt ist

$$\Omega_{XY} = \Omega_X + \Omega_Z.$$

Jetzt erhalten wir zwei sich kreuzende Achsen. Der resultierende Vektor der augenblicklichen Winkelgeschwindigkeit ist

$$\Omega = \Omega_Y + \Omega_{XZ} = \Omega_Y + \Omega_X + \Omega_Z.$$

Der absolute Betrag der Winkelgeschwindigkeit wird

$$\omega = \sqrt{\omega_X^2 + \omega_Y^2 + \omega_Z^2},$$

und die Richtungskosinusse sind bestimmt als

$$\cos \alpha = \frac{\omega_X}{\omega};$$

$$\cos \beta = \frac{\omega_Y}{\omega};$$

$$\cos \gamma = \frac{\omega_Z}{\omega}.$$

Der resultierende Vektor schneidet die gemeinsame Senkrechte O O' zu den Richtungsvektoren Ω_Y und Ω_{XZ} in Punkt C mit den Koordinaten

$$X_C = h \frac{\omega_Z \omega_X}{\omega^2}; \quad Y_C = 0; \quad Z_C = h \frac{\omega_X^2}{\omega^2},$$

worin h der Abstand von der Horizontalachse des Gelenks ist.

Der zweite Punkt, durch den die Momentanachse gehen muß, ist Punkt K des Kontaktes zwischen dem inneren Rad (in

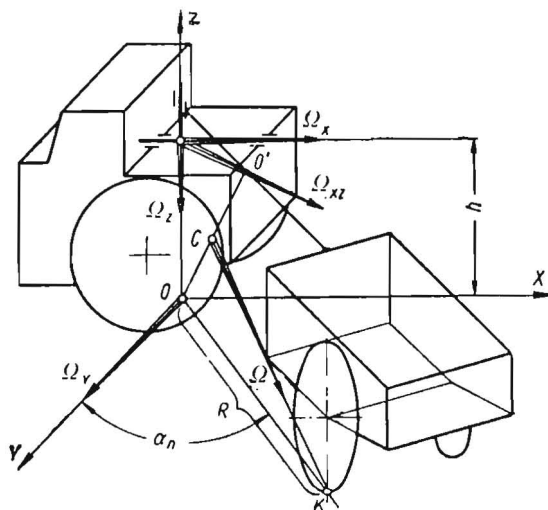


Bild 1: Räumliche Darstellung der Kräfte an der einachsigen Zugmaschine

¹⁾ Kontaktlinie ist die Verbindungslinie der senkrecht unter den Radmitten liegenden Aufstandspunkten der Räder

Einschlagrichtung) des Aufliegers und der Ebene XOY (Bild 1).

Die Koordinaten des Punktes K sind:

$$X_K = R \sin \alpha_n; \quad Y_K = R \cos \alpha_n; \quad Z_K = 0.$$

Haben wir die Koordinaten zweier Punkte auf der Geraden CK, so finden wir die Ausdrücke für die Richtungskosinusse dieser Geraden und setzen sie sodann mit den rechten Teilen der Gleichungen des Systems (1) gleich:

$$\begin{aligned} \frac{\omega_X}{\omega} &= \frac{R \sin \alpha_n - h \frac{\omega_Z}{\omega^2} \omega_X}{CK}; \\ \frac{\omega_Y}{\omega} &= \frac{R \cos \alpha_n}{CK}; \\ \frac{\omega_Z}{\omega} &= - \frac{h \frac{\omega_X^2}{\omega^2}}{CK}. \end{aligned} \quad (2)$$

Wir ermitteln die Werte α_n , für die die Vektoren Ω_X und Ω_Z Null werden. Zu diesem Zweck setzen wir in die beiden ersten Gleichungen des Systems (2) $\Omega_X = \Omega_Z = 0$ ein und erhalten in beiden Fällen Identitäten bei $\alpha_n = 0$.

Damit ergibt sich für $\alpha_n \neq 0$

$$\Omega_X \neq 0; \quad \Omega_Y \neq 0; \quad \Omega_Y < \Omega.$$

Die Momentanachse des Aufliegers geht durch Punkt K des Kontaktes zwischen dem inneren Rad (in Einschlagrichtung) des Aufliegers und der Ebene XOY sowie durch den Punkt C auf der gemeinsamen Senkrechten zu Ω_Y und Ω_XZ .

Bei $\alpha_n = 0$ ist

$$\Omega_X = \Omega_Y = 0; \quad \Omega_Y = \Omega$$

und die Momentanachse des Aufliegers fällt mit der Y-Achse (der Drehachse des Schleppers) zusammen.

Wir bestimmen nun die Lage der Momentanachse, die der kleinsten Kippsicherheit des Schleppers entspricht. Wir gehen davon aus, daß sich der Schlepper unter dem Einfluß bestimmter Kräfte gleichmäßig um die Kontaktlinie seiner Räder mit der Winkelgeschwindigkeit ω_Y dreht.

Betrachtet man das Gelenk der Kupplungseinrichtung als eine Art Übersetzungsmechanismus zwischen dem Schlepper und dem Auflieger, so läuft die Ermittlung des (in bezug auf die Kippsicherheit) gefährlichsten Drehwinkels auf die Ermittlung der maximalen Übersetzungszahl des genannten Mechanismus hinaus.

Da bei $\alpha_n \neq 0$ $\Omega > \Omega_Y$, ist die Übersetzungszahl kleiner als 1.

Bei $\alpha_n = 0$ ist $\Omega = \Omega_Y$, das heißt die Übersetzungszahl nimmt den Wert 1 an. Folglich ist der Einschlag, der $\alpha_n = 0$ entspricht, für die Kippsicherheit am gefährlichsten, wobei in diesem Falle Schlepper und Auflieger als ein einheitliches System ($\Omega = \Omega_Y$) betrachtet werden können. Die gefundenen Beziehungen gelten auch für den allgemeinen Fall mit einer Vertikalachse des Gelenks, die gegenüber der Vorderradachse versetzt ist. Zu dieser Schlußfolgerung kann man auf analytischem Wege gelangen.

Bild 2a veranschaulicht das typische Schema einer Kupplungsvorrichtung, während Bild 2b das Schema des Schleppers in der Draufsicht beim Einschlag $\alpha_n = 0$ zeigt. Dieses Schema enthält Kurzbezeichnungen für die geometrischen Parameter des Schleppers, die im folgenden Verwendung finden werden. Den Einschlagwinkel α ermitteln wir nun zwischen den Symmetrieachsen des Schleppers und des Aufliegers.

Durch Ansetzen und gemeinsames Lösen der Gleichungen für die in der Symmetrieebene des Aufliegers wirksamen Momente an Gelenk und Kontaktlinie der Räder (des Aufliegers) sowie der Gleichungen für die in der Symmetrieebene des Schleppers wirksamen Momente an der Kontakt-

linie der Räder (des Schleppers) erhalten wir folgenden Ausdruck für die Auflagerreaktion am äußeren Rad (in Einschlagrichtung) des Aufliegers:

$$R_{\text{rechts}} = \frac{P_n B (D - r_n) (D + l \cos \alpha) - (P_n r_m D - P_n r_n l) \times (B \cos \alpha + D \sin \alpha)}{2 BD (D + l \cos \alpha)}$$

Der kritische Einschlagwinkel des Schleppers α_{krit} muß dem kleinsten Wert der Funktion $R_{\text{rechts}} = f(\alpha)$ entsprechen. Wir differenzieren diesen Ausdruck nach α , setzen das Ergebnis gleich Null und erhalten

$$B \sin \alpha_{\text{krit}} - D \cos \alpha_{\text{krit}} = l. \quad (3)$$

Man kann sich unschwer davon überzeugen, daß (siehe Bild 2) der Ausdruck (3) dem Winkel $\alpha_n = 0$ entsprechen muß, daß die Kippkante also auf der Y-Achse liegt (siehe Bild 1).

Wir lösen nun Gl. (3) nach α_{krit} und finden die Formel zur Bestimmung des „kritischen“ Einschlagwinkels:

$$\alpha_{\text{krit}} = \arcsin \frac{l}{\sqrt{D^2 + B^2}} + \arctg \frac{D}{B}. \quad (4)$$

Bei $0 \leq \alpha < \alpha_{\text{krit}}$ und $\alpha_{\text{krit}} < \alpha \leq 90^\circ$ ist der Wert R_{rechts} größer als bei $\alpha = \alpha_{\text{krit}}$.

Neben dem Kippen des Schleppers nach vorn ist beim Lenkeinschlag auch ein Kippen des Schleppers nach hinten wahrscheinlich. Beim Kippen nach hinten ist der gefährlichste Einschlagwinkel des Schleppers derjenige, bei dem die Kontaktlinie der Räder des Schleppers durch den Kontaktpunkt des äußeren Rades des Aufliegers (in Einschlagrichtung) verläuft. Dieser Einschlag entspricht praktisch einem Winkel $\alpha > 90^\circ$. Daher ist der gefährlichste Winkel beim Kippen nach hinten $\alpha_{\text{krit}} = 90^\circ$.

Dem Kippen des Schleppers nach vorn wirkt das Standmoment M_{Stand} entgegen, das das Moment der Kraft des Aufliegergewichts darstellt, die im Schwerpunkt des Aufliegers an der Kippkante angreift (siehe Bild 2b). Es ist

$$M_{\text{Stand}} = P_n d_n,$$

worin d_n — Arm der Kraft P_n .

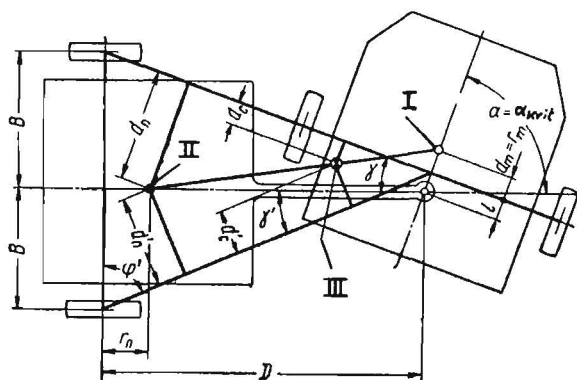
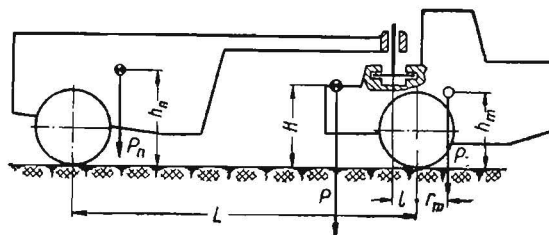


Bild 2a (oben): Schema einer Kupplungsvorrichtung an der einachsigen Zugmaschine
 Bild 2b (unten): Schema der einachsigen Zugmaschine in der Draufsicht beim Einschlag
 I = Schwerpunkt der Zugmaschine
 II = Schwerpunkt des Aufliegers
 III = Schwerpunkt des Systems

Der Arm

$$d_n = B \sin \alpha_{\text{krit}} - r_n \cos \alpha_{\text{krit}}.$$

Das Moment

$$M_{\text{Stand}} = P_n (B \sin \alpha_{\text{krit}} - r_n \cos \alpha_{\text{krit}}).$$

Das Kippmoment M_0 ist (bei Anordnung des Schwerpunktes des Schleppers vor der Radachse) das Moment der Kraft des Schleppergewichts, die im Schwerpunkt des Schleppers an der Kontaktlinie der Räder angreift:

$$M_0 = P_m r_m.$$

Das Moment der Kippsicherheitsreserve wird

$$M_{\text{Kipps}} = M_{\text{Stand}} - M_0 = P_n d_n - P_m r_m = P d_c,$$

weil

$$d_c = \frac{P_n}{P} d_n - \frac{P_m}{P} r_m,$$

worin d_c = Arm der Gewichtskraft des gesamten Systems, die im Schwerpunkt des Systems an der Kippkante des Aufliegers angreift.

Bei $\alpha \neq \alpha_{\text{krit}}$ verläßt die Kippkante die Ebene XOY (siehe Bild 1).

In der Regel übersteigt der Winkel α_n den Wert 15 bis 20° für die in der Praxis vorkommenden Konstruktions-schemata bei $\alpha = 90^\circ$ nicht.

Durch Verwendung der Gleichungen des Systems (2) kann gezeigt werden, daß für solche Werte von α_n das Ver-

hältnis $\frac{OC}{CO'} = \frac{\omega_{XZ}^2}{\omega_Y^2}$ eine relativ kleine Größe ist.

Deshalb kann bei Berechnungen der Kippsicherheit für $\alpha = \alpha_{\text{krit}} \pm 20^\circ$ davon ausgegangen werden, daß die Kippkante in der Ebene XOY liegt und daß sie durch den Punkt K und den Schnittpunkt zwischen der Kontaktlinie der Räder des Schleppers und der Projektion in die Ebene XOY der Horizontalachse des Gelenks verläuft.

Die Ausdrücke für M_{Stand} und M_0 nehmen nun folgende Gestalt an:

$$M_{\text{Stand}} = P_n d_n = P_n (B \cot \gamma - r_n) \sin \gamma;$$

$$M_0 = P_m d_m = P_m r_m \sin (\alpha + \gamma),$$

worin γ = Winkel zwischen der Kippkante des Aufliegers und der Projektion der Symmetrieachse des Aufliegers.

$$\text{Der Winkel } \gamma = \arctan \frac{B + l \sin \alpha}{D + l \cos \alpha}.$$

$$\text{Bei } \alpha = \alpha_{\text{krit}} \text{ ist } \alpha + \gamma = 90^\circ.$$

Beim Kippen nach hinten stellt den gefährlichsten Einschlagwinkel, wie weiter oben gezeigt wurde, der Winkel $\alpha'_{\text{krit}} = 90^\circ$ dar. Die Kippkante des Aufliegers läuft durch den Kontaktpunkt des äußeren Rades des Aufliegers (in Einschlagrichtung) und durch den Schnittpunkt der Kontaktlinie der Räder des Schleppers mit der Projektion der Horizontalachse des Gelenks.

Die Formeln für das Standmoment M'_{Stand} und das Kippmoment M'_0 nehmen folgende Gestalt an (siehe Bild 2 b):

$$M'_{\text{Stand}} = P_n d'_n = P_n (B \cos \gamma'_{\text{krit}} - r_n \sin \gamma'_{\text{krit}});$$

$$M'_0 = P_m d'_m = P_m r_m \cos \gamma'_{\text{krit}},$$

worin

$$\gamma'_{\text{krit}} = \arctan \frac{B + l}{D}.$$

Da die Schwerpunkte des Schleppers und des Aufliegers auf ein und derselben Seite von der Kippkante angeordnet sind, ist das Moment der Kippsicherheitsreserve beim Kippen nach hinten

$$M'_{\text{Kipps}} = P_n d'_n + P_m d'_m = P d'_c,$$

worin d'_c = Arm der Gewichtskraft des gesamten Systems, die im Schwerpunkt des Systems an der Kippkante des Aufliegers angreift.

Der Arm

$$d'_c = \frac{P_n}{P} d'_n + \frac{P_m}{P} d'_m.$$

Die Kippsicherheit des mit Auflieger behängten Schleppers auf einer geneigten Fahrbahn hängt von der Lage beider zur Neigungserzeugenden ab. Wir ermitteln die für die Kippsicherheit von Schlepper und Auflieger ungünstigste Lage auf der Neigung. Wir stellen uns vor, daß sich der mit Auflieger behängte Schlepper beim Lenkeinschlag $\alpha = \alpha_{\text{krit}}$ auf der schiefen Ebene um eine Senkrechte dreht, die vom gemeinsamen Schwerpunkt auf diese Ebene gefällt ist. Der Schnittpunkt zwischen der Linie der Gewichtskraft des gesamten Systems, die im Schwerpunkt des Systems angreift, und der schiefen Ebene beschreibt einen Kreis mit dem Radius $H_c \tan \beta$ in der Projektion des mit Auflieger behängten Schleppers in diese Ebene, worin H_c = Höhe des Schwerpunktes des Systems und β = Neigungswinkel der schiefen Ebene. Der kleinste Wert für das Moment der Kippsicherheitsreserve liegt dann vor, wenn die Kippkante auf der Neigungsbildenden senkrecht steht.

Als kritischen Neigungswinkel β_{krit} bezeichnen wir denjenigen Neigungswinkel, bei dem die Kippsicherheit des mit Auflieger behängten Schleppers verloren geht

$$M_{\text{Kipps}} = P d_c^\beta = 0^2),$$

worin $d_c^\beta = (d_c - H \tan \beta) \cos \beta$ = Arm der Gewichtskraft des Systems an der Kippkante bei Berücksichtigung des Neigungswinkels β .

Diese Bedingung ist natürlich bei $d_c^\beta = 0$ erfüllt. Hieraus ergibt sich für das Kippen nach vorn

$$\beta_{\text{krit}} = \arctan \frac{d_n (1 - K_m) - d_m K_m}{H_c}, \quad (5)$$

worin $d_m = r_m$;

$$K_m = \frac{P_m}{P}.$$

Für das Kippen nach hinten finden wir den kritischen Neigungswinkel

$$\beta'_{\text{krit}} = \arctan \frac{d'_n (1 - K_m) + d'_m K_m}{H_c}, \quad (6)$$

worin

$$d'_n = B \sin \varphi'_{\text{krit}} - r_n \cos \varphi'_{\text{krit}};$$

$$d'_m = r_m \sin \varphi'_{\text{krit}}.$$

Der Winkel

$$\varphi'_{\text{krit}} = 90^\circ - \gamma'_{\text{krit}}$$

oder

$$\varphi'_{\text{krit}} = \arctan \frac{D}{B + l}.$$

Nunmehr ist der Ausdruck für den kritischen Neigungswinkel eine Funktion von sechs Argumenten: der Radspur, der Größe der Versetzung zwischen Kupplungsvorrichtung und Radachse des Schleppers, den Koordinaten der Schwerpunkte von Auflieger und Schlepper (bei Projizierung in die Ebene), dem Verhältnis des Gewichts von Auflieger und Schlepper und der Höhe des gemeinsamen Schwerpunktes von Auflieger und Schlepper.

Die Vergrößerung der Radspur, das Abrücken des Schwerpunktes des Aufliegers von der Kupplungsvorrichtung (bei Projizierung in die Ebene), die Verringerung des Koeffizienten K_m und die Reduzierung der Höhe des gemeinsamen

) In der russischen Schreibweise d_c^β ist β kein Exponent, sondern nur ein Index, der den Winkel β bei M_{Kipps} berücksichtigt

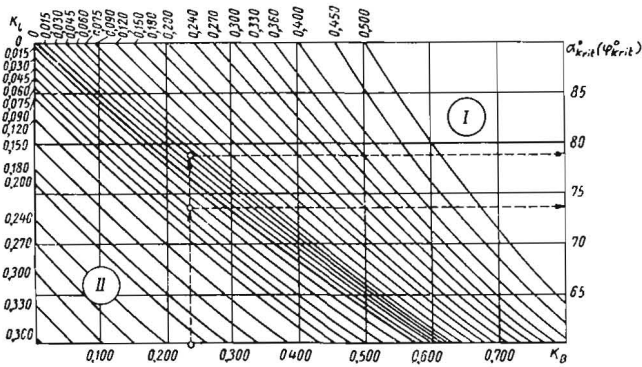


Bild 3: Nomogramm

Schwerpunktes bei konstantem Winkel β bewirken eine Erhöhung der statischen Stabilität des Schleppers auf der geneigten Fahrbahn, und zwar sowohl auf ein Kippen nach vorn wie gegen ein Kippen nach hinten.

Daher muß bei der Festlegung der Parameter r_m und l die Forderung $\beta_{krit} = \beta'_{krit}$ für die verschiedenen Berechnungsfälle (mit Belastung und ohne Belastung, Form des Aufliegers) erfüllt sein.

Die Winkel α_{krit} und φ'_{krit} in den Gln. (5) und (6) können nach dem in Bild 3 veranschaulichten Nomogramm ermittelt werden.

Auf der unteren horizontalen Schnittlinie des Nomogramms sind die Werte K_B (Verhältnis der halben Radspur des Aufliegers zum Achsenabstand von Auflieger und Schlepper) aufgetragen.

Auf der rechten vertikalen Schnittlinie des Nomogramms sind die gesuchten Winkel α_{krit} beziehungsweise φ'_{krit} in den Grenzen zwischen 60 und 90° aufgetragen.

Das Nomogramm besteht aus einer Kurvenschar, deren einzelne Kurven die Funktion $\alpha_{krit} = F(K_B)$ beziehungsweise $\varphi'_{krit} = I(K_B)$ bei konstantem Wert K_I (Verhältnis der Verzögerung des Gelenks gegen die Radachse des Schleppers zum Achsenabstand) darstellen. Der Bereich I des Nomogramms dient zur Ermittlung von α_{krit} , der Bereich II zur Ermittlung von φ'_{krit} .

Aus den Größen K_I und K_B , die den konkreten Abmessungen eines mit Auflieger behängten Schleppers entsprechen, werden die Werte α_{krit} und φ'_{krit} wie folgt bestimmt.

Auf der unteren Schnittlinie des Nomogramms trägt man den Wert K_B ab und errichtet in dem gefundenen Punkt das Lot, das die dem Wert K_I entsprechende Kurve schneidet. Die Horizontale durch den Schnittpunkt liefert auf der rechten vertikalen Schnittlinie des Nomogramms die gesuchte Größe des Winkels. Bei der Ermittlung von α_{krit} wählen wir die dem gegebenen Wert K_I entsprechende Kurve an der horizontalen oberen Schnittlinie des Nomogramms (Bereich I), bei der Ermittlung von φ'_{krit} für denselben Wert K_I wählen wir sie an der linken vertikalen Schnittlinie des Nomogramms (Bereich II).

Bei Betriebsbedingungen hat die Manövrierfähigkeit des mit Auflieger behängten Schleppers, die ja bekanntlich einen der Vorzüge gerade der einachsigen Schlepper darstellt, große Bedeutung. Während des Manövrierens greifen an Schlepper und Auflieger beim Lenkeinschlag dynamische Belastungen an: beim Bremsen die Trägheitskräfte und beim Anfahren und Beschleunigen das Reaktionsdrehmoment an den Triebrädern.

Bei genügend großer Bremsverzögerung beginnt der mit Auflieger behängte Schlepper unter dem Einfluß der Trägheitskräfte zu kippen, wobei er sich um die Kippkante, die sich in der Ebene der Auflagefläche befindet, und außerdem noch eine bestimmte Zeit lang um den Einschlagpunkt dreht.

In Abhängigkeit von Größe und Zeitdauer der Verzögerung kann der Kippvorgang vor Austritt der Projektion des gemeinsamen Schwerpunktes aus der Kippkante zum Ausklagen kommen, und das System kehrt in die neutrale Lage zurück. Im entgegengesetzten Falle aber verliert der Schlepper an Kippsicherheit.

Schlußfolgerungen

1. Die beträchtliche Minderung der Kippsicherheit von einachsigen Schleppern und Aufliegern beim Lenkeinschlag erfordert eine besondere Berechnung.
2. Beim Einschlag des Schleppers um den kritischen Einschlagwinkel kann der mit Auflieger behängte Schlepper während des Kippsicherheitsabfalls als einheitlicher Körper mit gemeinsamer Kippkante angesehen werden.
3. Die angegebenen Formeln gewährleisten die Bestimmung der statistischen Kippsicherheit sowohl bei Projekt- als auch bei Kontrollberechnungen.

Kultusminister beschließen Gleichstellung der Ingenieurschul-Absolventen

In Abänderung ihres früheren Beschlusses vereinbarten die Kultusminister der Länder auf ihrer 110. Plenarsitzung am 21. Januar 1966 in Frankfurt, daß Personen, die vor dem 17. Januar 1964 die staatliche Ingenieurprüfung bestanden haben, ebenfalls das Recht erhalten, die Bezeichnung „Ing. (grad.)“ zu führen. Einzelheiten werden durch einen Beschluß der Kultusminister-Konferenz geregelt. Die Kultusminister-Konferenz entspricht damit den Wünschen der Deutschen Kommission für Ingenieurausbildung, des Gemeinschaftsausschusses der Technik, des Vereins Deutscher Ingenieure und anderer Organisationen, die sich nachdrücklich für die Gleichstellung aller Ingenieurschul-Ingenieure eingesetzt hatten.

(VDI)

Ingenieure dürfen Lehrlinge ausbilden

Im Bundesgesetzblatt Teil I Nr. 1 vom 7. Januar 1966 ist die Neufassung der Handwerksordnung vom 28. Dezember 1965 veröffentlicht worden. Der § 22 legt abweichend von früheren Bestimmungen der Handwerksordnung fest, daß „Personen, die eine Abschlußprüfung an einer deutschen Technischen Hochschule oder einer öffentlichen oder staatlich anerkannten deutschen Ingenieurschule abgelegt haben, Lehrlinge in einem Handwerk ausbilden dürfen, das der Fachrichtung der Abschlußprüfung entspricht, sofern sie in dem Handwerk, in dem die Ausbildung erfolgen soll, die Gesellenprüfung oder eine entsprechende Lehrabschlußprüfung bestanden haben oder mindestens vier Jahre praktisch tätig gewesen sind“.

(VDI)

Die Zukunft des deutschen Patenterteilungsverfahrens

Die Geschäftslage des Deutschen Patentamtes und die Änderung des Patentgesetzes durch die „aufgeschobene Prüfung“ behandelt die VDI-Information Nr. 12/Januar 1966, die soeben vom Verein Deutscher Ingenieure veröffentlicht worden ist. Die VDI-Information Nr. 12 gibt einen Überblick über die Meinungen innerhalb des Beirats der VDI-Hauptgruppe „Gewerblicher Rechtsschutz und Urheberrecht“ zu dem sogenannten Vorschaltgesetz. Sie enthält Vorschläge zur Erhaltung des bewährten deutschen Patenterteilungsverfahrens. Die VDI-Information Nr. 12/Januar 1966 „Die Zukunft des deutschen Patenterteilungsverfahrens“ ist gegen einen Unkostenbeitrag von 3,00 DM bei der Presseabteilung der VDI-Informationsstelle, 4 Düsseldorf 10, Postfach 10250, zu bestellen.

Mit der Geschäftslage des Deutschen Patentamtes befaßte sich auch die VDI-Information Nr. 11/November 1964 „Die Geschäftslage im Deutschen Patentamt“.

(VDI)

Zur Ein-Mann-Arbeit beim Hacken mit dem Ackerschlepper

Unter dem Titel „Über die Ein-Mann-Arbeit bei der Schlepplängshacke in Rüben“ hat KERSTING im Heft 6/1965 der „Landtechnischen Forschung“ über außerordentlich interessante Ergebnisse unter praxisnahen Versuchsbedingungen berichtet. Da ins Einzelne gehende Untersuchungen auf diesem Gebiet bislang fehlten, ist es bedeutungsvoll, daß nunmehr genaue Kenntnisse über die Einflüsse des Radstandes, des Blickwinkels, des Sichtabstandes, der Sitzposition nach Höhe und Seite und der Fahrgeschwindigkeit vorliegen.

An dieser Stelle sei gestattet, noch auf eigene Versuche hinzuweisen, die vor acht Jahren — jedoch mit anderer Zielsetzung — durchgeführt wurden. Es war die Aufgabe gestellt, mit Hilfe einer filmtechnischen Methode die Häufigkeit der Blick- und Kopfbewegungen als ein Kriterium der Ermüdung des Fahrers bei Hackarbeiten mit verschiedenen Sichtverhältnissen und unterschiedlicher Geräteanbringung zu ermitteln. Aus methodischen Gründen — es gibt bis heute noch kein exaktes Verfahren zur Messung der optischen Ermüdung — konnten die Ergebnisse statistisch nicht gesichert werden, so daß von einer Veröffentlichung abgesehen wurde.

Als Maß der Arbeitsqualität wurden aber zusätzlich — ähnlich wie bei der Arbeit von KERSTING — die Steuerabweichungen von der „Soll-Linie“, also einer Parallel-Linie zur Pflanzreihe, nach jeweils 1 m Fahrstrecke des Ackerschleppers gemessen und für den Gesamtversuch gemittelt. Tafel 1 gibt diese Steuerabweichungen für die verschiedenen Versuche wieder. Variiert wurde der Blickwinkel, der mit 50° und 70° etwa den Extremwerten entspricht, die von KERSTING bei Zwischenachsanaubau untersucht wurden. Der von uns verwendete Versuchsschlepper — ein Einholm-Geräteträger



Bild 1: Versuchsschlepper mit völliger Freisicht

Die auf der Vorderachse montierte Kamera filmt den Fahrer. Der Boxermotor befindet sich unter dem Fahrersitz

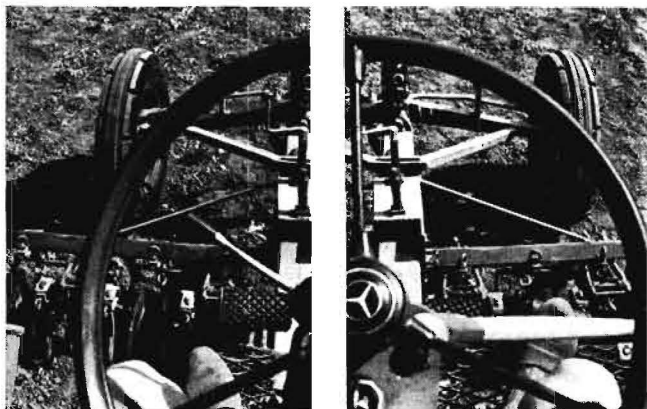


Bild 2 links und rechts: Sichtfeld des Fahrers

Tafel 1: Steuerabweichungen bei verschiedenen Sichtverhältnissen und Blickwinkeln

Sichtverhältnisse für den Schlepperfahrer	Blickwinkel α^* (Winkel zwischen den Horizontalen und dem Sehstrahl)	Mittlere Steuerabweichung von der Soll-Linie
Motorblock verdeckt Schleppermitte; Vorderräder am Boden nicht sichtbar	50°	39 mm
	70°	64 mm
Motorblock verdeckt Schleppermitte; freie Sicht auf Vorderräder	50°	22 mm
	70°	43 mm
Freie Sicht	50°	11 mm
	70°	36 mm

*) Der Blickwinkel $\alpha = 50^\circ$ entspricht einem Sichtabstand (Auge — Hackwerkzeug) von $s = 2390$ mm, $\alpha = 70^\circ$ entspricht $s = 1960$ mm

(Eigenbau der Institutswerkstatt) — mit optimaler Freisicht gestattete ferner, den Sicht-Freiraum für den Fahrer zu verändern (Bilder 1 und 2). So wurde einmal mit verdeckter Sicht auf Ackerschleppermitte und Vorderräder am Boden (wie bei Standardschleppern durch den Motorblock verursacht), dann mit ebenso verdeckter Sicht auf Ackerschleppermitte, jedoch freier Sicht auf die ganzen Vorderräder und schließlich mit optimal freier Sicht, das heißt Behinderung nur durch Längsholm und Vorderachse, gearbeitet. Die Sitzhöhe betrug in allen Fällen 1050 mm. Von einer Seitenverstellung des Sitzes wurde abgesehen. Alle Versuche erfolgten mit einer Fahrgeschwindigkeit von 3,2 km/h.

Die Ergebnisse in Tafel 1 bestätigen diejenigen von KERSTING, da sich von den beiden Varianten der 50°-Blickwinkel mit dem Sichtabstand von 2390 mm als wesentlich günstiger erwies. Hier ist die Steuergenauigkeit gegenüber dem 70°-Blickwinkel etwa doppelt so groß. Über die Erkenntnisse von KERSTING hinaus ergibt sich sehr deutlich eine ebenfalls etwa doppelt so große Steuergenauigkeit, wenn jeweils die optimale Freisicht mit der Sichtbehinderung wie bei Standardschleppern verglichen wird. Es darf nach den Ergebnissen von KERSTING angenommen werden, daß eine seitliche Versetzung des Fahrersitzes wenig günstige Freisicht zu einem Teil kompensieren würde.

Richtiger Blickwinkel und Sichtabstand, niedrige Sitzposition und Seitenverstellung des Sitzes sowie maximale Freisicht sind danach geeignete konstruktive Maßnahmen, um gute Arbeitsqualität auch bei relativ großen Hackgeschwindigkeiten zu ermöglichen.

Heinrich Dupuis

*

Durch Umstellung der „Landtechnischen Forschung“ auf eine andere Druckerei hat sich leider die Herausgabe von Heft 1 verzögert. Wir bitten die verehrten Leser diese Verzögerung zu entschuldigen.

Das Heft 2/66 der „Landtechnischen Forschung“ wird Ende April ausgeliefert.

FISITA

11. Internationaler Automobiltechnischer Kongreß

Vom 12. bis 16. Juni 1966 veranstaltet die FISITA (Fédération Internationale des Sociétés d'Ingénieurs des Techniques de l'Automobile) ihren 11. Internationalen Automobiltechnischen Kongreß in München. Der 10. Internationale Automobiltechnische Kongreß fand 1964 in Tokio statt. In Deutschland war der Kongreß zum letzten Mal 1955, ebenfalls in München.

Vorgesehen sind rund 50 Vorträge von Fachleuten aus England, Frankreich, Japan, Österreich, den Niederlanden, der Schweiz und den Vereinigten Staaten von Amerika in den Themengruppen „Triebwerke“, „Fahreigenschaften“ sowie „Mensch und Kraftfahrzeug“. Die Themen reichen von neuen Entwicklungen der Luftfederung und Vorschlägen zur Erhöhung der Betriebssicherheit zukünftiger Bremsanlagen bis hin zu Möglichkeiten der Verbesserung der Abgasentgiftung durch Benzineinspritzung und Entwicklung eines luftgekühlten Zweitakt-Fahrzeugmotors. Außerdem werden unter anderem Themen wie „Einwirkung der Schwingungen auf den Menschen“ und „Fragen der Lärminderung von Motoren und Fahrzeugen“ behandelt.

Kongreßsprachen sind Deutsch, Französisch und Englisch. Die Vorträge werden ergänzt durch eine Reihe von Betriebsbesichtigungen und Besichtigungsfahrten.

Der Kongreß steht unter der Schirmherrschaft von Bundesminister Dr.-Ing. H.-Chr. SEEBOHM und des Ministerpräsidenten des Landes Bayern, A. GOPPEL. Präsident der FISITA ist Professor FRITS P. MALSCHAERT (Belgien), Präsident des Kongresses Professor Dr.-Ing. e.h. F. NALLINGER. Die Organisation erfolgt durch den Verein Deutscher Ingenieure.

Anfragen sind zu richten an die VDI-Fachgruppe Fahrzeugtechnik oder die Abteilung Organisation des Vereins Deutscher Ingenieure, 4 Düsseldorf 10, Postfach 10 250.

(VDI)

100 Jahre Technische Überwachung in Deutschland

Vor 100 Jahren, im Frühjahr 1866, wurde als erster Technischer Überwachungsverein in Deutschland die damalige Gesellschaft zur Überwachung und Versicherung von Dampfkesseln in Mannheim gegründet. Aus diesen ersten Anfängen der Technischen Überwachung hat sich in 100 Jahren eine Selbstverwaltungs-Organisation der Wirtschaft von über 5000 Ingenieuren, Physikern, Chemikern, Ärzten, Psychologen und Fachleuten aller Art entwickelt, die in den heutigen elf Technischen Überwachungsvereinen in der Bundesrepublik Deutschland zusammengeschlossen sind.

Zu der Überwachung der Dampfkessel sind im Laufe der Jahrzehnte viele weitere Aufgaben wie die Überwachung von Kraftfahrzeugen, elektrischen Anlagen, Druckbehältern, Aufzügen und Krananlagen sowie Werkstoffen hinzugekommen. In jüngster Zeit befassen sich die Technischen Überwachungsvereine zunehmend mit Problemen der Reinhaltung der Luft, der Lärmbekämpfung, der Reaktorsicherheit und des Strahlenschutzes.

15. Teiltagung der Weltkraftkonferenz in Tokio 1966

Die 15. Teiltagung der Weltkraftkonferenz findet vom 16. bis 20. Oktober 1966 in Tokio statt.

Unter dem Generalthema „Probleme der zukünftigen Energienutzung“ will das Japanische Nationalkomitee der Weltkraftkonferenz neue Entwicklungen in der Energienutzung und deren strukturelle Veränderungen untersuchen sowie

die Probleme der wirtschaftlichen Anwendung der Energie in der Zukunft erörtern. Das Programm ist in die drei Themengruppen „Allgemeine Gesichtspunkte“, „Zukünftige Probleme der Energieumwandlung, des Energietransports und der Energiespeicherung“ und „Zukünftige Entwicklungen beim Energieverbrauch“ gegliedert. Unter anderem werden neue Entwicklungen bei den Verfahren zur Vorausschätzung des Energiebedarfs, Koordinierungsmöglichkeiten bei der Energie-Erzeugung, -Verteilung und -Verwendung und zukünftige Probleme des internationalen Energieaustausches behandelt. Vom Deutschen Nationalen Komitee wurden 11 Fachberichte angemeldet. Die von den Länderkomitees der 61 Mitgliedstaaten der Weltkraftkonferenz erstatteten Fachberichte werden auf der Konferenz selbst nicht vorgetragen, sondern von Generalberichtern nach den verschiedenen Themengruppen zusammengefaßt.

„Automatisierung — Aufgabe des Ingenieurs“

Der Deutsche Ingenieurtag 1966 in Berlin steht unter dem Thema „Automatisierung — Aufgabe des Ingenieurs“. Vom 16. bis zum 18. Mai werden sich namhafte Ingenieurwissenschaftler und Industriepraktiker in 16 Vortragsgruppen und 50 Fachvorträgen mit den technischen Grundlagen, Möglichkeiten und Mitteln der Automatisierung befassen.

Das weitgesteckte Programm umfaßt die Gebiete Konstruktion, Betriebstechnik, Verfahrenstechnik, Bauingenieurwesen, Energietechnik, Meßtechnik, Steuerungs- und Regelungstechnik, Feinwerktechnik, Förderwesen, Getriebetechnik, Luftfahrt- und Raumfahrttechnik, Landtechnik, Lebensmitteltechnik und Dokumentation. Die Auswirkungen der Automatisierung auf den Menschen in der automatisierten Arbeitswelt sollen in einer besonderen Vortragsgruppe von Soziologen, Arbeitswissenschaftlern und Ingenieurwissenschaftlern untersucht werden. Die Entwicklung von der Mechanisierung zur Automatisierung wird außerdem in Vorträgen über die Geschichte der Technik behandelt.

Der Deutsche Ingenieurtag wird alle zwei Jahre vom Verein Deutscher Ingenieure (VDI) veranstaltet. Der vorige Ingenieurtag fand 1964 in München statt.

(VDI)

Wachsende Beteiligung der mittelständischen Industrie an der Wissenschaftsförderung

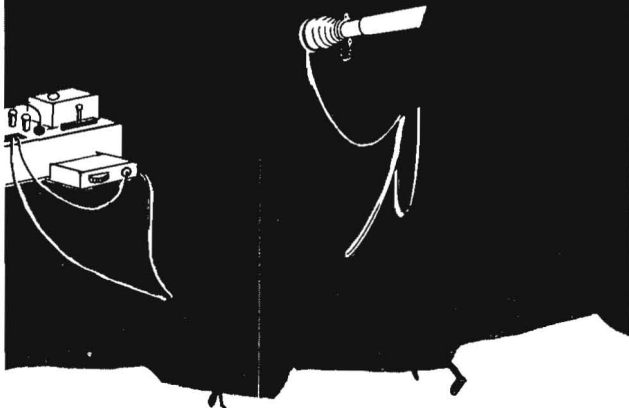
Das Spendenaufkommen des Stifterverbandes für die Deutsche Wissenschaft hat sich 1965 weiterhin erhöht. Es erreichte einen Betrag von rund 36 Millionen DM und übertraf das Vorjahresergebnis um 2,9 Millionen DM. Die Zunahme betrug somit 8,8 Prozent.

Ohne Berücksichtigung anderer Einnahmearten wurden dem Stifterverband unmittelbar von den Verbänden und Unternehmen der gewerblichen Wirtschaft freie Spenden in Höhe von annähernd 26 Millionen DM zur Verfügung gestellt. Im Verhältnis zu den entsprechenden Spendenleistungen des vorangegangenen Jahres ergibt sich eine Steigerung um 15,4 Prozent. Die stärkere Beteiligung der mittelständischen Industrie hat nicht unwesentlich zu diesem Erfolg beigetragen.

Es ist auch erfreulich, daß der Gedanke, aus Anlaß von Firmenjubiläen größere Beträge für die Finanzierung der Forschung und die Förderung des Nachwuchses über den Stifterverband bereitzustellen, immer mehr an Boden gewinnt. Eine besonders gute Aufnahme fand die Anregung, Spenden an den Stifterverband an die Stelle der dabei sonst üblichen Ehrengaben treten zu lassen.

(Stifterverband für die deutsche Wissenschaft)

Information über die Anwendung von Gelenkwellen



Drehmomentmessungen an Landmaschinen

Gelenkwellen und Sicherheitskupplungen müssen für die im Betrieb von Landmaschinen auftretenden Drehmomente ausgelegt sein. Theoretisch ermittelte Drehmoment-Werte weichen von den in der Praxis vorkommenden Werten stark ab. Stoßkräfte der Arbeitswerkzeuge, Beschleunigungskräfte beim Anfahren und Drehbeschleunigungen sind einige Faktoren, welche zu theoretisch nicht bestimmbar hohen Spitzenwerten führen. Messungen der tatsächlichen Leistungsaufnahme von Geräten – Drehmomente und Längskräfte – geben die Grundlage für die richtige Bemessung von Gelenkwellen und Sicherheitskupplungen. Der Walterscheid-Kundendienst führt auf Wunsch derartige Messungen mit eigenen Meßwagen im Hauptwerk Lohmar oder beim Kunden durch. Die im Meßwagen eingebaute Einrichtung überträgt von der Gelenkwelle oder Landmaschine kommende Impulse über Dehnmeßstreifen und Verstärker auf einen Schleifenoszillographen. Auf diese Weise aufgenommene Oszillogramme vermitteln ein genaues Bild über die wirksamen Kräfte und Drehmomente.

Alles für den Konstrukteur Wissenswerte über Walterscheid-Gelenkwellen ist in einem Handbuch zusammengefaßt, welches auf Wunsch gerne zugesandt wird.

Werkstoff und Form sind auf rauheste Betriebsverhältnisse zugeschnitten. Die Größenreihe ist im Baukastensystem auf die erforderlichen Drehmomentbereiche abgestimmt.

Walterscheid-Gelenke lassen Abwinkelungen bis 90° bei Stillstand und maximale Abrollwinkel bis 60° im Leerlauf zu und besitzen hohen Wirkungsgrad durch Nadellagerung. Schnellverschlüsse ermöglichen einfaches Kuppeln.

Walterscheid-Profile ermöglichen optimale Drehmomentübertragung bei geringem Gewicht – auch bei großen Teleskopplängen – und erfordern geringe Schiebekräfte. Der nicht rotierende Gelenkwellenschutz mit elastischen Stufenrichtern bietet Sicherheit ohne Arbeitsbehinderung. Walterscheid-Gelenkwellen sind leicht zu kürzen.



Jean Walterscheid KG
Lohmar/Siegbereich
Postanschrift 52 Siegburg
Postfach 128 Tel. 02246 *471
Telex 0883318

W 0106

INHALT

WLADYSLAW BALA: Einfluß der Bodenart und -feuchtigkeit auf die Größe des Grabenpflugwiderstands	1
FRED W. BAKKER-ARKEMA und WILLIAM G. BICKERT: Theoretische Untersuchung über das konvektive Trocknen von Futterbriketts	6
HERMANN GAUS verstorben	13
ERICH SCHILLING 65 Jahre	14
Rundschau	
Eine Methode zur Feststellung der Flächenleistung von Pflanzenschutz-Geräten	15
Bestimmung des Elastizitätsmoduls für Knollenfrüchte durch Versuche mit Druckstempeln	21
Die Kippsicherheit von einachsigen Schleppern beim Lenkeinschlag	22
Zur Ein-Mann-Arbeit beim Hacken mit dem Acker-schlepper	25
Nachrichten	26

Anschriften der Verfasser:

Prof. Dr. FRED W. BAKKER-ARKEMA, Assistant Professor am Agricultural Engineering Department, Michigan State University, East Lansing, Michigan USA

Prof. Dr.-Ing. WLADYSLAW BALA, Institut für Landtechnik und Meliorationswesen, Krakau (Polen)

WILLIAM G. BICKERT, Wissenschaftlicher Mitarbeiter am Agricultural Engineering Department, Michigan State University, East Lansing, Michigan USA

Dr. agr. HEINRICH DUPUIS, Wissenschaftlicher Mitarbeiter am Max-Planck-Institut für Landarbeit und Landtechnik, Bad Kreuznach, Am Kauzenberg (Direktor: Prof. Dr. agr. G. Preuschen)

Dr. ANDREAS KÖNIG, Wissenschaftlicher Mitarbeiter am Landmaschinen-Institut der Universität Göttingen, Göttingen, Gutenbergstraße 33 (Direktor: Prof. Dr.-Ing. F. Wieneke)

Herausgeber: Kuratorium für Technik in der Landwirtschaft, 6000 Frankfurt am Main, Zeil 65–69, Landmaschinen- und Ackerschlepper-Vereinigung im VDMA, 6000 Frankfurt am Main, Barchhausstraße 2, und Max-Eyth-Gesellschaft zur Förderung der Landtechnik, 6233 Kelkheim (Taunus), Taunusblick 20.

Schriftleitung: Dipl.-Ing. W. Hanke, Dr. F. Meier; 6000 Frankfurt am Main, Barchhausstraße 2, Telefon 72 01 21, Fernschreiber 4 11 321.

Verlag: Hellmut-Neureuter-Verlag, 8190 Wolfratshausen bei München, Telefon: Ebenhausen 53 20. Inhaber: Frau Gabriele Neureuter und Söhne, Verleger, Icking. Erscheinungsweise: sechsmal jährlich. Bezugspreis: je Heft 5,— DM zuzüglich Zustellungskosten. Ausland: 6,— DM. Bankkonten: Kreissparkasse Wolfratshausen, Konto-Nr. 23 82 und Deutsche Bank, München, Konto-Nr. 19/37 879, Postscheckkonto: München 83 260.

Druck: Verlag W. Sachon, Graphischer Betrieb, 8948 Mindelheim, Schloß Mindelburg.

Verantwortlich für den Anzeigenteil: Ursula Suwald.

Anzeigenvertretung für Nordwestdeutschland und Hessen: Geschäftsstelle Eduard F. Beckmann, 3160 Lehrte/Hannover, Postfach 127, Telefon 22 09.

Alle Rechte, auch die des auszugsweisen Nachdrucks, der photomechanischen Wiedergabe und der Übersetzung, vorbehalten. Für Manuskripte, die uns eingesandt werden, erwerben wir das Verlagsrecht.

KTL-FLUGSCHRIFTEN

Herausgeber:
Kuratorium für Technik in der Landwirtschaft e. V.
6 Frankfurt/Main, Zeil 65—69/VIII

HEFT

- 3 Dipl.-Landw. H. Hoechstetter u. Dipl.-Landw. H. G. Isermeyer

Der Melkwagen und die Auswirkungen der „Melktrups“ auf die Melkkosten und die Arbeitswirtschaft.

1958. 48 S. DIN A 5. Preis 1,— DM

- 4 Dipl.-Landw. R. Latten und Dipl.-Landw. W. Richardz

Zum Thema Zuckerrübenerte.

Das mechanische Laden von Rübenblatt und Bunkerverfahren in der Rübenerte. 1958. 48 S. DIN A 5. Preis 1,— DM

- 8 **DEULA-Schulen des KTL.**

1960. 68 S. DIN A 5. Preis 1,— DM

- 9 Oberingenieur Herbert Graeser

Folien aus Kunststoff für die Landwirtschaft.

1962. 20 S. DIN A 5. Preis 2,— DM

HEFT

- 11 Dr. agr. H. L. Wenner und Dr. agr. H. Schulz

Der Frontlader und sein Einsatz

1963. 50 S. DIN A 5, 71 Abbildungen, Preis 2,— DM

- 12 Dipl.-Ing. Helwig Heidt

Die Trocknung von Körnermais

1963. 48 Seiten mit 15 Abbildungen. Preis 2,— DM

- 13 Obering. Ernst Albert Hamborg, Bauing. Karl-Heinz Hendrich und Dr. Johannes Schmitz

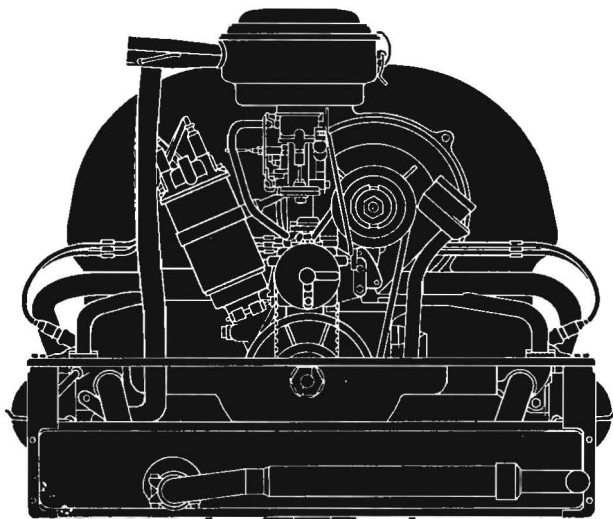
Großsortieranlagen für Kartoffeln - Typenvorschläge

1964. 36 S. DIN A 5, Preis 2,— DM

- 14 Professor Dr.-Ing. Dr. agr. h. c. C. H. Dencker, Dipl.-Ing. H. Heidt, Professor Dr. agr. H. L. Wenner, Dr. agr. C. Kellermann

Trocknung und Lagerung von Mähdruschgetreide im bäuerlichen Betrieb

1965. 88 S. DIN A 5 mit zahlreichen Tabellen und Abbildungen, Preis 3,— DM



1200 ccm

1600 ccm



Industrie-Motor