

höher als im Nebraska-Test. Bildet man aus den Wirkungsgraden die Mittelwerte, so sind diese im 2. und 3. Gang in Marburg und Nebraska praktisch gleich. Im ersten Gang ist der Marburg-Mittelwert etwas niedriger als derjenige in Nebraska. Das ist dadurch erklärlich, daß in den Marburg-Werten die Leistungszahlen einiger leichter Schlepper enthalten sind, bei denen die Geschwindigkeit im normalen 1. Gang sehr niedrig ist, so daß deren Wirkungsgrad zwangsläufig ungünstig sein muß. Es ist wahrscheinlich, daß dieser

Unterschied bei einem Vergleich einer größeren Zahl von Prüfungen geringer werden würde.

Auf Grund der vergleichenden Gegenüberstellung der Ergebnisse des Marburg-Testes mit denjenigen des amerikanischen Nebraska-Testes, kann die Antwort auf die oben gestellte Frage lauten, daß die Prüfungen unter praktisch gleichen Bedingungen laufen und daß damit die Ergebnisse der Zugleistungsprüfung als gleichwertig und vergleichbar angesprochen werden können.

DK 631.372.001.4

Résumé:

Ing. F. Kliefoth: "A Comparison of Draw-bar Performance of Tractors at the Marburg and Nebraska Trials."

The Author examines the question whether the results of the draw-bar performance of tractors obtained on the trial grounds at Marburg are of equal value and comparable with those obtained during the tractor trials in Nebraska. He arrives at the conclusion that the adhesion factor obtained from the measurements made at both trial grounds coincide, and that the averages of the degrees of efficiency compare well with each other, and that the tests are conducted under practically identical conditions.

Ing. F. Kliefoth: «Une comparaison des mesures de forces de traction effectuées à Marburg et à Nebraska.» L'auteur examine la question de savoir si les résultats des mesures de la force de traction, effectuées sur le champ d'essais des tracteurs de Marburg, sont égaux et comparables à ceux obtenus sur le champ d'essais de Nebraska. Il arrive à la solution que les chiffres d'adhérence donnés par les mesures faites sur les deux champs d'essais correspondent, que les valeurs moyennes des degrés d'efficacité concordent bien et que les essais se déroulent, en pratique, dans des conditions similaires.

Ing. F. Kliefoth: „Comparación entre las medidas de la potencia a la barra en Marburg y en Nebraska.“

El autor examina si los resultados obtenidos al medir la potencia a la barra de los tractores en el campo de ensayo de Marburg son iguales y pueden ser comparados con los que se obtienen en las pistas de ensayo de Nebraska. Llega a la conclusión de que las cifras de adherencia de las ruedas obtenidas en ambos campos de ensayo son enteramente iguales, que los valores medios de los rendimientos son equivalentes y que los ensayos se efectúan prácticamente en las mismas condiciones.

Dr.-Ing. W. Söhne:

Berechnung der Lagerkräfte eines Scheibenpfluges

Institut für Landtechnische Grundlagenforschung der FAL Braunschweig-Völkenrode

Da über die an Pflügen auftretenden Kräfte und ihre Streuungen bisher nicht genügend Messungen vorlagen, dimensionierte man die einzelnen Bauteile im wesentlichen nach Erfahrungswerten. Stellte sich im Laufe der Zeit durch einlaufende Beanstandungen heraus, daß einzelne Teile zu schwach waren, wurden sie verstärkt oder ein Werkstoff höherer Festigkeit verwendet. Überdimensionierte Teile blieben unverändert. Diese Methode ist aber ziemlich kostspielig. Mit fortschreitender Entwicklung der Meßverfahren wird der Konstrukteur immer mehr dazu übergehen, nicht nur nach Gefühl und Erfahrung, sondern auf Grund gemessener Kräfte und Momente eine Festigkeitsrechnung durchzuführen und danach seine Bauteile zu bemessen. Dazu sind neben eingehenden Kraftmessungen gelegentlich auch mathematische und mechanische Überlegungen erforderlich, die einzelnen Konstrukteuren nicht immer geläufig sind.

Im folgenden sollen als Beitrag zu den Berechnungsunterlagen die Lagerkräfte am Scheibenpflug berechnet werden. Dazu werden zunächst zwei am Scheibenpflug auftretende Koordinatensysteme definiert, dann die Kräfte und Momente von dem einen in das andere System umgerechnet und eine zweckmäßige Art der Darstellung der Kräfte und Momente gewählt. Schließlich wird noch ein Beispiel ausführlich durchgerechnet.

Die Koordinatensysteme am Scheibenpflug

An einem Scheibenpflug kann man folgende zwei Koordinatensysteme definieren:

1. Das auf die Richtebenen (DIN 11 118) bezogene „pflugfeste“ Koordinatensystem

mit den Kräften x, y, z
 L, S, V
 und den Momenten M_x, M_y, M_z (Abb. 1).

Wenn der Pflug richtig eingestellt ist, so ist dieses System identisch mit einem System, welches durch die Bodenoberfläche und die Furchenkante charakterisiert ist.

2. Das auf die Scheibenebene bezogene Koordinatensystem

mit den Kräften u, v, w
 N, T_v, T_w
 und den Momenten M_u, M_v, M_w (Abb. 2)
 Dieses Koordinatensystem wird durch die Scheibenebene, das ist eine Ebene durch den Scheibenrand, charakterisiert. Es ist

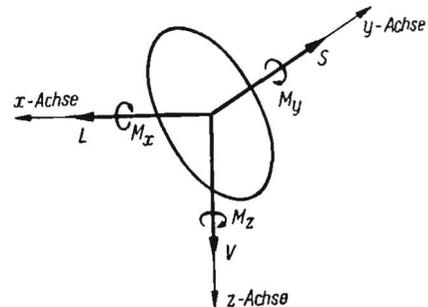


Abb. 1: Auf die Richtebenen (DIN 11 118) bezogenes „pflugfestes“ Koordinatensystem. Die x-Achse ist entgegengesetzt zur Fahrtrichtung gerichtet. Die Momente um die einzelnen Achsen sind positiv bei einem Drehsinn entsprechend einer Rechtsdrehung.

L Längskraft; S Seitenkraft; V Vertikalkraft

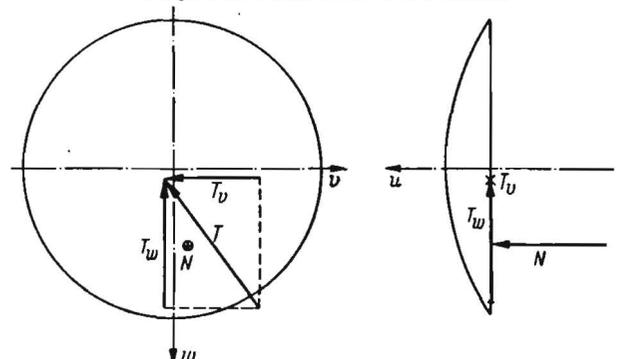


Abb. 2: Auf die Scheibenebene bezogenes Koordinatensystem

Tabelle 1

Scheibenbezogenes Koordinatensystem u, v, w gegen „pflugfestes“ Koordinatensystem x, y, z gedreht um Scheibenneigungswinkel α und Scheibenrichtungswinkel β . (entsprechend Abb. 3)

		„pflugfestes“ Achsenkreuz		
		x	y	z
		\mathcal{L}	S	V
		M_x	M_y	M_z
Scheibenbezogenes Achsenkreuz	u, N, M_u	$\cos \alpha \sin \beta$	$\cos \alpha \cos \beta$	$\sin \alpha$
	v, T_v, M_v	$-\cos \beta$	$\sin \beta$	0
	w, T_w, M_w	$-\sin \alpha \sin \beta$	$-\sin \alpha \cos \beta$	$\cos \alpha$

Beispiele:

$$N = \mathcal{L} \cos \alpha \sin \beta + S \cos \alpha \cos \beta + V \sin \alpha$$

$$T_v = -\mathcal{L} \cos \beta + S \sin \beta$$

$$T_w = -\mathcal{L} \sin \alpha \sin \beta - S \sin \alpha \cos \beta + V \cos \alpha$$

und umgekehrt

$$\mathcal{L} = N \cos \alpha \sin \beta - T_v \cos \beta - T_w \sin \alpha \sin \beta.$$

Entsprechend werden die Momente umgerechnet

$$M_u = M_x \cos \alpha \sin \beta + M_y \cos \alpha \cos \beta + M_z \sin \alpha.$$

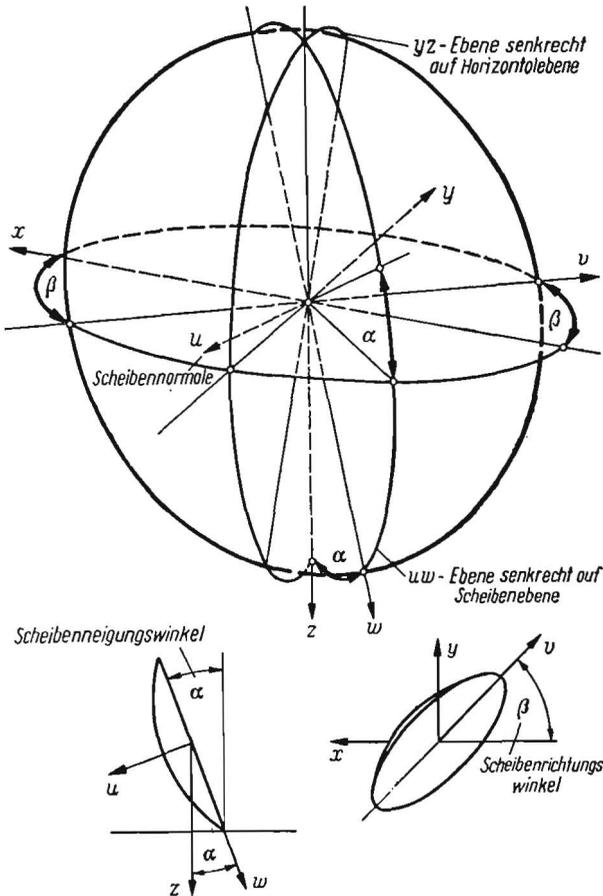


Abb. 3: Pflugfestes x, y, z -System und scheibenbezogenes u, v, w -System. Die beiden Koordinatensysteme sind um den Scheibenneigungswinkel α und Scheibenrichtungswinkel β gegeneinander gedreht

gegenüber dem x, y, z -System um den Scheibenneigungswinkel α und den Scheibenrichtungswinkel β verdreht (Abb. 3). Die Normalkraft N steht senkrecht auf der Scheibenebene; die Kräfte T_v und T_w liegen in der Scheibenebene, wobei T_v gleichzeitig parallel zur Grundrißebene des Pfluges (x, y -Ebene), also parallel zur Bodenoberfläche liegt (Abb. 3).

Als Ursprung der Koordinatensysteme wurde der Mittelpunkt der Scheibenebene, ein geometrisch eindeutig festgelegter Punkt, gewählt. Die Kräfte T_v und T_w in der Scheibenebene sind meistens negativ, d. h. ihre Richtung ist entgegengesetzt zur positiven v - und w -Richtung. Sie wurden daher in Abbildung 2 als negative Größen gezeichnet.

Die Umrechnung der Kräfte und Momente von einem Koordinatensystem in das andere

Wenn durch Messungen die Kräfte und Momente im „pflugfesten“ System gegeben sind, also die Längs-, Seiten- und Vertikalkraft und die entsprechenden Momente, so ist es erforderlich, sie in die Normalkraft N und die Kräfte T_v und T_w und die entsprechenden Momente im scheibenbezogenen System umzurechnen, da man diese Kräfte beispielsweise zur Bemessung der Wälzlager braucht. Diese Umrechnung ist nach Tabelle 1 möglich.

Darstellung der Kräfte und Momente im „pflugfesten“ und scheibenbezogenen System

Bekanntlich lassen sich beim Streichblech- wie beim Scheibenpflug die 3 Kraftkomponenten \mathcal{L}, S, V nicht zu einer einzigen Resultierenden zusammenfassen. Man kann sie nur durch ein Kraftkreuz, also 2 Kräfte, die in verschiedenen Ebenen liegen und sich nicht schneiden, oder durch eine resultierende Kraft und ein resultierendes Moment darstellen. Unter den unendlich vielen Möglichkeiten, einen Bezugspunkt für Kräfte und Momente zu wählen, wurde die folgende als anschaulichste ausgewählt:

Man faßt Längs- und Seitenkraft zu einer Teilresultierenden zusammen und legt sie so, daß sie mit der Vertikalkraft ein Kraftkreuz bilden, welches nur ein Moment um die x -Achse ergibt (Abb. 4). Dieses Moment ist $M_{x1} = a \cdot V$; a bedeutet den Abstand der Vertikalkraft vom Bezugspunkt P_1 der Teilresultierenden aus \mathcal{L} und S . P_1 ist der Punkt, in dem die Teilresultierende auf die Scheibenebene auftrifft. a steht senkrecht zur x -Achse (Abb. 4). Diese Darstellungsweise wird auch im amerikanischen Schrifttum häufig angewandt.

Beim scheibenfesten System bildet man ein Kraftkreuz aus der teilresultierenden Kraft $T = \sqrt{T_v^2 + T_w^2}$ in der Scheibenebene und der Normalkraft N auf die Scheibenebene (Abb. 2 und 4).

Rechnungsgang

Der Rechnungsgang ist also folgender:

Durch Messungen seien gegeben die Kräfte \mathcal{L}, S, V ;

sie seien in der eben beschriebenen Weise dargestellt, d. h. der Bezugspunkt P_1 sei so gewählt, daß das Kraftkreuz aus der Resultierenden aus \mathcal{L} und S und der Vertikalkraft V ein Moment M_{x1} um die x -Achse bildet (Abb. 4).

$$M_{x1} = a \cdot V; \quad (M_{y1} = M_{z1} = 0)$$

Die Koordinaten des Bezugspunktes P_1 werden gleich im scheibenfesten System angegeben

$$u_1 = 0; \quad v_1, w_1;$$

(da der Bezugspunkt in der Scheibenebene liegt, muß $u_1 = 0$ sein).

Aus diesen Angaben werden mit Hilfe der Tafel 1 berechnet

$$\left. \begin{array}{l} \text{die Kräfte } N, T_v, T_w \\ \text{die Momente } M_{u1}, M_{v1}, M_{w1} \end{array} \right\} \text{bezogen auf den Bezugspunkt } P_1$$

Gesucht wird nun die Lage des Kraftkreuzes in der Scheibenebene. Für den Scheibenmittelpunkt ist:

$$M_{u0} = M_{u1} + v_1 T_w - w_1 T_v$$

Wenn die Kraftmessungen richtig sind, muß dieses Moment null sein, da die Scheibe frei drehbar ist. Etwaige geringe Fehler sind am besten darzustellen durch

$$M_{u0} = T \cdot b = \sqrt{T_v^2 + T_w^2} \cdot b,$$

wobei b den Abstand angibt, mit dem die resultierende Kraft T am Mittelpunkt der Scheibenebene vorbeigeht.

Für die Lage der Normalkraft gilt:

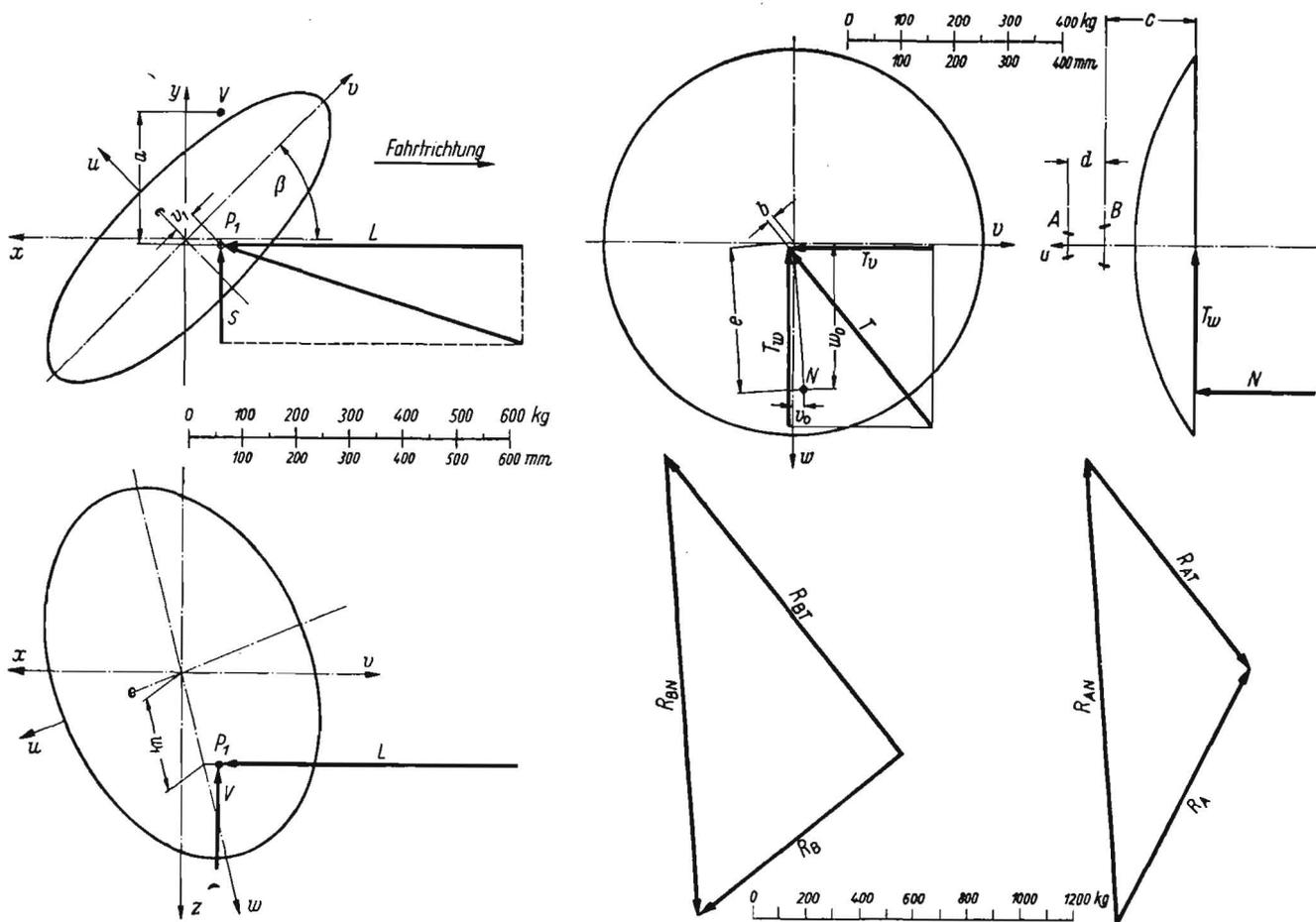


Abb. 4: Maßstäbliche Darstellung der Kräfte und ihrer Bezugspunkte für das berechnete Beispiel im „pflugfesten“ x, y, z -System und im scheibenbezogenen u, v, w -System sowie graphische Addition der Lagerkräfte. Die Lagerkomponenten R_{AT} und R_{BT} verlaufen parallel zur Kraft T . Die Komponenten R_{AN} und R_{BN} verlaufen parallel zur Verbindungslinie vom Durchstoßpunkt der Normalkraft N zum Mittelpunkt der Scheibenebene. R_A und R_B sind die resultierenden radialen Lagerkräfte

$$M_{v_0} = M_{v_1} + w_1 \cdot N - \underbrace{u_1 \cdot T_w}_0 = w_0 \cdot N$$

$$M_{w_0} = M_{w_1} + \underbrace{u_1 \cdot T_v}_0 - v_1 \cdot N = -v_0 \cdot N$$

Die Koordinaten des Durchstoßpunktes der Normalkraft sind:

$$w_0 = \frac{M_{v_0}}{N}; \quad v_0 = -\frac{M_{w_0}}{N}$$

Damit ist die Lage des Kraftkreuzes im scheibenfesten System bestimmt.

Berechnung der Lagerkräfte

Das Lager B trägt die Axialkraft N .

Die Radiallast auf die Lager A und B infolge der Normalkraft N ist

$$R_{AN} = |R_{BN}| = \frac{N \cdot e}{d}$$

Die Richtungen der Kräfte R_{AN} und R_{BN} sind aber um 180° verschieden. Die Radiallast auf Lager A infolge der Kraft T ist:

$$R_{AT} = \frac{T \cdot c}{d}$$

Die Radiallast auf Lager B infolge der Kraft T ist:

$$R_{BT} = R_{AT} + T$$

Diese Kräfte müssen geometrisch addiert werden, da sie nicht in die gleiche Richtung fallen (Abb. 4).

Berechnung der Lagerkräfte eines schweren Scheibenpfluges

Scheibendurchmesser	710 mm
Scheibenneigungswinkel	$\alpha = 15^\circ$
Scheibenrichtungswinkel	$\beta = 45^\circ$
Furchenbreite	28 cm
Furchentiefe	25 cm

spez. Pflugwiderstand	80 kg/dm ²
Längskraft \mathcal{L}	560 kg
Seitenkraft S	180 kg
Vertikalkraft V	-200 kg
Lage des Bezugspunktes P_1 der Längs- und Seitenkraft	$v_1^*)$ 4 cm
	w_1 19 cm
Moment um die x -Achse M_{x_1}	$= a \cdot V = -0,245 \cdot 200 = -49,0$ mkg
	($M_{y_1} = M_{z_1} = 0$)
Abstand Scheibenebene Lager B	$c = 16,3$ cm
Abstand Lager A Lager B	$d = 7,0$ cm

Es ist:

α	$\sin \alpha$	$\cos \alpha$	β	$\sin \beta$	$\cos \beta$	$\sin \alpha \cdot \cos \beta$	$\cos \alpha \cdot \sin \beta$	$\sin \alpha \cdot \sin \beta$	$\cos \alpha \cdot \cos \beta$
15°	0,2588	0,9659	45°	0,7071	0,7071	0,1830	0,6830	0,1830	0,6830

Nach Tafel I errechnet sich:

$$N = \mathcal{L} \cos \alpha \sin \beta + S \cos \alpha \cos \beta + V \sin \alpha$$

$$N = 560 \cdot 0,683 + 180 \cdot 0,683 - 200 \cdot 0,2588 = 453,7 \text{ kg}$$

$$T_v = -\mathcal{L} \cdot \cos \beta + S \cdot \sin \beta$$

$$T_v = -560 \cdot 0,7071 + 180 \cdot 0,7071 = -268,7 \text{ kg}$$

$$T_w = -\mathcal{L} \sin \alpha \sin \beta - S \sin \alpha \cos \beta + V \cos \alpha$$

$$T_w = -560 \cdot 0,183 - 180 \cdot 0,183 - 200 \cdot 0,9659 = -328,6 \text{ kg}$$

$$M_{u_1} = M_{x_1} \cos \alpha \sin \beta$$

$$M_{u_1} = -49 \cdot 0,683 = -33,5 \text{ mkg}$$

$$M_{v_1} = -M_{x_1} \cos \beta$$

$$M_{v_1} = 49 \cdot 0,7071 = 34,6 \text{ mkg}$$

$$M_{w_1} = -M_{x_1} \sin \alpha \sin \beta$$

$$M_{w_1} = 49 \cdot 0,183 = 8,97 \text{ mkg}$$

*) Die Lage des Bezugspunktes wurde nach Messungen von Clyde, Agr. Eng. Juni 1939, gewählt.

Berechnung des Kraftkreuzes

Für den Scheibenmittelpunkt ist:

$$M_{u0} = M_{u1} + v_1 \cdot T_w - w_1 \cdot T_v$$

$$M_{u0} = -33,5 + 0,04 (-328,6) - 0,19 (-268,7) = 4,41 \text{ mkg}$$

Resultierende Kraft in der Scheibenebene:

$$T = \sqrt{T_w^2 + T_v^2} = \sqrt{328,6^2 + 268,7^2} = 424,5 \text{ kg}$$

$$M_{u0} = T \cdot b; \quad b = \frac{4,41}{424,5} = 0,0104 \text{ m} \approx 1 \text{ cm.}$$

(Nach der Rechnung ergibt sich ein kleines Moment um die u-Achse. Die resultierende Kraft T geht etwa 1 cm am Scheibenmittelpunkt vorbei.)

$$M_{v0} = M_{v1} + w_1 \cdot N$$

$$M_{v0} = 34,6 + 0,19 \cdot 453,7 = 120,8 \text{ mkg}$$

$$w_0 = \frac{M_{v0}}{N} = \frac{120,8}{453,7} = 0,266 \text{ m}$$

$$M_{w0} = M_{w1} - v_1 \cdot N$$

$$M_{w0} = 8,97 - 0,04 \cdot 453,7 = -9,18 \text{ mkg}$$

$$v_0 = \frac{M_{w0}}{N} = -\left(\frac{-9,18}{453,7}\right) = 0,020 \text{ m}$$

v_0 und w_0 sind die Koordinaten des Durchstoßpunktes der Normalkraft durch die Scheibenebene (Abb. 4).

$$e = \sqrt{w_0^2 + v_0^2} = 0,267 \text{ m.}$$

Berechnung der Lagerkräfte (Abb. 4)

Radiallast auf Lager A und Lager B infolge der Normalkraft N

$$R_{AN} = R_{BN} = \frac{N \cdot e}{d} = \frac{453,7 \cdot 0,266}{0,07} = 1724 \text{ kg}$$

Radiallast auf Lager A infolge der Kraft T

$$R_{AT} = \frac{T \cdot c}{d} = \frac{424,5 \cdot 0,163}{0,07} = 988 \text{ kg}$$

Radiallast auf Lager B infolge der Kraft T

$$R_{BT} = R_{AT} + T = 988 + 424,5 = 1412,5 \text{ kg}$$

Nach geometrischer Addition dieser Kräfte (Abb.4) ergibt sich Gesamtradiallast auf Lager A

$$R_A = 1070 \text{ kg}$$

$$R_B = 975 \text{ kg}$$

Axiallast " " B infolge N

$$A_B = 454 \text{ kg}$$

Die „zusammengesetzte Belastung“ aus Radiallast R und Axiallast A errechnet sich nach der Formel:

$$P = R + y \cdot A$$

Für Kegelrollenlager kann man, wenn $A \approx 1/2 R$ ist, annehmen: $y = 1,45$. Dann beträgt die „zusammengesetzte Belastung“ für das Lager B

$$P_B = 975 + 1,45 \cdot 454 = 1633 \text{ kg}$$

Um überblicken zu können, wie hoch die Lager belastet werden, wenn bei gleichbleibender hoher Längskraft die Seitenkraft und die Vertikalkraft sich ändern bzw. mit anderem Scheibenneigungswinkel α gepflügt wird, wurden diese Kräfte und der Winkel α variiert. Die Ergebnisse sind in den Tabellen 2 bis 4 angegeben.

**Tabelle 2
Variation der Seitenkraft S**

$L = 560 \text{ kg}; \quad V = -200 \text{ kg}$						
S	60	120	180	240	300	kg
v_1	4	4	4	4	4	cm
w_1	16	17,5	19	20,5	22	cm
a	27,5	26	24,5	23	21,5	cm
M_{x1}	-55	-52	-49	-46	-43	mkg
N	371,7	412,7	453,7	494,6	536,6	kg

T_v	-553,6	-311,1	-268,7	-226,3	-183,8	kg
T_w	-306,6	-317,6	-328,6	-339,6	-350,6	kg
T	468	444,5	424,5	408,2	395,8	kg
b	1,4	1,4	1,0	0,3	-0,7	cm
v_0	1,3	1,7	2,0	2,3	2,5	cm
w_0	26,5	26,4	26,6	27,1	27,8	cm
e	26,5	26,5	26,7	27,2	27,8	cm
R_A	1000	1015	1070	1185	1350	kg
R_B	1160	1040	975	970	1025	kg
A_B	371,7	412,7	453,7	494,6	535,6	kg
P_B	1699	1638	1633	1687	1802	kg

**Tabelle 3
Variation der Vertikalkraft**

$L = 560 \text{ kg}; \quad S = 240 \text{ kg}$					
V	-100	-200	-300	-400	kg
v_1	4	4	4	4	cm
w_1	20,5	20,5	20,5	20,5	cm
a	46	23	15,34	11,5	cm
M_{x1}	-46	-46	-46	-46	mkg
N	520,5	494,6	468,8	443	kg
T_v	-226,3	-226,3	-226,3	-226,3	kg
T_w	-243	-339,6	-436,2	-532,8	kg
T	332	408,2	491,7	578,5	kg
b	1,6	0,3	-0,5	-1,1	cm
v_0	2,4	2,3	2,2	2,1	cm
w_0	26,7	27,1	27,4	27,8	cm
e	26,8	27,2	27,5	27,9	cm
R_A	1460	1185	890	640	kg
R_B	1300	970	715	625	kg
A_B	520,5	494,6	468,8	443	kg
P_B	2055	1687	1395	1267	kg

**Tabelle 4
Variation des Neigungswinkels**

$L = 560 \text{ kg}; \quad S = 180 \text{ kg}; \quad V = -200 \text{ kg}$			
a	21°	0°	
v_1	4	4	cm
w_1	19	19	cm
a	24,5	24,5	cm
M_{x1}	-49	-49	mkg
N	416,8	523,3	kg
T_v	-226,3	-226,3	kg
T_w	-374,2	-200	kg
T	437,3	302	kg
b	-0,9	0,1	cm
v_0	1,0	4,0	cm
w_0	27,3	25,6	cm
e	27,3	25,9	cm
R_A	845	1460	kg
R_B	730	1320	kg
A_B	416,8	523,3	kg
P_B	1334	2079	kg

Erst wenn die Seitenkraft über 240 kg anwächst, ergibt sich eine spürbare Erhöhung der Lagerkräfte. Ferner treten nach der Rechnung bei kleinen Vertikalkräften hohe Lagerkräfte auf. Kleine Vertikalkräfte sind aber nur bei lockerem Boden zu erwarten, bei dem die Längskraft nicht so hoch ist wie in dem gerechneten Beispiel. Hohe Vertikalkräfte, wie sie bei sehr hartem Boden oder beim Überrollen einer Wurzel oder eines Steines auftreten, bedeuten keine Gefahr für die

Lager. Schließlich wachsen die Lagerkräfte an, wenn man die Scheibe steil stellt.

Wahl der Kegelrollenlager der Scheibenlagerung

Für die Lager werde eine Lebensdauer von 8000 Stunden verlangt. Dann gilt die Formel:

$$Q = s \cdot P; \quad s_{8000 \text{ Std.}} = 2,5$$

Q = relative Tragfähigkeit nach Katalog.

Erforderliche relative Tragfähigkeit:

Lager B: $Q = 2,5 \cdot 2080 = 5200 \text{ kg}$
 Lager A: $Q = 2,5 \cdot 1460 = 3650 \text{ kg}$

Gewählt wurde für das Lager B das Kegelrollenlager SKF 32307

Tragfähigkeit bei 50 U/min $Q = 5700 \text{ kg}$
 statische Tragfähigkeit $Q_0 = 5600 \text{ kg}$
 für das Lager A das Kegelrollenlager SKF 32210
 Tragfähigkeit bei 50 U/min $Q = 4650 \text{ kg}$
 statische Tragfähigkeit $Q_0 = 4550 \text{ kg}$.

Kurzzeitige stoßweise Belastungen sollen keine wesentlichen bleibenden Verformungen im Lager hinterlassen. Dafür ist die sogenannte statische Tragfähigkeit Q_0 maßgebend. Unter der Annahme, daß die Stoßspitzen die statische Tragfähigkeit um das Doppelte überschreiten dürfen*), ergeben sich folgende Stoßfaktoren:

$$\text{Lager B: } \frac{2 Q_0}{P_B} = \frac{2 \cdot 5600}{2080} = 5,4$$

$$\text{Lager A: } \frac{2 Q_0}{R_A} = \frac{2 \cdot 4650}{1460} = 6,36$$

Auf hartem, steinigem Boden kann man etwa mit maximalen Stoßfaktoren von 3,5—4,0 rechnen. Die Stoßspitzen werden also von den gewählten Lagern sicher aufgenommen.

DK 631.312.001

*) Palmgreen: Grundlagen der Wälztechnik S. 103.

„Ein Lager, das mit nennenswerter Geschwindigkeit wirklich umlaufen soll, darf jedoch niemals, auch nicht während kurzer Zeit, höher belastet werden als mit dem zweifachen der statischen Tragzahl.“

Résumé:

Dr.-Ing. W. Söhne: „The Calculation of Forces in the Bearings of Disc Ploughs.“

The Author gives precise directions for the determination and calculation of forces in the bearings of disc ploughs. First of all, two systems of co-ordinates, one in relation to the frame of the plough, the other to the disc-plane are defined. This is followed by the conversion of forces and moments from one system of co-ordinates to the other. A suitable method of graphic illustration is employed for this purpose. The paper concludes with the calculations required for the determination of the forces in the bearings of a heavy disc plough.

Dr.-Ing. W. Söhne: «Calcul du dimensionnement des paliers d'une charrue à disque.»

L'auteur indique une méthode précise pour le calcul du dimensionnement des paliers d'une charrue à disque. Pour cela, il détermine d'abord deux systèmes de coordonnées, l'un correspondant à la charrue par rapport au sol, l'autre par rapport au disque. Suit la conversion des forces et moments d'un système dans l'autre, pour laquelle l'auteur a choisi une démonstration appropriée. Il termine en donnant un exemple des calculs effectués pour une grosse charrue à disque.

Dr.-Ing. W. Söhne: „Cálculo de fuerza en un arado de discos.“

El autor presenta un método exacto para calcular las fuerzas que solicitan al arado de discos. Establece en primer lugar dos sistemas de coordenadas aplicables al arado de discos, uno en el plano de marcha y otro en el plano de los discos. Sigue la conversión de las fuerzas y momentos de un sistema de coordenadas en las del otro, para lo cual se ha escogido una relación conveniente. Al final, como ejemplo, se hace el cálculo de las fuerzas en un arado de discos pesado.

Dipl.-Phys. H. Fisseler: Domäne Stauffenburg:

Die Vorausberechnung der Fehlstellenzahl beim maschinellen Verhacken

maschinellen Verhacken zu erwartenden Fehlstellenzahl für heute übliche Drillmaschinensaat, für exakte Einzelkornsaat und für die Aussaat durch Gleichstandsdrillschare. Die Ergebnisse beantworten neben anderen die Frage, unter welchen Bedingungen ein maschinelles Verhacken insbesondere von einkeimiger Zuckerrübensaat heute möglich ist. Bezüglich einer allgemeinen Kritik des maschinellen Verhackens sei auf eine Arbeit von Prof. Dr. Knolle¹⁾ verwiesen, in der sich auch die bis dahin bekannten Formeln zur Berechnung der Fehlstellenzahl aus Feldmessungen, sowie Untersuchungen über die Häufigkeit von Folgen nichtkeimender Körner finden. Der Verfasser hat 1948 für exakte Einzelkornsaat die Fehlstellenzahl in Abhängigkeit von der Keimfähigkeit berechnet. Die Anwendung der Ergebnisse einer Untersuchung von Prof. Dr. Blenk²⁾ ermöglicht eine allgemeine Vorausberechnung der Fehlstellenzahl auch für übliche Drillmaschinensaat und gemäß dem veröffentlichten Versuchsmaterial auch eine Beurteilung der Gleichstandsdrillschare.

Im Folgenden werden unter maschinell Verhacken alle Verfahren verstanden, bei denen die behackten sowie die unbehackten Streifen konstante, vorgegebene Längen haben. Das maschinelle Verhacken kann entweder mit einer üblichen Hackmaschine, die annähernd senkrecht zu den Drillreihen fährt, oder aber mit einer in Richtung der Drillreihen fahrenden Maschine, die z. B. rotierende Hackwerkzeuge trägt, erfolgen. Das zweite Verfahren wird in den USA häufig angewandt, ist aber mit dem Nachteil einer zusätzlich erforderlichen Maschine und der mangelnden Möglichkeit, mehrmals quer zu den Drillreihen hacken zu können, belastet.

Die wichtigsten der in den folgenden Rechnungen benutzten Größen sind nachfolgend zusammengestellt und in 2 Abbildungen erläutert. Abbildung 1 zeigt einen Ausschnitt aus

Ziel der Untersuchung ist eine Vorausberechnung der beim einer Drillreihe, in der einzelne Körner mit gleichmäßigem Abstand ausgelegt worden sind. Der Streifen der Breite u bleibt unbehackt. Abbildung 2 zeigt zwei willkürlich aus einer Drillreihe herausgegriffene benachbarte Pflanzen mit dem Abstände L . Die beim maschinellen Verhacken unberührt gebliebenen Streifen der Breite u sind wieder eingezeichnet. Die relative Lage dieser Streifen zu den Pflanzen bleibt dem Zufall überlassen.

- 1-g Keimfähigkeit
- a mittlerer Kornabstand
- A Blockchenabstand
- u Länge des unbehackten Streifens (Blockchenlänge)
- d Pflanzendurchmesser beim Hacken

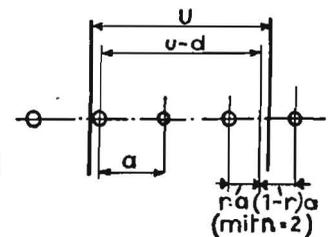


Abb. 1

- $u' = u - d = \bar{n} \cdot a$
- \bar{n} Mittlere Körnerzahl im Streifen der Breite $u - d$

- $\bar{n} = n + r$
- $[n \geq 0, \text{ ganzzahlig, } 0 \leq r < 1]$
- L Lückenlänge
- $L = (x + y) A$
- $[x \geq 0, \text{ ganzzahlig, } 0 \leq y < 1]$

- F_r relative Fehlstellenzahl (Fehlstellenzahl durch Blockchenzahl)

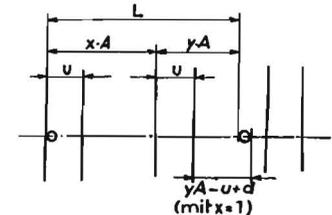


Abb. 2

Zur näheren Erläuterung der oben gegebenen Definitionen für die Größen n und r sowie x und y mögen folgende Beispiele dienen:

¹⁾ W. Knolle: Techn. i. d. Ldw. Bd. 21 S. 51 f. (1940)

²⁾ H. Blenk: Zs. f. angew. Math. u. Mech. Bd. 31 Heft 8/9 (1951)