

schen Dienststellen mit den reichen Erfahrungen aus der Entwicklung ihres eigenen Landes die deutschen Verwaltungsstellen beratend und anleitend unterstützten. In verschiedenen Befehlen wurden von der damaligen sowjetischen Militäradministration Maßnahmen zur Förderung der Landwirtschaft eingeleitet. Am bekanntesten ist der Befehl 209 der SMAD im Jahre 1947, der die Ziele des Bodenreformbauprogrammes erhöhte. Bei der Übergabe der MAS der VdGB in die Hände der Staatlichen Verwaltung half die Sowjetunion durch Lieferung von 1000 Traktoren und anderen Landmaschinen aus ihrer eigenen Neuproduktion sowie durch Herabsetzung der Reparationslieferungen für landwirtschaftliche Maschinen. Im Jahre 1952 lieferte sie zur Unterstützung der landwirtschaftlichen Produktionsgenossenschaften eine weitere Reihe modernster Landmaschinen. Diese Lieferungen werden auch 1953 fortgesetzt. Gleichzeitig erhielten unsere Landmaschinenfabriken die Lizenz zum Nachbau dieser Maschinen, wie zum Beispiel

des selbstfahrenden Mähreschers Stalinez-4, der Rüben- und Kartoffelkombinen. Damit geht unser Landmaschinenbau dazu über, für die einzelnen landwirtschaftlichen Arbeitskette eine Reihe aufeinander abgestimmter Maschinen und Aggregate zu schaffen, die die Möglichkeit geben, verschiedene Arbeitsprozesse vollkommen mechanisiert durchzuführen, wie es in der Sowjetunion schon der Fall ist. Das Ziel unseres Traktoren- und Landmaschinenbaues muß es sein, noch bessere und vollkommene Konstruktionen zu schaffen, die mengen- und qualitätsmäßig allen Anforderungen der Praxis gerecht werden.

Der Fortschritt in der Landtechnik steht im engsten Zusammenhang mit der Entwicklung unserer Landwirtschaft. Er wird weiter entscheidend zur Steigerung ihrer Produktion beitragen und dadurch mithelfen, die Verbesserung des Lebensstandards unseres Volkes im Sinne unserer Regierungsbeschlüsse zu beschleunigen.

A 1361

Rutschkupplung für Landmaschinen

Von Dipl.-Ing. A. WICHA, Leipzig

DK 631.3

Allgemeines

Um Überlastungen des Mechanismus der Landmaschine auszuschalten, bedient man sich im Triebwerksbau der *Rutschkupplung*, die den Kräftefluß im Mechanismus unterbricht, wenn das zulässige Drehmoment durch irgendwelche äußeren oder inneren Einwirkungen überschritten wird.

Mit einer Rutschkupplung ist die Übertragung nur eines bestimmten maximalen Drehmomentes möglich, indem das geeignete elastische Element vor der Inbetriebnahme der Kupplung von Hand aus eingestellt wird.

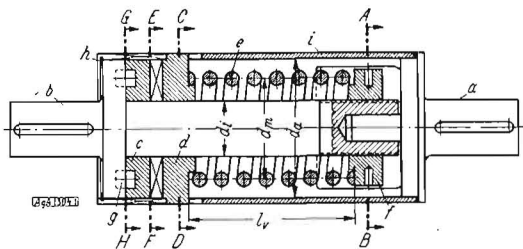


Bild 1. Rutschkupplung

Bezeichnung der Einzelteile:

a Getriebene Welle, b Treibende Welle, c Klauen-Zahnscheibe der treibenden Welle, d Klauen-Zahnscheibe der getriebenen Welle, e Feder, f Lochmutter, g Mitnehmerstifte, h Sicherung, i Kupplungsmantel

Der Funktionsbereich einer Rutschkupplung richtet sich nach der Art des Triebwerksmechanismus und ist für Landmaschinen der *Überlastungsfaktor*

$$\delta = 1,2.$$

Soll zum Beispiel über eine Rutschkupplung die Leistung von $N = 7,5$ PS bei der Drehzahl von

$$n = 550 \text{ U/min}$$

übertragen werden, so ist das Drehmoment

$$M_d = 716,2 \cdot \frac{N}{n} \text{ mkg}$$

$$M_d = 716,2 \cdot \frac{7,5}{550} = 9,766 \text{ mkg}.$$

Das maximale Drehmoment ist bei einem Überlastungsfaktor

$$\delta = 1,2$$

$$M_{d\max} = \delta \cdot M_d \text{ mkg}$$

$$M_{d\max} = 1,2 \cdot 9,766 = 11,7192 \text{ mkg}.$$

Der Funktionsbeginn der Rutschkupplung tritt bei einer Drehmomenten-Übertragung von 9,766 mkg, das Ende der Transmissionierung bei 11,7192 mkg ein.

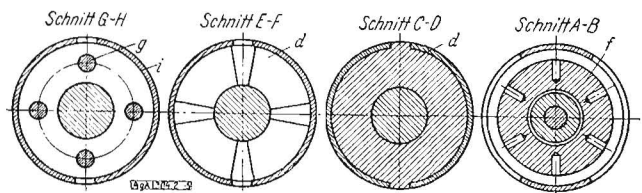


Bild 2

Bild 3

Bild 4

Bild 5

Berechnung und Konstruktion der Klauen-Zahnscheiben

Da im Landmaschinenbau die Anordnung der Rutschkupplung in den meisten Fällen zwischen zwei Kardangelenken resp. Kugel- oder Kreuzgelenken erfolgt, darf die Verdrehung der Ein- und Ausgangs-Wellenverbindung von der Rutschkupplung zueinander nur um einen Winkel $\alpha = 180^\circ$ erfolgen.

Vielfach werden noch Rutschkupplungen verwendet, die einen kleineren Verdrehungswinkel (unter 180°) zulassen. Dadurch wird die Gleichmäßigkeit der Winkelgeschwindigkeit (ω in s^{-1}) des Mechanismus gestört, besonders dann, wenn Parallel- oder Winkelverlagerungen der Ein- und Ausgangswellen eintreten.

Die Winkelgröße $\alpha = 180^\circ$ ist durch die Gelenkkonstruktion gegeben, da die Kreuzachsen der Gelenke unter 90° zueinander stehen und die Lage des Achsenkreuzes des einen Gelenkes, das vor der Rutschkupplung liegt, zu dem Achsenkreuz des anderen Gelenkes, das hinter der Rutschkupplung liegt, nicht verändert werden darf.

Die Achsenkreuzlagen zweier hintereinander geschalteter Gelenke müssen von einer Richtung aus betrachtet, zueinander unter 90° stehen.

Klauenzahngestaltung

Der Reibungswinkel ϱ zwischen Stahl auf Stahl, trocken, nicht künstlich entfettet

$$\varrho = 12^\circ \text{ bis } 15^\circ$$

Reibungskoeffizient $\mu = \text{tg } \varrho = 0,21 \text{ bis } 0,27.$

Neigungswinkel der Klauenzahnflanken

Da keine Selbsthemmung der Rutschkupplung eintreten darf, muß der Neigungswinkel der Klauenzahnflanke gleich oder kleiner sein als der Grenzwert

$$\beta = < 90 - \varrho$$

Je kleiner der Neigungswinkel β wird, um so größer muß die Federbelastung (K_1) gewählt werden.

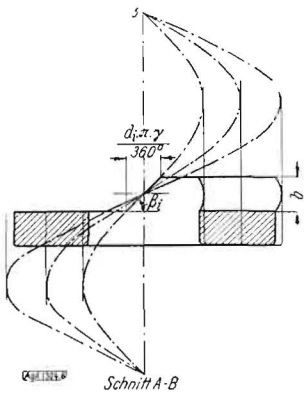


Bild 6

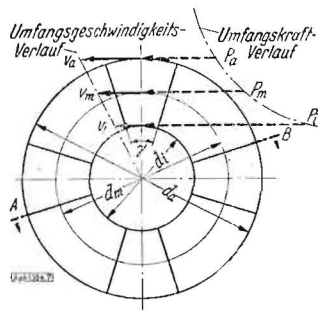


Bild 7. Zahnseibe

Der Unempfindlichkeitsgrad der Rutschkupplung wird klein bei kleinem Neigungswinkel β .

Würde der Neigungswinkel außen, innen und in der Mitte der Klauenzahnseibe gleich groß gemacht werden, dann müßte die Klauenzahnhöhe b nach innen zu immer kleiner werden.

Da jedoch die Klauenzähne in jeder Eingriffstiefe mit gleicher Breite ineinandergreifen sollen, um zu große Spitzenbelastungen der Klauen zu vermeiden, muß der Neigungswinkel β der Klauenzahnflanken nach innen zu größer werden. Die Steigung der Klauenzahnflanke muß, wie Bild 6 und 7 zeigen, innen und außen gleich groß sein.

1. Fortsetzung des Berechnungsbeispiels:

- Klauenzahnseibe Innendurchmesser d_i 40 mm
- Klauenzahnseibe Mittendurchmesser d_m 65 mm
- Klauenzahnseibe Außendurchmesser d_a 90 mm
- Klauenzahnanzahl je Scheibe z 2
- Klauenzahnbreite b 8 mm
- Klauenzahn-Neigungswinkel (außen) β_a 30°
- Klauenzahn-Zentriwinkel γ :

$$\text{tg } \beta_a = \frac{720^\circ \cdot b}{d_a \cdot \pi \cdot \gamma}$$

$$\gamma = \frac{720^\circ \cdot b}{d_a \cdot \pi \cdot \text{tg } \beta_a} = \frac{720 \cdot 8}{90 \cdot 3,14 \cdot 0,57735} = 35^\circ 15'$$

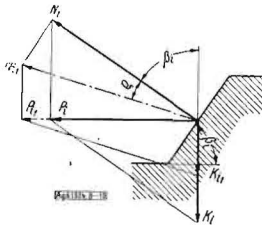


Bild 8. Kräfteplan (außen)

Klauenzahn-Neigungswinkel (Mitte)

$$\text{tg } \beta_m = \text{tg } \beta_a \cdot \frac{d_a}{d_m} = 0,57735 \cdot \frac{90}{65} = 0,79905 \quad \beta_m = 38^\circ 38'$$

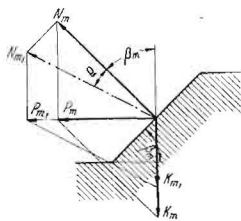


Bild 9. Kräfteplan (mitte)

Klauenzahn-Neigungswinkel (innen)

$$\text{tg } \beta_i = \text{tg } \beta_a \cdot \frac{d_a}{d_i} = 0,57735 \cdot \frac{90}{40} = 1,299 \quad \beta_i = 52^\circ 25'$$

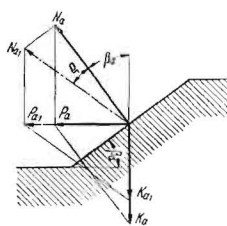


Bild 10. Kräfteplan (innen)

Um Selbsthemmung zu vermeiden, muß

$$\beta_i < 90 - \varrho = 90 - 15 = 75^\circ$$

Umfangsgeschwindigkeiten:

$$v_a = \frac{d_a \cdot \pi \cdot n}{60} = \frac{0,090 \cdot 3,14 \cdot 550}{60} = 2,59 \text{ m/s}$$

$$v_m = 1,87 \text{ m/s}$$

$$v_i = 1,15 \text{ m/s}$$

Umfangskräfte:

$$P_{a1} = K_{a1} \cdot \text{tg}(\beta_a + \varrho) \quad \text{kg}$$

$$P_{m1} = K_{m1} \cdot \text{tg}(\beta_m + \varrho) \quad \text{kg}$$

$$P_{i1} = K_{m1} \cdot \text{tg}(\beta_i + \varrho) \quad \text{kg}$$

Um den Rechnungsgang zu vereinfachen, wird

$$P_{m1} \approx \frac{P_{a1} + P_{i1}}{2} \quad \text{kg}$$

gesetzt.

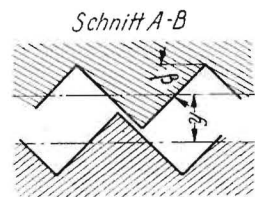
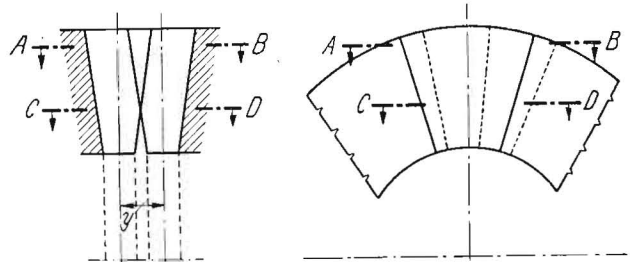
Federbelastung:

$$P_{m1} = \frac{2 \cdot M_d}{d_m} \quad \text{kg}$$

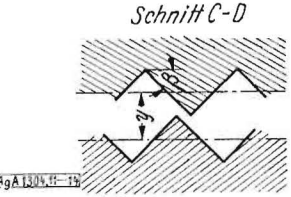
$$P_{m1} = \frac{2 \cdot 9,766}{0,065} = 300 \text{ kg}$$

$$K_{m1} = \frac{P_{m1}}{\text{tg}(\beta_m + \varrho)} \quad \text{kg} \quad \beta_m + \varrho = 53^\circ 38'$$

$$K_{m1} = \frac{300}{1,358} = 221 \text{ kg} \quad \text{Federbelastung}$$



Schnitt A-B



Schnitt C-D

Bild 11, 12, 13 u. 14. Zahnflanken mit $< \beta$

Spezifische Klauenzahn-Flankenbelastung:

$$P_{m1} = k \cdot b \cdot \frac{(d_a - d_i)}{2} \cdot z \quad \text{kg}$$

2. Fortsetzung des Berechnungsbeispiels:

$$K = \frac{2 \cdot P_{m1}}{b \cdot (d_a - d_i) \cdot z} = \frac{2 \cdot 300}{0,8 \cdot (9 - 4) \cdot 2} = 75 \text{ kg/cm}^2$$

Spezifische Belastung:

$$K = \text{bis } 100 \text{ kg/cm}^2 \quad \text{max.} \quad \text{St auf St geh.}$$

Federberechnung:

Maximale Federbelastung

$$K_{m1}^{\text{max}} = \delta \cdot K_{m1} \quad \text{kg} \quad K_{m1}^{\text{max}} = 1,2 \cdot 221 = 265,2 \text{ kg}$$

Federung

$$f = \frac{b}{1 - \frac{K_{m1}}{K_{m1}^{\text{max}}}} \quad \text{cm}$$

$$f = \frac{8}{1 - \frac{221}{265,2}} = 47,8 \text{ mm}$$

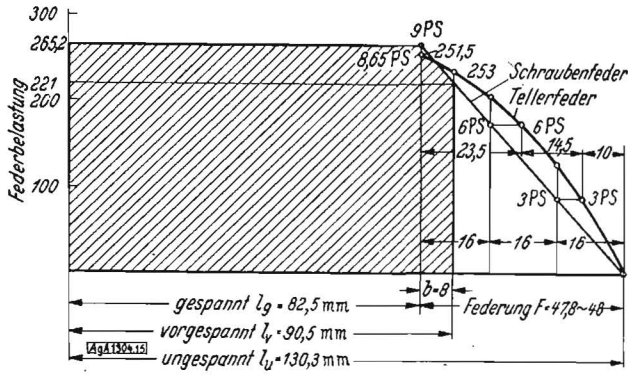


Bild 15. Federdiagramm

Schraubenfeder:

Drehmoment

$$M_d = K_{m1}^{max} \cdot \frac{d_m}{2} \text{ cmkg}$$

Zulässige Schubspannung

$$\tau_{zul} = \sim 4000 \text{ kg/cm}^2 \text{ Federstahl.}$$

Widerstandsmoment

$$W = \frac{\pi \cdot d^3}{16} \text{ cm}^3$$

Federdrahtstärke d:

$$K_{m1}^{max} \cdot \frac{d_m}{2} = \frac{\pi \cdot d^3}{16} \cdot \tau_{zul}$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{K_{m1}^{max} \cdot d_m \cdot 16}{2 \cdot \pi \cdot \tau_{zul}}} = \sqrt[3]{\frac{265,2 \cdot 6,5 \cdot 16}{2 \cdot 3,14 \cdot 4000}} = 1,0 \text{ cm.}$$

Windungsanzahl i:

$$f = \frac{K_{m1}^{max} \cdot 8 \cdot i \cdot d_m^3}{G \cdot d^4} \text{ cm}$$

Gleitmodul G = 800000 kg/cm² Federstahl.

$$i = \frac{f \cdot G \cdot d^4}{K_{m1}^{max} \cdot 8 \cdot d_m^3} = \frac{4,78 \cdot 800000 \cdot 1}{265,2 \cdot 8 \cdot 6,5^3} = 6,575 \text{ cm}$$

i = 6,5 federnde Windungen.

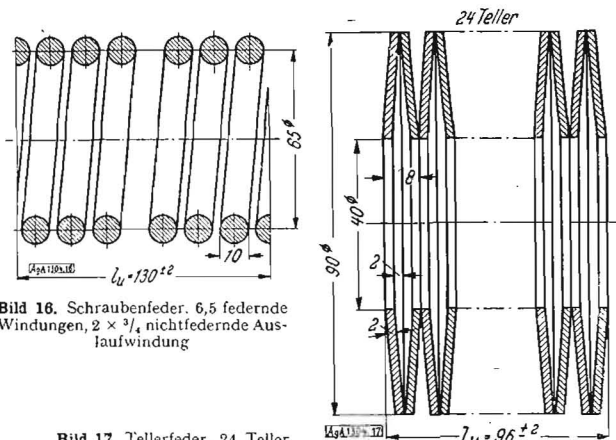


Bild 17. Tellerfeder, 24 Teller

An jedem Federende 3/4 nicht federnde Auslaufwindungen.

Gespannte Federlänge l_g:

$$l_g = (i + 1) \cdot 1,1 \cdot d \text{ cm} \quad l_g = (6,5 + 1) \cdot 1,1 \cdot 10 = 82,5 \text{ mm}$$

Vorgespannte Federlänge l_v:

$$l_v = l_g + b \text{ cm} \quad l_v = 82,5 + 8 = 90,5 \text{ mm}$$

Ungespannte Federlänge l_u:

$$l_u = l_g + f \text{ cm} \quad l_u = 82,5 + 47,8 = 130,3 \text{ mm}$$

Federarbeit A:

$$A = \frac{K_{m1}^{max} \cdot f}{2} \text{ mkg} \quad A = \frac{265,2 \cdot 0,0478}{2} = 6,34 \text{ mkg}$$

Tellerfeder (Belleville Feder):

Die Beziehung zwischen Federlast k_{m1}^{max} und Federweg f wird durch

$$K_{m1}^{max} = \frac{4 \cdot E \cdot f_1}{\left(1 - \frac{1}{m^2}\right) \cdot \alpha \cdot d_a^2} \cdot \left[\left(h - f_1\right) \cdot \left(h - \frac{f_1}{2}\right) \cdot s + s^3 \right] \text{ kg}$$

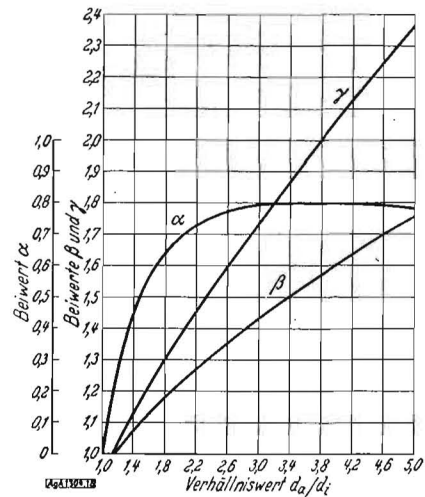


Bild 18. Festwerte alpha, beta und gamma abhängig vom Durchmesserverhältnis d_a/d_i

angegeben. Die größte Spannung sigma ergibt sich aus

$$\sigma = \frac{4 \cdot E \cdot f_1}{\left(1 - \frac{1}{m^2}\right) \cdot \alpha \cdot d_a^2} \cdot \left[\beta \cdot \left(h - \frac{f_1}{2}\right) + \gamma \cdot s \right] \text{ kg/cm}^2$$

und soll 150 kg/mm² bei Federstahl nicht überschreiten.

In diesen Gleichungen sind in Übereinstimmung mit Bild 17 folgende Beziehungen gewählt:

- K_{m1}^{max} Federlast kg
- E Elastizitätsmodul + 2100000 kg/cm² für Stahl
- 1/m Poissonsche Zahl = 0,3 für Stahl
- f₁ Federweg cm
- s Federdicke cm
- h Freie Höhe cm
- d_a Äußerer Durchmesser cm
- d_i Innerer Durchmesser cm
- alpha, beta u. gamma Beiwerte, deren Größe vom Durchmesserverhältnis d_a/d_i abhängt, vgl. Bild 18.

3. Fortsetzung des Berechnungsbeispiels:

$$d_a = 90 \text{ mm} \quad d_a/d_i = 90/40 = 2,25$$

$$d_i = 40 \text{ mm}$$

Beiwerte alpha, beta u. gamma nach Bild 18

$$\alpha = 0,725$$

$$\beta = 1,265$$

$$\gamma = 1,45$$

Federung je Teller f₁ = 0,2 cm

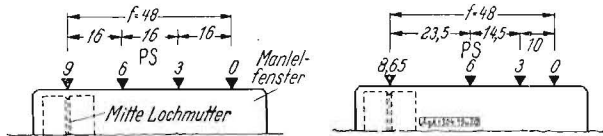
Freie Höhe $h = 0,2$ cmFederdicke $s = 0,2$ cm

Bild 19. Leistungsmarken bei Schraubenfeder Bild 20. Leistungsmarken bei Tellerfeder

Zulässige Spannung

$$\sigma = \frac{4 \cdot 2100000 \cdot 0,2}{0,91 \cdot 0,725 \cdot 81} \cdot \left[1,265 \left(0,2 - \frac{0,2}{2} \right) + 1,45 \cdot 0,2 \right]$$

$$= 13100 \text{ kg/mm}^2$$

Zulässige Federlast

$$K_{ml}^{\max} = \frac{4 \cdot 2100000 \cdot 0,2}{0,91 \cdot 0,725 \cdot 81} \cdot \left[\left(0,2 - 0,2 \right) \cdot \left(0,2 - \frac{0,2}{2} \right) \cdot 0,2 + 0,008 \right] = 252 \text{ kg}$$

Telleranzahl

$$f = \sum f_i = 47,8 \text{ mm} \quad z = 24 \text{ Teller}$$

$$z = f/f_1 = 47,8/2 = 23,9$$

Leistungsmarken auf der Rutschkupplung

Auf dem Mantel der Rutschkupplung, Bild 19 und 20, sind Leistungsmarken anzubringen, damit man jederzeit kontrollieren kann, für welche Leistungsübertragung die Rutschkupplung eingestellt ist.

A 1304

Mechanisierung und Elektrifizierung der Landwirtschaft in Polen¹⁾

DK 631.3

Die Frage der Mechanisierung und Elektrifizierung der Landwirtschaft wurde in Polen erst nach dem zweiten Weltkrieg akut, als sich im Ergebnis der Bodenreform eine grundlegende Wandlung in der sozialen Struktur der Landwirtschaft und des Dorfes vollzog. Durch das Abwandern eines Teiles der Landbevölkerung in die Industrie und infolge der Notwendigkeit, die landwirtschaftliche Produktion zu steigern, um die Ernährung der Bevölkerung zu sichern und das Lebensniveau der Werktätigen unablässig heben zu können, wurde die Frage der Mechanisierung der Landwirtschaft zu einem vordringlichen Problem.

Bis zum Ende des Sechsjahrplanes wird die Zahl der landwirtschaftlichen Maschinen zum Teil auf das Hundertfache steigen. Setzt man den Stand der Mechanisierung der Landwirtschaft, der im letzten Planjahr des Sechsjahrplanes erreicht sein wird, gleich 100, so beträgt der Index für die Vorkriegszeit 14 und für das Jahr 1951 78. Während im Jahre 1949 kaum 15 Prozent der gesamten Saatfläche maschinell bestellt wurden, machte dieser Prozentsatz im Jahre 1951 bereits 65 Prozent aus und wird im letzten Jahr des Sechsjahrplanes nahezu 100 Prozent erreichen.

Gleichzeitig mit der im Plan vorgesehenen Mechanisierung der Arbeitsprozesse in der Landwirtschaft Volkspolens erfolgt auch eine planmäßige Steigerung der inländischen Produktion an Landmaschinen und landwirtschaftlichen Geräten. Umgerechnet je Hektar landwirtschaftlicher Nutzfläche wird die Produktion landwirtschaftlicher Maschinen und Geräte im Jahre 1955 siebenmal größer sein als im Jahre 1939. Die Entwicklung der Staatlichen Maschinen-Traktoren-Stationen, deren Zahl gegen Ende des vergangenen Jahres rund 1325 betrug, ist von weittragender Bedeutung für die Mechanisierung der Landwirtschaft.

Eine große Rolle spielt auch das Institut für Mechanisierung und Elektrifizierung der Landwirtschaft, das die Aufgabe hat, der Landwirtschaft erstklassige mechanische Geräte zu liefern.

Es befaßt sich mit folgenden grundlegenden Problemen:

1. bezeichnet es die besten Typen landwirtschaftlicher Maschinen und Geräte sowie elektrischer Maschinen und Einrichtungen, die sich für die Arbeit in der Landwirtschaft Volkspolens besonders eignen;
2. verbessert es den Bau inländischer und tschechoslowakischer Schlepper, landwirtschaftlicher Maschinen und Geräte sowie elektrischer Motoren und Einrichtungen;
3. verbessert es die Ausnutzung der Schlepper und Geräte, der Landmaschinen und der elektrischen Einrichtungen in landwirtschaftlichen Betrieben;

4. bearbeitet es neue Projekte und konstruktive Verbesserungen.

Das Institut arbeitet mit anderen Institutionen eng zusammen. Im Ergebnis der bisherigen wissenschaftlichen Forschungsarbeit des Instituts kann laufend die Produktion neuer, in Polen bisher nicht hergestellter Typen von landwirtschaftlichen Maschinen und Geräten aufgenommen werden. Dazu gehören zum Beispiel Elevatoren für Kartoffelerntemaschinen, Düngerstreumaschinen, Getreidereiniger, fahrbare Kartoffeldämpferkolonnen, Heuwender usw. Das Institut untersucht die Möglichkeiten der Verwendung landwirtschaftlicher Maschinen und Geräte unter den verschiedenen klimatischen Bedingungen und für alle Bodenarten. Überdies werden unter Berücksichtigung der agrotechnischen Forderungen laufend Versuche durchgeführt, um die rationellste Zusammenstellung von Maschinen und Geräten herauszufinden, die im Traktorenzug arbeiten. So hat z. B. der Erfahrungsaustausch mit der tschechoslowakischen Industrie zu bedeutenden Verbesserungen an der Konstruktion des tschechoslowakischen Schleppers „Zetor 25“ geführt, der auf Anregung des Institutes zu einem Universal Schlepper „Zetor 25k“ umkonstruiert und für Anhängergeräte zur Feldbestellung, zur Pflege der Kulturen usw. verwendet wurde.

Besonders wichtig für diese Arbeiten ist die enge Zusammenarbeit mit der Sowjetunion, deren reiche Erfahrungen auf allen Gebieten des Wirtschaftslebens, also auch bei der Mechanisierung und Elektrifizierung der polnischen Landwirtschaft ausgenutzt werden.

Die Aufgaben des Sechsjahrplans im Hinblick auf die Intensivierung der Landwirtschaft werden durch eine bedeutende Verbreitung motorischer Zugkraft verwirklicht.

Es ist geplant, neben den bereits in Polen produzierten „Ursus“-Schleppern noch drei weitere Typen von Schleppern zu verwenden, in erster Linie einen schweren Raupenschlepper in der Art des sowjetischen Schleppers „Stalinez 80“ mit rund 80 PS. Er wird bereits jetzt bei einigen Arbeiten, so z. B. bei Meliorationsarbeiten, eingesetzt. Ferner ist ein mittelschwerer Raupen- oder Radschlepper von 35 bis 40 PS für das Pflügen und Kultivieren vorgesehen, als dritte Art, die die vorhandenen Typen der Raupenschlepper ergänzen soll, ein Universalradschlepper von 20 bis 25 PS mit Gummibereifung und hydraulischen Einrichtungen für die Anhängergeräte und schließlich ein zweirädriger Gartenschlepper mit Vergasermotor von 6 bis 8 PS. Unabhängig von der immer breiteren Verwendung der Dieselschlepper werden jetzt Leistungsprüfungen für einen elektrischen Traktor durchgeführt. Dieser ermöglicht es, im Vergleich zu den Schleppern mit Verbrennungsmotoren beachtliche Mengen an Treibstoff und Schmiermitteln einzusparen.

¹⁾ Aus „Wirtschaftsdienst des Polnischen Informationsbüros“ Nr. 2, 1953.