

Aus der Praxis der MTS

Seilwinde für RS 01/40 „Pionier“

Ein Gerät zur weiteren Steigerung der Mechanisierung in der Land- und Forstwirtschaft

Von Ing. H. THIERBACH und K. H. BAUMERT, Forschung und Entwicklung im VEB Traktorenwerk Schönebeck;
Chef-Konstrukteur K. H. MEYER

DK 621.863,5:631.3

Die Zugkraft eines Schleppers ist in weitem Maße von seiner Motorleistung, seinem Gewicht sowie vom Kraftschlußbeiwert zwischen Triebrädern und Boden abhängig. Der in unserer Wirtschaft z. Z. am meisten eingesetzte Schlepper ist der RS 01/40 (Pionier). Sein Gewicht liegt bei 3300 kg und seine

Schlepperindustrie eine Seilwinde entwickelt, die insbesondere am „Pionier“ Verwendung finden soll.

Ein wesentliches Ziel bei jeder Entwicklungsarbeit ist, dem Bedarfsträger ein wirklich serienreifes Erzeugnis zur Verfügung zu stellen. Da dies mit dem ersten Muster auf Anhieb kaum gelingt, wurden zunächst zwei Versuchs-Seilwinden angefertigt und nach deren Erprobung 10 Nullserien-Seilwinden an MTS und Forstwirtschaftsbetriebe zur praktischen Prüfung ausgeliefert. Erst nach dieser breiteren Erprobung in Industrie und Praxis und der Durchführung der daraus resultierenden Verbesserungen konnte die Serienfertigung anlaufen und an die Bedarfsträger ausgeliefert werden.

Im folgenden werden die Ausführung dieser Winde und die damit durchgeführten Versuche beschrieben.

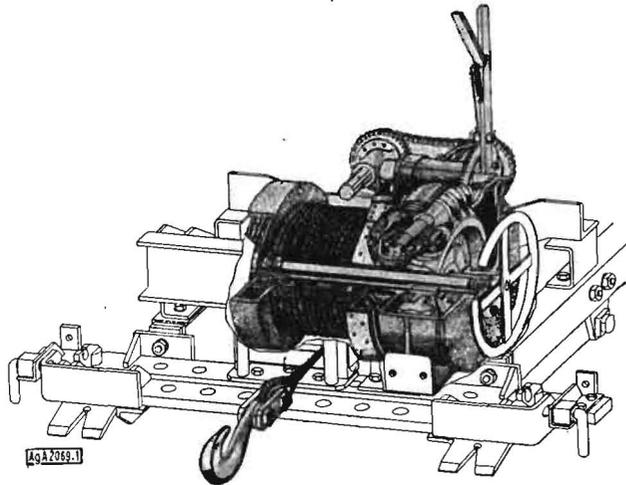


Bild 1. Seilwinde

Motorleistung beträgt 40 PS bei $n = 1500$ U/min. Die theoretisch höchste Zugkraft dieses Schleppers ergibt sich dann nach Umsetzung der einfachen Leistungsformel

$$N = \frac{P_z \cdot V}{270} \text{ [PS]}$$

im I. Gang bei voller Motordrehzahl und unter Berücksichtigung eines Gesamtwirkungsgrades von 75% zu 2130 kg.

Selbstverständlich kann diese große Zugkraft niemals auf den Boden gebracht werden, denn selbst auf einer einwandfreien Betonfahrbahn in trockenem Zustand mit einem Kraftschlußbeiwert $\mu = 0,73$ können im angeführten Falle nach der Formel $P_z = G_H \cdot \mu = 2500 \cdot 0,73$ also nur 1830 kg Zugkraft an der Anhängeschiene aufgebracht werden ($G_H = \text{zul. Hinterachsdruck}$). Es ist bekannt, daß in der Praxis fast ständig schlechtere Bodenverhältnisse bestehen, was ein Absinken des Kraftschlußbeiwertes und somit eine Verringerung der max. Zugkraft zur Folge hat. Bei Verwendung einer Seilwinde kann das Trägerfahrzeug sich zwar nicht selbst fortbewegen, jedoch wird bei entsprechender Verankerung der Einfluß des Kraftschlußbeiwertes und das Gewicht des Fahrzeuges auf die Seilkraft ausgeschaltet. Die max. Seilkraft wird dann lediglich von der Motorleistung und der Auslegung der Seilwinde bestimmt.

Die mit einer Seilwinde zu verrichtenden Arbeiten sind derart vielseitig, daß nur einige Beispiele aus der Land- und Forstwirtschaft angeführt werden sollen, wie: Abrücken von schwerbeladenen Hängern vom Acker zum Weg, vor allem bei feuchtem Boden und in der Rübenenernte, Stubbenrodung, Holzrücken und -laden usw. Darüber hinaus gibt es auch in der Bauindustrie eine Vielzahl von Anwendungsmöglichkeiten. Infolge des starken Bedarfs an Seilwinden wurde von unserer

Technische Daten

Zugkraft	bis 3,5 t ohne Umlenkrolle, bis etwa 6 t mit Umlenkrolle	} Bei voller Motor- drehzahl
Drehzahl der Antriebswelle	540 U/min, von Zapfwelle angetrieben	
Drehzahl der Seiltrommel	21,6 U/min	}
Mittlerer Seiltrommeldurchmesser	0,264 m	
Mittlere Seilgeschwindigkeit	0,3 m/s	
Übersetzungsverhältnis des Schneckengetriebes	25:1	}
Reibungskupplung	Mehrscheiben-Trocken-Kupplung	
Seilbremse	Handbremse als Außenbandbremse auf die Seiltrommel wirkend, mittels Sperr- klinke feststellbar	
Kettenantrieb	Zweifach-Rollenkette 2 x 12, 7 x 7,75 nach DIN 8180	
Gewicht	462,5 kg (ohne Seil)	

Kettenantrieb

Olinhalt im Schneckengetriebe	etwa 0,8 l Spezial-Getriebeöl (Hypoidöl)
Zugseil	B 14 x 160 DIN 655 52 m lang
Bergstütze	herunterklappbar
Seilführung	ohne hin- und hergehende Führung
Umlenkrolle	für beengte Arbeitsplätze bzw. zur Er- höhung der Seilkraft

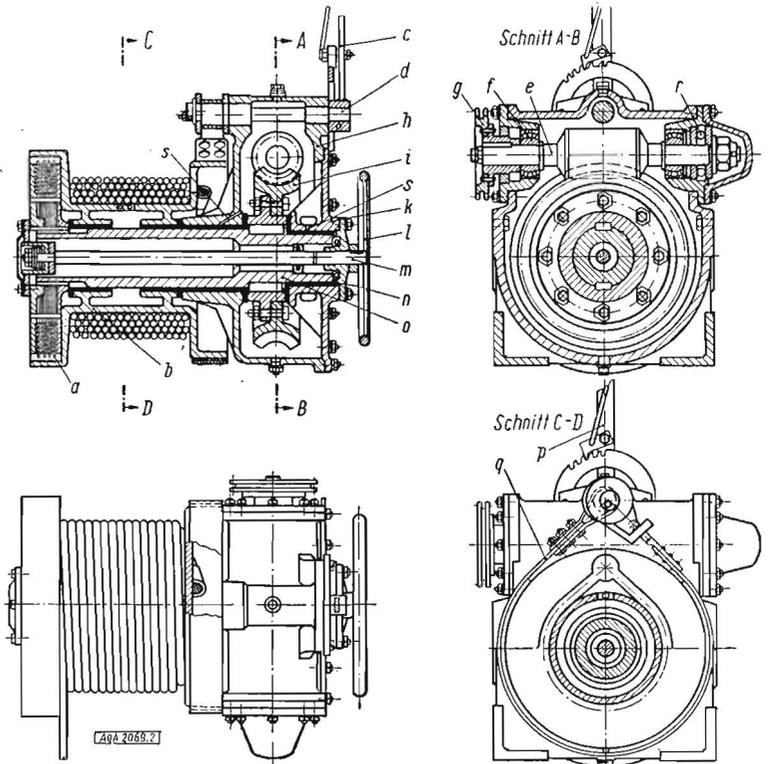


Bild 2. Konstruktion der Seilwinde

a Lamellenkupplung, b Seiltrommel, c Handhebel, d Bremswelle, e Schneckenwelle, f Pendelrollenlager, g Kettenrad, h Gehäuse, i Schneckenrad, k Deckel, l Handrad, m Zugspindel, n Gleitlagerbuchse, o Antriebswelle, p Handhebel, q Bremsband, r Scheibenrillenlager, s Schmierbohrungen

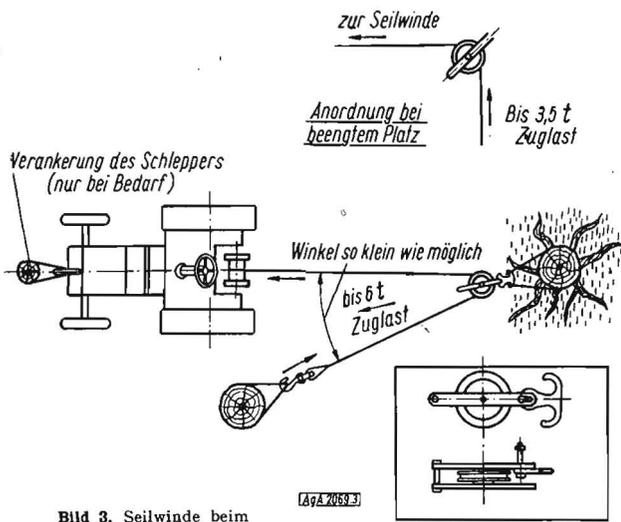


Bild 3. Seilwinde beim Stubbenroden

Baubeschreibung

Die Hauptbauteile der Seilwinde sind:

1. das Getriebegehäuse mit Schneckentrieb;
2. die Seiltrommel.

Die konstruktive Ausführung der Winde ist aus Bild 1 und 2 ersichtlich.

Der Antrieb der Seilwinde erfolgt von der hinteren Zapfwelle des Schleppers. Die Kraft fließt von der Zapfwelle über eine Zweifach-Rollenkette zum Schneckentrieb und anschließend zur Seiltrommel. Die Reibungskupplung ist als Lamellenkuppung ausgebildet, sie dient zur Unterbrechung des Kraftflusses beim Ausziehen des Seils und wird durch ein Handrad über eine Zugspindel betätigt. Um ein selbsttätiges Abrollen des Seils beim Hangaufwärtsziehen oder Heben schwerer Lasten zu verhindern, ist eine Seilbremse vorgesehen, deren Bedienung mit Hilfe eines Handhebels erfolgt. Der dem Getriebe zuliegende Führungsbund der Seiltrommel ist hierzu als Bremstrommel ausgebildet. Ein einwandfreies Aufrollen des Seils wird durch eine Rollenseilführung (s. Bild 9) erzielt. Als Zusatzgerät ist eine Umlenkrolle (Bild 3) vorgesehen, mit der eine Vergrößerung der Seilkraft erreicht werden kann, außerdem wird bei anomalen Schrägzügen durch entsprechende Anbringung des Zusatzgerätes ein mittlerer Zug erzielt. Um eine ausreichende Standfestigkeit selbst bei schwersten Zügen zu gewährleisten, ist der Schlepper mit einer Bergstütze ausgerüstet. Bei Einsatz der Seilwinde in Forstwirtschaftsbetrieben ist meist eine höhere Bodenfreiheit erforderlich. Diese wird durch Unterlegen von

Klätzen (106 mm Höhe) erreicht. Der Anbau des gesamten Aggregats erfolgt unter Benutzung des vorhandenen hinteren Hilfsrahmens und der Ackerschiene.

Erprobung

Prüfstanderprobung

Eine eingehende Dauererprobung auf dem Prüfstand soll über einige wichtige Eigenschaften wie Lebensdauer, Verschleiß

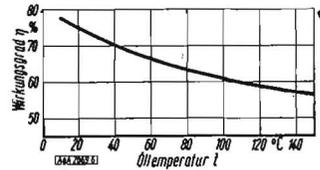


Bild 6. Diagramm 3, Wirkungsgrad in Abhängigkeit von der Öltemperatur

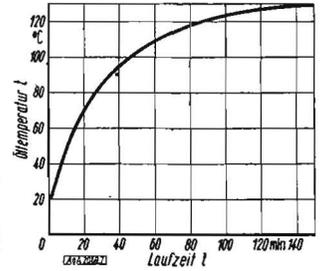


Bild 7. Diagramm 4, Temperaturanstieg in Abhängigkeit von der Laufzeit (Topschneckenrad)

und Wirkungsgrad der Bauteile Aufschluß geben. Entsprechend den Verhältnissen im Fahrzeug wurde das Aggregat von einem pendelnd aufgehängten 15-PS-Elektromotor angetrieben und mit Hilfe einer besonders angebrachten Bremsstrommel die abgegebene Leistung über einen Pronyschen Zaun gemessen. Die Öltemperatur wurde durch ein in das Getriebegehäuse eingebrachtes Quecksilberthermometer bestimmt. Über die gemessenen Leistungs- und Wirkungsgradverhältnisse sowie über die Erwärmung des Öls geben die Diagramme (Bild 4 bis 8) Auskunft. Durch die Leistungsbegrenzung des Prüfstandmotors (15 PS) konnten die Messungen nur bis zu einer Seilkraft von etwa 2000 kg durchgeführt werden, was etwa der mittleren Belastung im praktischen Einsatz entspricht.

Diagramm 1 (Bild 4) zeigt das Wirkungsgrad-Kennfeld des Schneckengetriebes. Außer den Linien konstanter Wirkungsgrade sind die Eingangsleistungen als Parameter aufgetragen. Aus diesem Diagramm ist zu erkennen, daß der Wirkungsgrad mit wachsendem Eingangsdrehmoment fällt. Die Ursache hierfür ist das progressive Ansteigen der Reibungsleistung (Verlustleistung) gegenüber der Eingangsleistung mit größer werdenden Eingangsdrehmomenten. Die Drehzahl hat dabei nur geringfügigen Einfluß auf den Wirkungsgrad.

Die Seilkraft P_s ergibt sich bei der Eingangsleistung N_E und der Zapfwelldrehzahl n_z nach Umstellung der Formel

$$\eta = \frac{N_A}{N_E} \text{ zu } P_s = \frac{N_E \cdot \eta \cdot 716,2}{r_s \cdot n_s} \quad [\text{kg}]$$

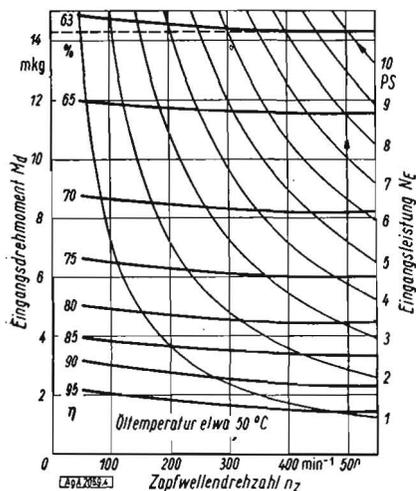


Bild 4. Diagramm 1, Wirkungsgradkennfeld (Topschneckenrad)

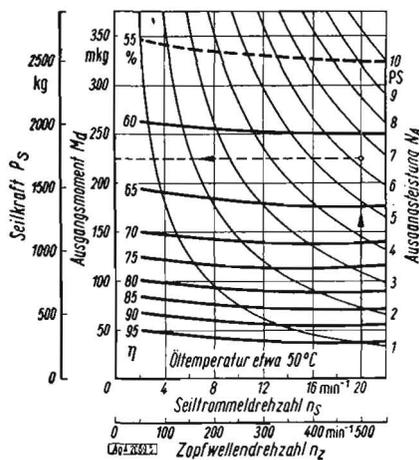


Bild 5. Diagramm 2, Wirkungsgradkennfeld (Topschneckenrad)

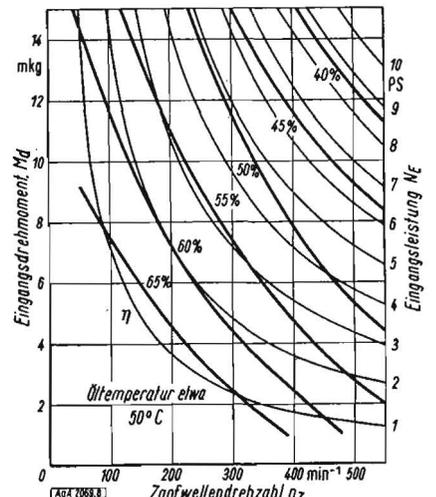


Bild 8. Diagramm 5, Wirkungsgradkennfeld (Grau- und Schneckenrad)



Bild 9. Rollenseilführung und Standsicherung durch Bergstütze

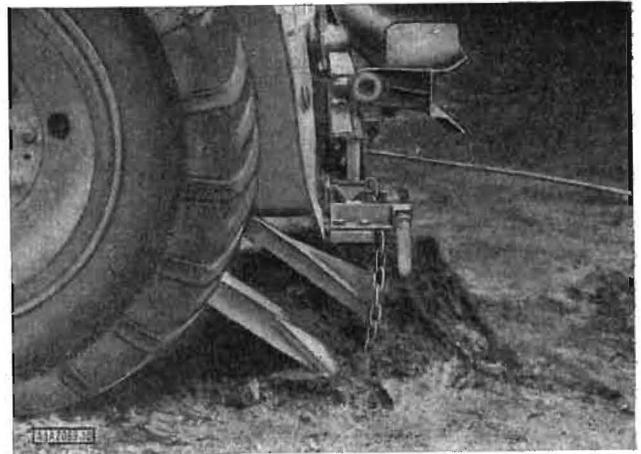


Bild 10. Standsicherung durch Bergstütze

$$N_A \text{ Ausgangsleistung [PS]} = \frac{P_s \cdot 2 r_s \cdot \pi \cdot n_s}{75 \cdot 60}$$

r_s mittlerer Seiltrommel-Halbmesser = 0,132 m

n_s Seiltrommeldrehzahl [U/min]

Beispiel:

Bei einer Eingangsleistung von $N_E = 10$ PS und einer Zapfwellendrehzahl $n_z = 500$ U/min

$$\left(n_s = \frac{500}{i} = \frac{500}{25} = 20 \text{ U/min} \right)$$

ergibt sich nach Diagramm 1 ein Wirkungsgrad von 63%. Diese Werte in obige Formel eingesetzt ergeben die Seilkraft

$$P_s = \frac{10 \cdot 0,63 \cdot 716,2}{0,132 \cdot 500/25} = 1710 \text{ kg.}$$

Das gleiche Ergebnis wird auch unter Benutzung des Diagramms 2 (Bild 5) erreicht. Man multipliziert die Eingangsleistung ($N_E = 10$ PS) mit dem dazugehörigen Wirkungsgrad ($\eta = 0,63$ aus Diagramm 1 entnommen) und erhält die Ausgangsleistung ($N_A = 6,3$ PS). Zu diesem Wert kann dann auf der Ordinate des Diagramms 2 unter Zugrundelegung der jeweils gefahrenen Drehzahl ($n_s = 500/25$ U/min) die Seilkraft ($P_s = 1710$ kg) abgelesen werden.

Der Einfluß der Öltemperatur auf den Wirkungsgrad geht aus Diagramm 3 (Bild 6) hervor. Das Fallen des Wirkungsgrades mit steigender Temperatur ist auf die geringere Schmierfähigkeit bei erhitzten Ölen zurückzuführen.

Diagramm 4 (Bild 7) stellt den Temperaturanstieg in Abhängigkeit von der Laufzeit bei konstanter Eingangsleistung dar. Aus ihm ist zu ersehen, daß die Beharrungstemperatur bei etwa 130° C liegt und nach einer Laufzeit von 140 min erreicht wird. Im praktischen Betrieb werden Temperaturen, wie in dieser Auftragung ermittelt, nicht auftreten, weil durch die gegebene Seillänge, d. h. nach 2 bis 3 min bei 50 m Seil eine Unterbrechung des Zuges erfolgen muß, womit gleichzeitig eine Abkühlung verbunden ist.

Nach den Messungen und einer 85stündigen Dauererprobung bei etwa 10 PS Eingangsleistung (Zapfwellendrehzahl $n_z = 540$ U/min), entsprechend einer Seilkraft von 1600 kg, erfolgte eine Verschleißprüfung des Schneckengetriebes. Das Tragbild sowie der Verschleiß konnten als gut bezeichnet werden. Irgendwelche Funktionsstörungen bei der Prüfstandserprobung traten nicht auf.

Im Gegensatz zu den Untersuchungen mit aus Topal bestehendem Schneckenrad (Zusammensetzung: Cu, Al, Mn, Fe) wurden Vergleichsmessungen mit einem Grauguß-Schneckenrad GG 26 durchgeführt. Die Ergebnisse dieser Untersuchung sind in Diagramm 5 (Bild 8) aufgetragen. Daraus ist zu ersehen, daß der Wirkungsgrad bedeutend ungünstigere Werte gegen-

über dem Topalrad annimmt. Das liegt darin begründet, daß die zulässige Pressung des Werkstoffs bedeutend überschritten wurde, was einen starken Verschleiß zur Folge hatte. Von der Verwendung von GG als Werkstoff für das Schneckenrad mußte deshalb abgesehen werden.

Einsatzprüfung

Die Einsatzprüfung wurde auf breiter Basis im Herstellerwerk sowie bei zehn MTS und Staatlichen Forstwirtschaftsbetrieben durchgeführt. Die Werkserprobung erstreckte sich auf Gerad- und Schrägzüge in ebenem Gelände sowie am Hang bei verschiedenen Bodenverhältnissen und unter erschwerten Einsatzbedingungen. Es wurden Belastungsspitzen bis zu 4000 kg gemessen. Selbst bei dieser Last verhinderte die Bergstütze ein Verrutschen des Schleppers (Bild 9 und 10). Die Rollenseilführung bewährte sich bei Geradzügen gut. Bei Schrägzügen mit über 10° Abweichung von der Schlepperlängsachse wickelte sich das Seil nur einseitig auf. Die Seilführung genügt dann nicht mehr den Ansprüchen. Die Ausbildung einer Seilführung, die auch den Ansprüchen großer Schrägzüge genügt, bedeutet einen hohen konstruktiven und finanziellen Aufwand. Es muß also versucht werden, den Schlepper möglichst in Zugrichtung einzufahren oder wenn dies nicht geht, muß mit der Umlenkrolle gearbeitet werden. Auch bei Zügen am Hang, z. B. bei einer Steigung von 70% mit einer Zugkraft von 3,5 t, bewährte sich die Winde. Das Seil wickelte sich dabei ordnungsgemäß auf die Trommel. Obwohl die Bergstütze die Standfestigkeit des Schleppers selbst bei schwersten Zügen sicherte, ist es aus Sicherheitsgründen erforderlich, besonders bei Zügen am Hang, den Schlepper an der Vorderachse zusätzlich zu verankern, ähnlich wie Bild 3 es zeigt.

Die Erprobung in den MTS und Staatlichen Forstwirtschaftsbetrieben erfolgte nach den für die Seilwinde üblichen Einsatzbedingungen. Die von diesen Stationen gemachten Ausführungen über noch auftretende Mängel sind bei der Serienfertigung berücksichtigt worden. In der Hauptsache wurde dabei die zu geringe Bodenfreiheit der Winde in der Forstwirtschaft kritisiert. Dieser Forderung ist bereits durch die Möglichkeit zweier verschiedener Anbauarten Rechnung getragen.

Wie die Gesamterprobung erkennen läßt, hat die Seilwinde ihre Einsatzfähigkeit bewiesen. Selbstverständlich ist diese Ausführung nicht eine für immer geltende Form. Durch den Einsatz in der Praxis und die fortschreitende Technik werden sich neuere und bessere Lösungen verschiedener Bauteile ergeben, die, sobald es vertretbar ist, in einer Neuaufgabe ihren Niederschlag finden werden.

Die Werkserprobung und die Prüfstandversuche wurden in der Versuchsabteilung der Forschungs- und Entwicklungsstelle für Traktoren im VEB Traktorenwerk Schönebeck durchgeführt.