

FORSTTECHNISCHE INFORMATIONEN

Mitteilungsblatt des

„KURATORIUM FÜR WALDARBEIT UND FORSTTECHNIK“

1 Y 2894 E

26. Jahrgang

Nr. 9

September 1974

Die Entwicklung der forsttechnischen Forschung an der Forstlichen Bundesversuchsanstalt in Wien

Dipl.-Ing. Rudolf Meyr, Wien

Die österreichische Forstliche Versuchsanstalt wurde 1874, also vor 100 Jahren, als „K. K. forstliche Versuchsleitung“ errichtet. Diese hatte zunächst ihren Sitz im Stadtgebiet von Wien und übersiedelte erst im Jahr 1887 in das bekannte Gebäude des ehemaligen Augustinerklosters in Mariabrunn im Westen von Wien. In diesem Klostergebäude war vorher die „K. K. Forstlehranstalt“, die spätere „K. K. Forstakademie Mariabrunn“ untergebracht, die nach ihrer Angliederung als forstliche Sektion der Hochschule für Bodenkultur das Gebäude 1875 verließ. Mit der Errichtung des Neugebäudes im Schönbrunner Tirolergarten übersiedelten die Direktion, die zentralen Einrichtungen und die Mehrzahl der Fachabteilungen ab 1955 dorthin. Einige Abteilungen verblieben im Mariabrunner Gebäude. Heute gliedert sich die „Forstliche Bundesversuchsanstalt“ in 9 Fachinstitute; eines davon ist das „Institut für Forsttechnik“, über dessen Entstehung und Tätigkeit im folgenden berichtet wird.



Abb. 1: Hauptgebäude der Forstlichen Bundesversuchsanstalt Wien in Schönbrunn — Tirolergarten.

Das INSTITUT FÜR FORSTTECHNIK gliedert sich derzeit in die Abteilungen Arbeitstechnik, Bringung sowie Arbeits-hygiene und -physiologie. Die einzelnen Abteilungen sind zu verschiedenen Zeiten entstanden.

Die älteste Abteilung ist die für forstliches Bringungswesen, deren Errichtung auf das Jahr 1912 zurückgeht und deren erster Leiter Josef GLATZ war, der sich zunächst mit der Planung und Trassierung, dem Bau und Betrieb von Rieswegen, einer in den Gebirgsforsten einst sehr bedeutenden Bringungsanlage, befaßte. Er führte in diesem Zusammenhang umfangreiche Geschwindigkeitsmessungen mit eigens dazu entwickelten Meßgeräten an Sommer- und Winterrieswegen durch

und konnte sich dadurch genaue Kenntnisse über die Bewegungs- und Reibungsverhältnisse des Holzes in Riesen verschaffen. In späteren Jahren befaßte sich GLATZ mit dem Abseilen von Holz in Erdgefährten und entwickelte 1940 die in einzelne Traglasten zerlegbare und für Stockverankerung konstruierte „Mariabrunner Holzabseil- und -Rückemaschine“. Eine in der Zeit zwischen 1939 und 1945 der Versuchsanstalt angegliederte „Forschungsstelle für Holzbringung“ unter Leitung von Richard CIESLAR untersuchte die Eignung verschiedener Rad- und Raupenschlepper wie RSO-Schlepper, Kettenkrad sowie der transportablen Pohlig-Pendelseilbahn für die Holzbringung.

Auf Grund der mit der leichten Abseil- und Rückemaschine gemachten Erfahrungen wurde in der ersten Nachkriegszeit mit der Konstruktion einer schwereren Doppeltrommelseilwinde mit 18 PS-Antriebsmotor, ausgebildet als kombinierte Fahr- und Schlittenwinde, begonnen. Bau, Erprobung und Einführung dieses „Mariabrunner Seilgerätes“ in den praktischen Betrieb erfolgten nach der Pensionierung von GLATZ bereits durch den Berichtersteller. Das Seilgerät, das sowohl im Bodenzug, als auch in Verbindung mit einem einfachen, selbstgebauten Kurzstreckenseilkran nach dem Kopfhochverfahren eingesetzt werden konnte, diente vor allem der Entwicklung von Arbeitsverfahren bei der einfachen Seilrückung, aber auch als Mustergerät für die Konstruktion brauchbarer Forstseilwinden, an denen es zu dieser Zeit noch sehr mangelte. Fast 14 000 Fm Holz wurden in 35 Einsätzen mit diesem Seilgerät gebracht.

In der weiteren Folge beschäftigte sich die Abteilung mit den Fragen des zweckmäßigsten Einsatzes von Langstreckenseilkranen, die besonders in den Fünfzigerjahren von hervorragender Bedeutung für die Holzbringung in den Gebirgsforsten waren, zumal die Forstaufschließung durch Lkw-Straßen zu dieser Zeit oft noch sehr lückenhaft war. Neben der aus

INHALT:

MEYR, R.:

Die Entwicklung der forsttechnischen Forschung an der Forstlichen Bundesversuchsanstalt in Wien

Bedeutung maschinentechnischer Daten

2. KROHN B.:

Getriebe – Drehmomentwandler

LUNZMANN, K.:

Diaprojektion, Vorlagen und Vorführbedingungen



Abb. 2. In Traglasten zerlegbare „Mariabrunner Holzabseil- und -rückmaschine“ mit 6 PS-Motor, für Stockerankerung, in Arbeitsstellung.

der Schweiz stammenden, in technischer Hinsicht schon sehr ausgereiften Seilkran-Konstruktion von WYSSEN, erschienen auch mehrere österreichische Erzeugnisse in rascher Folge auf dem Markt. Es galt zunächst, die technische Eignung der verschiedenen Neukonstruktionen in praktischen Einsätzen zu prüfen. Noch wichtiger war aber die Entwicklung geeigneter Trassierungs-, Berechnungs-, Montage- und Betriebsverfahren, zumal durch die vollkommen anders geartete Konzeption der Seilkräne die von den Seilbahnen her bekannten Methoden kaum anwendbar waren. Vor allem mußten auch vollkommen neue Tragseilstützen und -ankerformen gefunden und erprobt sowie Schnellmontageverfahren entwickelt werden. Schließlich war es auch notwendig, den erforderlichen Zeit-, Material- und Kostenaufwand für den Auf- und Abbau sowie den Betrieb der Seilkräne unter den verschiedensten Einsatzbedingungen auf Grund praktischer Bringungsarbeiten zu ermitteln. Auf all diesen Gebieten fand eine sehr enge Zusammenarbeit mit Ernst PESTAL von der Hochschule für Bodenkultur statt. Mit den der Versuchsanstalt damals zur Verfügung gestellten Seilkränen mehrerer Fabrikate wurde in einem Zeitraum von etwa 10 Jahren auf 42 Trassen verschiedenster Länge und Schwierigkeitsgrade mehr als 45 000 Fm Holz gebracht.

Die im Rahmen dieser Seilbringungseinsätze gemachten wertvollen und vielfältigen praktischen Erfahrungen befähigten die Abteilung, im Jahr 1959 mit der Abhaltung von Seilbringungskursen zu beginnen. Bis 1963 wurden an den Forstlichen Ausbildungsstätten des Bundes, der Länder und der Landwirtschaftskammern in 22 Kursen insgesamt 325 Forstarbeiter mit den Grundlagen des Seilkranwesens in Theorie und vor allem in der Praxis sowie mit der praktischen Unfallverhütung bei Seilbringungsarbeiten vertraut gemacht. Weiter fanden 8 Planungskurse für Forstingenieure und Förster mit 177 Teilnehmern sowie durch mehrere Jahre hindurch dreitägige informative Seilbringungskurse an den drei ehemaligen Bundesförsterschulen statt. Den Abschluß der Kurstätigkeit der Abteilung Bringungswesen bildete ein 10-tägiger spezieller Seilbahnbaukurs für die höheren Offiziere der Pioniertruppe

des Österreichischen Bundesheeres. Ab 1963 wurde die routinemäßige Abhaltung von Seilrankursen, weil nicht direkt zum Aufgabenbereich der Versuchsanstalt gehörend, an die Forstlichen Ausbildungsstätten Ossiach und Ort abgegeben, die sich auch heute noch weitgehend an das seinerzeit von der Abteilung erstellte Kurskonzept halten.

Neben dieser intensiven Tätigkeit auf dem Gebiet der Seilbringung beschäftigte sich die Abteilung zunehmend auch mit der Schlepperrückung sowie überhaupt mit Fragen der Mechanisierung der Holzernte. Die Entwicklungstendenz von Maschinen und Geräten und den dazugehörigen Arbeitsverfahren wurden laufend verfolgt und der jeweilige Stand durch aktuelle Kurzveröffentlichungen in der Fachpresse der forstlichen Praxis bekanntgemacht. Dem gleichen Zweck dienten auch Maschinen- und Gerätevorführungen, die von Zeit zu Zeit in Zusammenarbeit mit Forstbetrieben, den Forstlichen Ausbildungsstätten, dem Fachausschuß für Waldarbeit des Österreichischen Forstvereins und den Maschinenherstellern bzw. ihren Vertreterfirmen organisiert und mit bestem Erfolg an verschiedenen Orten Österreichs abgehalten wurden (z. B.: Holzernte im Mittel- und Kleinbetrieb; Durchforstung — Industrieholzbereitstellung; Schwachholzurückung im Flachland und am Hang). Fragebogenaktionen ermöglichten Aussagen über den Mechanisierungsgrad der österreichischen Forstbetriebe. Datenerhebungen über Knickschlepper und Rückewagen bei Forstbetrieben gaben einen Überblick über erzielte Leistungen und Kosten sowie über die Nutzungsdauer dieser Geräte und ihrer Zubehörteile.

Obwohl die Errichtung einer Abteilung für forstliche Arbeitslehre an der Versuchsanstalt schon im Juli 1946 von Hans PUZYR und in den darauffolgenden Jahren immer wieder vom „Fachausschuß für Fragen der Waldarbeit“ (Heinrich SCHÖN-WIESE, Alfred HILSCHER, Hubert DURR) des Österreichischen Forstvereins sehr nachdrücklich gefördert wurde, konnte diese erst im Dezember 1953 erfolgen. Die Abteilung Arbeitstechnik stand zunächst unter der Leitung von DURR in Zusammenarbeit mit Walter HEDENIGG; heute ist Erich HAUSKA Abteilungsleiter.

Nachdem arbeitsphysiologische Fragen zunächst noch im Rahmen der Abteilung Arbeitstechnik behandelt wurden, kam es im Februar 1959 im Zuge einer anstaltsinternen Neuorganisation zur definitiven Errichtung der Abteilung Arbeitshygiene und -physiologie, deren Leitung Josef WENCL übernahm. Damit wurde der immensen Bedeutung, die der Ergonomie heute bei der Forstarbeit zukommt, Rechnung getragen.

Aus der vielfältigen Tätigkeit der beiden Abteilungen in den vergangenen Jahren sollen nur einige wesentliche Untersuchungen erwähnt werden:

Die im Jahre 1958 mit Unterstützung der IUFRO-Sektion 32 (Obmann Ulf SUNDBERG) an der Bundesförsterschule Ort bei Gmunden und in benachbarten Revieren durchgeführte „Internationale arbeitstechnische und arbeitsphysiologische Untersuchung über die Nadelholzuschlägerung in Einmannarbeit mit Handwerkzeugen in der Ebene und am Steilhang“ ist eigentlich als Beginn arbeitsphysiologischer Forschungsarbeiten in Österreichs Forstwirtschaft zu werten. Forstliche Arbeitswissenschaftler und -physiologen aus der Bundesrepublik Deutschland, Schweden und Österreich arbeiteten hier zusammen, um jeweils am gleichen Arbeitsort und unter den gleichen Arbeitsbedingungen verschiedene Arbeitsverfahren und Werkzeugausrüstungen und die dabei erzielten Leistungen und ergonomischen Belastungen an Waldarbeitern aus den drei Ländern vergleichend zu studieren. Die Ergebnisse dieser erstmaligen internationalen Untersuchung fand in Fachkreisen sehr großes Interesse und bildeten lange Zeit hindurch Diskussionsgrundlage bei ähnlichen Veranstaltungen.

Durch Untersuchungen des Hygieneinstitutes der Universität Wien unter ihrem damaligen Vorstand, Hans MORITSCH, wurde festgestellt, daß verschiedene Personengruppen, die berufsmäßig oder als Erholungssuchende bestimmte Waldgebiete betreten, von der durch Zecken übertragenen Viruskrankheit „Frühsummer-Meningo-Encephalitis“ (FSME) stärker befallen werden als die übrige Bevölkerung. Zu dem gefährdeten Personenkreis zählen naturgemäß auch das Forstpersonal und besonders die Forstarbeiter. Gemeinsam mit dem Hygieneinstitut erfolgten daher im Jahre 1962 und im darauffolgenden Jahr ein zweites Mal an je rund 1300 Forstarbeitern im östlichen Österreich Blutabnahmen. Das Blut wurde im Hygieneinstitut serologisch untersucht und man konnte dadurch diejenigen Personen ausfindig machen, die durch einen virustragenden Zecken infiziert worden sind und als Folge davon Abwehrstoffe im Blut gebildet haben, gleichgültig ob sie nach der Infektion erkrankt sind oder nicht. Dies war für die Entwicklung von Impfstoffen gegen die Zeckenkrankheit von großer Bedeutung. Auf Grund der Ergebnisse der Blutuntersuchung konnte auch eine erste Karte über das Auftreten und die Verbreitung der auch als „Zeckenkrankheit“ bekannten FSME in den östlichen Bundesländern angefertigt werden.



Abb. 3: Lärmmessung an der „Luftflügelbremse“ einer Antriebsseilwinde eines Langstreckenseilkranes während der Talfahrt einer Holzlast.

Im Zuge der Mechanisierung der Forstarbeiten kamen Maschinen zum Einsatz, die sich als bedeutende Lärmereger erwiesen. Als Folge davon ist es auch bereits verschiedentlich zu gesundheitlichen Schädigungen wie Lärmschwerhörigkeit, Störungen am vegetativen Nervensystem und dergleichen beim Bedienungspersonal solcher Maschinen gekommen. In der Forstwirtschaft gehören unter anderen auch die Antriebsseilwinden von Langstreckenseilkränen zu den am meisten lärmerezeugenden Maschinen. Im Rahmen einer Untersuchung wurden bei eingeschalteter „Luftflügelbremse“ von Seilkrane-Seilwinden Spitzenwerte bis zu 130 dB festgestellt!

Die Durchführung des vom Bundesministerium für Land- und Forstwirtschaft über Antrag der Sozialpartner erteilten Arbeitsauftrages zur Erstellung einer „Richtwerttafel für die Nadelholzschlägerung mit der Motorsäge“ stellte die bisher umfangreichste Forschungsarbeit dar. Die Großuntersuchung, die sich über das gesamte Bundesgebiet erstreckte, war notwendig geworden, weil durch die ab etwa 1960 erfolgte starke Zunahme der Motorsägenverwendung bei den Schlägerungsarbeiten die bisher benützten Verakkordierungsgrundlagen den geänderten Arbeitsverhältnissen nicht mehr entsprachen. Dazu gehörte auch die von HILSCHER und Mitarbeitern 1953 herausgebrachte „Normalleistungstafel für die Waldarbeit in Österreich“, die sich ausschließlich auf die Nadelholzschlägerung unter Verwendung von Handwerkzeugen bezog. Mit den Vorbereitungsarbeiten zur Richtwerttafelherstellung wurde 1964 begonnen, die erforderlichen Zeitstudien und

sonstigen Außenaufnahmen fanden in der Zeit zwischen 1965 und 1967 statt. Ein Richtwerttafelentwurf wurde 1968 den Sozialpartnern vorgelegt und von diesen im darauffolgenden Jahr angenommen. Die Richtwerttafel trat schließlich mit 1. Jänner 1970 in Kraft.



Abb. 4: Ergonomisch-arbeitstechnische Untersuchungen bei der Nadelholzschlägerung in Einmannarbeit mit Motorsäge. Die Arbeitsbelastung — hier beim Fällschnitt — wird mittels telemetrischer Pulsfrequenzmessung festgestellt und vom Schreiber registriert.

Zeitstudien in Verbindung mit ergonomischen Messungen ermöglichen neben der Ermittlung der Arbeitsleistung auch die Feststellung der Belastung des Arbeiters bei der Arbeitsdurchführung unter den verschiedenen Arbeitsbedingungen. Zur Feststellung der Arbeitsbelastung wird heute immer mehr der Pulsfrequenzmessung der Vorzug gegeben. Die praktische Durchführung der Pulsfrequenzmessung erfolgt zunehmend auf drahtlosem Weg — zum Beispiel mit dem in Österreich erzeugten „Pulstelemeter“ mit angeschlossenem Schreiber zur Aufzeichnung der aufgenommenen Werte — ohne Beeinträchtigung des beobachteten Arbeiters und des Arbeitsablaufes. Solche Untersuchungen wurden bereits bei verschiedenen Forstarbeiten durchgeführt, unter anderem auch an Motorsägenführern und Knickschlepperfahrern. Eine größere ergonomisch-arbeitstechnische Untersuchungsreihe, die im Raum Gmunden zur Durchführung kam und sich auf 4 Versuchsarbeiter und 69 Tagesstudien erstreckte, befaßte sich mit der Feststellung der Arbeitsbelastung bei Anwendung eines neu gestalteten Arbeitsverfahrens bei der Nadelholzschlägerung (ohne Waldentrindung) in Einmannarbeit, wobei der Anteil der Motorsägenzeit an der gesamten reinen Arbeitszeit bereits mehr als 50% ausmachte und sich damit bereits der Grenze der zumutbaren Belastbarkeit des Arbeiters näherte. Derartige Studien sind von großer Bedeutung als Grundlage für die Arbeitsgestaltung und im besonderen auch zur Festlegung des erforderlichen Erholzeitzuschlages, um die Gesundheit und Nachhaltigkeit der menschlichen Arbeitskraft zu erhalten.



Abb. 5: Zeitstudien bei der Holzrückung mit mobilem Kurzstreckenseilkrane „URUS“ in einem Kärntner Forstbetrieb.

Arbeits- und Zeitstudien gestatten aber auch die Durchleuchtung und Analyse von Arbeitsabläufen und die Feststellung der Leistung und Auslastung von Maschinen und Personal. Letzteres ist besonders bei Verwendung teurer Maschinen von Bedeutung, da sich unproduktive Zeiten (z. B. Wartezeiten) im Rahmen eines Arbeitsablaufes auf die Höhe

der Betriebsstundenkosten und damit wieder auf die Arbeitskosten je Einheit sofort spürbar auswirken. Dahingehende Untersuchungen betrafen die Holzrückung mit Knickschleppern, unabhängig von oder in Verbindung mit der Schlägerung und Aufarbeitung des Holzes, sowie die Holzrückung mit mobilen Kippmast-Kurzstreckenseilkranen.

Bedeutung maschinentechnischer Daten

2. Getriebe – Drehmomentwandler

Dipl.-Ing. B. Krohn, KWF, Buchschlag

1.0 Allgemeines

Getriebe dienen der Verfügbarmachung der Leistung, insbesondere der Maximalleistung, möglichst für jeden Fahrgeschwindigkeitsbereich. Dies bedeutet, das Motorkennfeld wird so erweitert, daß es dem benötigten Zugkraftfeld der Maschine entspricht.

Das Motorkennfeld ist der Bereich unter der Drehmomentenkennlinie des Motors. In diesem Feld kann jeder Betriebspunkt (festgelegt durch ein bestimmtes Moment und eine bestimmte Drehzahl) durch die Stellung der Drosselklappe beim Otto-Motor (Quantitätsregelung — Änderung der Kraftstoff-Luft-Gemischmenge) oder Einstellung der Einspritzpumpe beim Dieselmotor (Qualitätsregelung — Änderung der Kraftstoffmenge) eingestellt werden.

Das benötigte Zugkraftfeld ist der Bereich unter der Zugkrafthyperbel (theoretischer Kraft — bzw. Momentenverlauf bei konstanter Leistung). Aus konstruktiven Gründen wird es begrenzt bei einem bestimmten Maximalmoment (höhere Kräfte sind nicht sinnvoll, da sie den Kraftschluß Reifen — Fahrbahn übersteigen) und einer maximalen Ausgangsdrehzahl (wegen Begrenzung der Fahrgeschwindigkeit nach StVZO bei Schleppern).

2.0 Grundlagen

Zwei Zahnräder, deren Zähne miteinander kämmen und an denen ein Drehmoment angreift, lassen sich gedanklich auf zwei Hebel zurückführen, die sich in einem Punkt berühren. Wird angenommen, der Hebel 2 sei doppelt so lang wie der Hebel 1, so ergibt sich mit dem Momentensatz und dem Grundsatz der Statik — jede angreifende Kraft ruft eine gleich große Gegenkraft hervor —, daß das Abtriebsmoment M_2 doppelt so groß wird wie das Antriebsmoment M_1 (Gleichung siehe Abb. 1). Allgemein bedeutet dies, daß das Abtriebsmoment um ein bestimmtes Verhältnis — das Übersetzungsverhältnis i — größer ist als das Antriebsmoment:

Es gilt also

$$i = l_2 / l_1$$

und da wegen der Voraussetzung gleicher Zahnform bei miteinander kämmenden Rädern die Zähnezahl dem Hebelarm proportional ist

$$i = \frac{\text{Zähnezahl des Rades 2}}{\text{Zähnezahl des Rades 1}} = Z_2 / Z_1$$

und (vgl. Gleichung Abb. 1)

$$i = M_2 / M_1$$

Die Leistung bleibt konstant, d. h.

$$P_1 = P_2 = P$$

Daraus ergibt sich mit der Leistungsgleichung

$$P = M_1 n_1 = M_2 n_2$$

und nach der Umformung

$$M_1 = P / n_1 ; M_2 = P / n_2$$

die Beziehung

$$i = M_2 / M_1 = n_1 / n_2,$$

das bedeutet, je größer das Übersetzungsverhältnis i ist, desto größer wird das Abtriebsmoment und desto kleiner die Abtriebsdrehzahl.

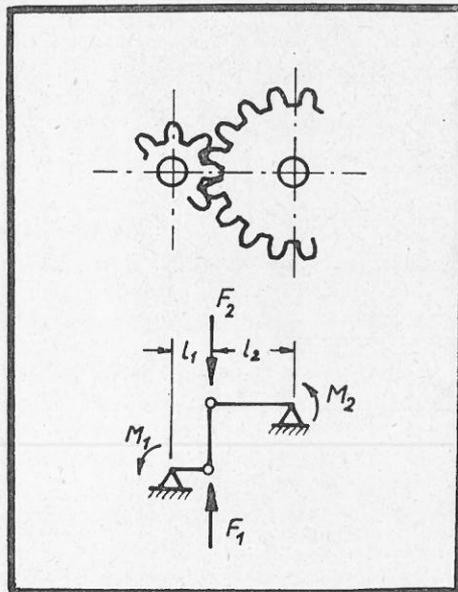


Abb. 1: Kräfte und Momente an einem Zahnradpaar

$$\text{Momentensatz} \\ M_1 = F_1 \cdot l_1 \quad (1)$$

$$\text{umgeformt} \\ F_1 = M_1 / l_1 \quad (2)$$

$$\text{Reaktionsgesetz} \\ F_2 = F_1 \quad (3)$$

$$\text{Momentensatz} \\ M_2 = F_2 \cdot l_2 \quad (4)$$

$$(3) \text{ eingesetzt} \\ M_2 = F_1 \cdot l_2 \quad (5)$$

$$(2) \text{ eingesetzt} \\ M_2 = M_1 \cdot l_2 / l_1 \quad (6)$$

$$\text{Übersetzungsverhältnis} \\ i = l_2 / l_1 \quad (7)$$

$$(7) \text{ in (6) eingesetzt} \\ M_2 = M_1 \cdot i$$

3.0 Vorteile und Nachteile des Stufengetriebes

Die wesentlichsten Konstruktionsforderungen an ein Getriebe sind

- > angepaßte Standzeit an die Schlepperlaufzeit
- > Geräuscharmheit
- > einfache Bedienung
- > hoher Wirkungsgrad
- > geringes Bauvolumen und Gewicht
- > angemessener Preis (je nach Schlepperklasse).

Von diesen Forderungen erfüllt das Stufengetriebe nur eine voll: Die Zahnradübertragung hat heute den besten Getriebe-wirkungsgrad.

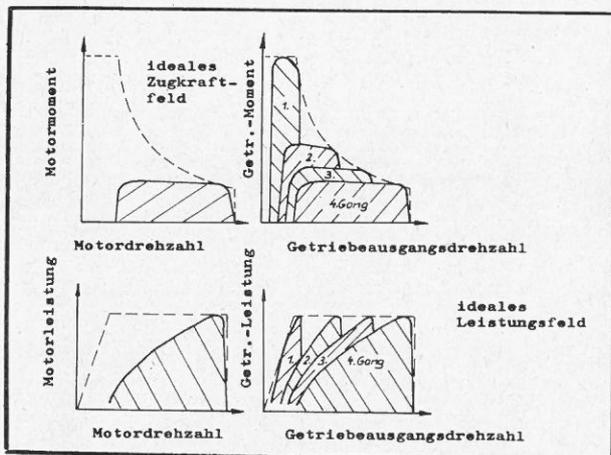


Abb. 2: Wandlung eines Motorkennfeldes durch ein Vierganggetriebe in der Momenten- und Leistungsdarstellung (aus Mitschke: Dynamik der Fahrzeuge).

Die Nachteile dieser Getriebeart lassen sich gut anhand von Abb. 2, die die Wandlung des Motorkennfeldes durch ein Vierganggetriebe in der Momenten- und Leistungsdarstellung zeigt, erläutern:

- > Das Motor-Getriebe-Kennfeld reicht nicht bis zur Getriebeausgangsdrehzahl Null, eine Anfahrkupplung ist erforderlich.
- > Die Lücken des Kennfeldes des Vierganggetriebes gegenüber dem idealen Zugkraft- und Leistungsfeld sind sehr groß, für einen Schlepper sind daher acht bis zwölf Gänge erforderlich.
- > Das Übersetzungsverhältnis eines Zahnradpaares ist begrenzt (das kleine Zahnrad soll nicht weniger als 20 Zähne haben, damit die Überdeckung — Anzahl der gegenseitig ständig im Eingriff befindlichen Zähne — ausreichend ist, die Zähnezahl des großen Rades wird durch die Abmessung des Getriebes beschränkt). Es müssen Teilgetriebe, Wechsel- und Gruppengetriebe, hintereinander angeordnet werden.
- > Der Übergang von einem Gang auf den anderen erfordert eine Trennkupplung zur Unterbrechung des Kraftflusses und die Betätigung einer Schalteinrichtung, was beim Übergang von einer Gruppe auf die andere die Bedienung der Kupplung und zweier Schalthebel erfordert (ergonomischer Faktor bei häufigem Schalten).

4.0 Schaltungsart

Mit den Möglichkeiten, die Schaltbetätigung zu vereinfachen und die Kraftflußunterbrechung zeitlich gering zu halten oder ganz zu vermeiden, setzen sich die Getriebehersteller seit Jahren auseinander. Es wurden folgende Funktionsprinzipien entwickelt:

4.1 Schubzahnräder

Einem auf einer Welle fest angeordnetem Zahnrad sitzt ein auf einer Profilwelle axial bewegliches Schieberad gegenüber. Beim Schalten werden die Verzahnungen ineinandergeschoben. Um den Vorgang zu erleichtern, sind die Zahnflanken an den Stirnflächen abgechrägt.

4.2 Schaltmuffen (Klauenschaltung)

Bei diesen Getrieben sind alle Zahnradpaare ständig im Eingriff, die Räder auf der Hauptwelle laufen jedoch lose. Beim Schalten wird nun mit einer Klauenkupplung eine formschlüssige Verbindung zwischen Zahnrad und Welle hergestellt (Prinzipskizze siehe Abb. 3).

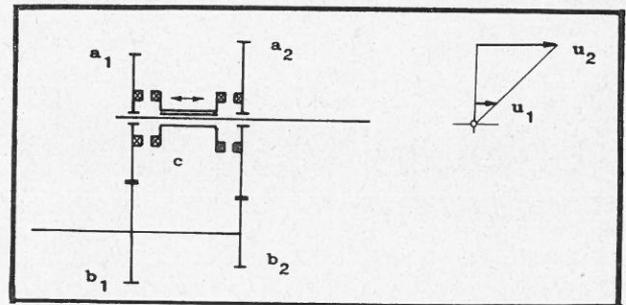


Abb. 3: Prinzipbild der Schaltmuffenschaltung mit Darstellung der Umfangsgeschwindigkeitsrelation zwischen Zahnkranz und Schaltklauen.

- a = loses Rad
- b = festes Rad
- c = Klauenkupplung
- u_1 = Umfangsgeschwindigkeit im Radius der Klauen
- u_2 = Umfangsgeschwindigkeit im Radius der Zähne

Diese Schaltung mittels einer Kupplung, die bei Getrieben meist als Schaltmuffe (Muffe mit Innenverzahnung, die eine formschlüssige Verbindung zweier Teile mit Außenverzahnung dadurch erreicht, daß sie beide überdeckt) ausgebildet ist, nimmt die Belastungen durch den Schaltvorgang von den empfindlichen Zahnflanken der Räder und erleichtert darüberhinaus das Schalten dadurch, daß

- die Anzahl der Kupplungszähne geringer ist als die des Zahnrades und
- die Zähne der Schaltmuffe in einem Bereich geringerer Umfangsgeschwindigkeit liegen (siehe auch Abb. 3).

4.3 Synchronschaltung

Die oben angeführten Schaltungsarten erfordern im Prinzip für jeden Schaltvorgang den Stillstand der Maschine, wenn man einmal von der Möglichkeit absieht, mit Hilfe des „Zwischengases“ gleiche Umfangsgeschwindigkeiten zwischen den Zahnradern bzw. zwischen der Schaltmuffe und dem Zahnrad zu erreichen.

Das Schalten während der Fahrt macht erst das synchronisierte Getriebe möglich. Das System dieser Schaltung beruht darauf, daß beim Bewegen der Schaltmuffe auf das Zahnrad zu zwischen beiden Teilen (Muffe und Zahnrad) Reibung erzeugt wird. Die Reibkraft sorgt für einen Ausgleich der Relativbewegungen, d. h. läuft das Zahnrad langsamer als die Muffe, so wird es beschleunigt, bzw. läuft es schneller, wird es verzögert, bis beide Teile gleich schnell drehen und die Verzahnungen stoßfrei ineinander geschoben werden können.

Bei der Sperrsynchrisation läßt ein Synchronring erst dann den Eingriff der Schaltmuffe zu, wenn die Drehzahldifferenz zwischen beiden Teilen ausgeglichen ist. Abb. 4 zeigt das Prinzip dieser Synchronschaltung. Der Synchronkörper 2 ist mit der Welle 1 durch ein Vielkeilprofil formschlüssig verbunden,

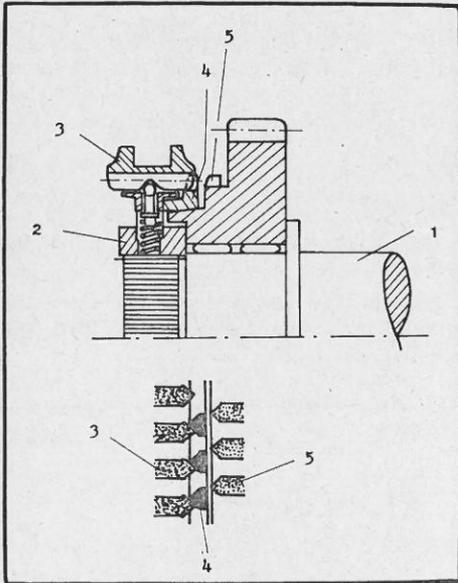


Abb. 4: Synchronschaltung

- 1 Hauptwelle
- 2 Synchronkörper
- 3 Schaltmuffe
- 4 Synchronring
- 5 Kupplungskörper

während das Zahnrad auf Nadellagern lose auf der Welle läuft. Die Schaltmuffe 3 greift mit ihrer Innenverzahnung in die Außenverzahnung des Synchronkörpers (dies ist im Schnittbild Abb. 4 nicht zu sehen!). Wird die Schaltmuffe auf das Zahnrad hin bewegt, erzeugt sie über den federnd gelagerten Bolzen und eine Hülse eine Kraft, die den Synchronring 4 auf die konische Fläche des Kupplungskörpers 5 drückt. Die zwischen den Teilen 4 und 5 entstehende Reibkraft verzögert oder beschleunigt das Zahnrad und verhindert gleichzeitig durch die angeschrägten Flächen an Muffe und Synchronring ein Verschieben des Schaltmuffenkörpers (siehe Prinzipskizze in Abb. 4). Haben Schaltmuffe und Zahnrad die gleiche Geschwindigkeit, so wird die Reibkraft Null, der Synchronring läßt sich von der Muffe verschieben und gibt den Weg zum Einrasten frei.

4.4 Lastschaltgetriebe (Power-Shift-Getriebe)

Zwar läßt sich mit dem synchronisierten Getriebe in vielen Fällen ohne Geschwindigkeitsverminderung schalten, da die Trägheit der Fahrzeugmasse genügt, um die Geschwindigkeit annähernd konstant zu halten. Müssen aber hohe Zugkräfte aufgebracht werden, dann ist die Unterbrechung des Kraftflusses (Trennung des Motors vom Getriebe durch die Kupplung) nicht mehr vertretbar. Getriebe, die eine Schaltung ohne Kraftflußunterbrechung ermöglichen, nennt man Lastschaltgetriebe (unter Last schaltbar). Im Aufbau unterscheidet man zwei Prinzipien

- > Zahnradkombinationen, die paarweise von Lamellenkupplungen geschaltet werden
- > Umlaufgetriebe („Planetengetriebe“).

Beide Arten von Lastschaltgetrieben sind in den Abb. 5 und 6 vereinfacht dargestellt.

Die Methode, zwei Lamellenkupplungen gleichzeitig zu schalten (Reibkupplungen können stufenlos mehr oder weniger Last aufnehmen und durch die Relativbewegung der Reibscheiben zueinander werden die Drehzahldifferenzen ausgeglichen), wird meist für teillastschaltbare Getriebe angewendet (Lastschaltgruppe).

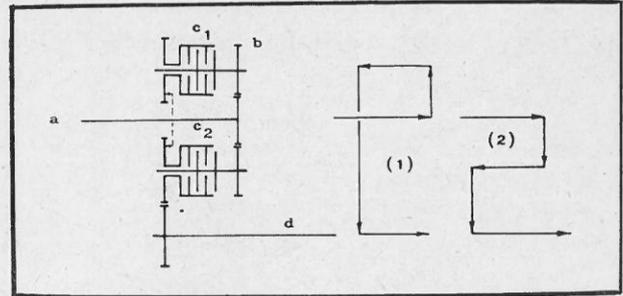


Abb. 5: Prinzipbild eines Lastschaltgetriebes mit Kraftflußdarstellung.

- a = Getriebeeingang
- b = Zahnrad
- c = Lamellenkupplung
- d = Getriebeausgang
- Zahnräder sind miteinander im Eingriff
- (1) Kraftflußdarstellung bei eingerückter Lamellenkupplung c_1 und ausgerückter Kupplung c_2
- (2) Kraftflußdarstellung, c_1 ausgerückt, c_2 eingerückt

Abb. 5 zeigt die lastschaltbare Vorwärts - Rückwärts - Gruppe einer Baumaschine (bei vielen Baumaschinen ist eine schnelle Fahrtrichtungsumkehr besonders wichtig). Beim Schalten wird jeweils eine Lamellenkupplung aus- und eine eingerückt. Die beiden dabei erreichten Kraftflüsse im Getriebe sind in Abb. 5 ebenfalls zu ersehen, man muß sie sich jedoch auf das Getriebeschema projiziert denken. Ordnet man an der Stelle, bei der die gestrichelte Verbindungslinie anzeigt, daß beide Zahnräder miteinander kämmen, ein Zwischenrad an, so kommt es beim Schalten zu keiner Drehrichtungsumkehr. Das bedeutet, dieses Prinzip des Getriebeaufbaues läßt sich auch für das Schalten von Gängen gleicher Bewegungsrichtung verwenden.

Dagegen bietet die Verwendung von Umlaufgetrieben folgende Vorteile:

- > kompaktes Bauvolumen
- > zentrale Bauweise (An- und Abtriebswelle in gleicher Ebene)
- > große Variationsbreite der Schaltungen mittels Kupplungen und Bremsen.

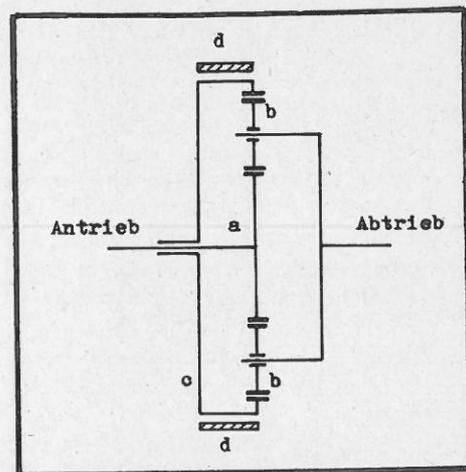


Abb. 6: Prinzipbild eines Umlaufgetriebes

- a = Sonnenrad
- b = Planetenrad
- c = Hohlräder
- d = Bremsbacken

Abb. 6 zeigt den Aufbau eines Umlaufgetriebes. Solange das Hohlräder nicht gebremst wird, herrscht „Leerlauf“. Halten die Bremsbacken jedoch das Hohlräder fest, so wälzen sich die Planetenräder auf dem antreibenden Sonnenrad ab.

Ergänzt man das gezeigte Getriebe durch Lamellenkupplungen, erhält man mehrere Schaltvariationen:

- > 1. Gang: wie oben beschrieben
- > 2. Gang: Antrieb über das Hohlrad bei festgebremsten Sonnenrad
- > 3. Gang: Hohlrad und Planetenradträger sind starr verbunden; direkter Durchtrieb
- > Rückwärtsgang: Planetenradträger festgebremst, Antrieb über das Sonnenrad und Abtrieb über das Hohlrad.

4.5 Stufenlos mechanische Getriebe

Die meisten bekannten stufenlosen mechanischen Antriebe (hier entfällt also der Schaltvorgang), wie z. B. das Reibradgetriebe, sind wegen des im Betrieb auftretenden Schlupfes und des damit verbundenen Verschleißes (geringe Lebensdauer) für Schleppergetriebe ungeeignet. Einzig der Reimers-Kettenwandler fand hier Anwendung. Er ist jedoch sehr teuer und hat relativ große Bauabmessungen.

Das Getriebe arbeitet mit einer endlosen Gliederkette, deren Querschnitt einem Keilriemen ähnlich ist. Die Kette läuft in zwei durch Stellmotoren in ihrer Weite gleichzeitig veränderlichen Keilscheiben, mit denen sie eine formschlüssige Verbindung eingeht, d. h. Verzahnungen an den Kettenflanken greifen in ein entsprechendes Profil der Scheiben. Hier tritt also im Gegensatz zu Keilriemengetrieben, die nach dem gleichen Prinzip aber mit Reibschluß arbeiten, kein Schlupf auf.

Die stufenlosen Getriebe, die für den Fahrzeugbau und insbesondere für den Schlepper von Bedeutung sind, sind Flüssigkeitsgetriebe, auf die gesondert eingegangen werden wird.

5.0 Folgerungen

Das mechanische Getriebe hat einen sehr hohen Wirkungsgrad, im Zugkraftfeld entstehen jedoch Lücken. Das bedeutet:

- > beste Leistungsausnutzung bei fixen Drehzahlen (praktisches Beispiel: feste Zapfwelldrehzahl)
- > keine konstant hohe Zugleistung in einem breiteren Drehzahlbereich (insbesondere bei niedrigen Fahrgeschwindigkeiten macht sich dies nachteilig bemerkbar).

Das Übersetzungsverhältnis ist ein Maß für die Verringerung der Drehzahl und auch für die Erhöhung des Momentes (Zugkraft).

Synchronisation ermöglicht das Schalten während der Fahrt. Lastschaltgetriebe lassen einen Schaltvorgang ohne Unterbrechung des Kraftflusses zu, bedingen aber höheren Aufwand (Kostenfaktor).

Stufenlose mechanische Getriebe spielen heute im Schlepperbau keine Rolle.

Synchronisation und Lastschaltbarkeit erhöhen zwar die Leistung eines Fahrzeuges, da aber die Lücken im Leistungsfeld bleiben, wird der Trend zum Getriebeautomaten, auch unter dem Gesichtspunkt der Ergonomie, anhalten.

Diaprojektion, Vorlagen und Vorführbedingungen

Dr.-Ing. K. Lünzmann, Institut für Arbeitswissenschaft, Reinbek

Vorbemerkung der Schrittleitung

Bei der Vorführung von Dias muß der Betrachter häufig feststellen, daß die Dias schon von den vorderen Plätzen kaum erkennbar und zudem nicht mehr lesbar sind. Bei Bildqualität, Inhalt, Format und Schriftgröße wurden die notwendigen Anforderungen nicht beachtet. Der Vorführzweck geht verloren.

Bei Abbildungsvorlagen zur Drucklegung wird vielfach die übliche Spaltenbreite nicht berücksichtigt. Wird eine Abbildungsvorlage auf eine Spaltenbreite verkleinert, ist häufig die Beschriftung nicht oder nur noch schwer lesbar. Das Verhältnis Format zur Darstellungs- bzw. Schrittgröße wurde nicht beachtet.

Nachfolgende Ausführungen sollen allen Hinweise für richtige Dia- und Abbildungsgestaltung geben, um die bezweckte Anschaulichkeit zu erreichen.

Das Dia soll im Unterricht oder bei einem Vortrag das gesprochene Wort ergänzen und die Aussage vervollkommen. Es darf deshalb den Gedanken des aufmerksamen Hörers nicht unterbrechen oder ablenken. Aus diesem Grunde hat der Fachnormenausschuß Phototechnik im Deutschen Normenausschuß (DNA) im April 1969 die DIN 108 erarbeitet und veröffentlicht. Der erste Absatz der DIN 108 lautet:

„Jedes Bild soll nur einen Vorgang, Gegenstand, Gedanken usw., möglichst einfach und übersichtlich, darstellen, damit der Beschauer den Bildinhalt leicht und schnell erfassen kann. Zu viele Einzelheiten und zuviel Text sind schwer zu übersehen, lenken ab und ermüden. An Stelle von Tabellen mit vielen Zahlen sind graphische Darstellungen zweckmäßiger, weil dadurch die Zusammenhänge leicht verständlich und schnell erkennbar sind.“

Dia-Größe

Zu bevorzugen ist die Dia-Neuengröße 5×5 (cm) für das heute übliche Negativformat 24×36 (mm). Eine weitere Dia-Neuengröße ist 7×7 für das Negativformat 60×60 (mm), sowie $8,5 \times 10$. Für diese beiden letzteren Formate stehen

heute nur noch selten Projektoren zur Verfügung. Um das Bild scharf abzugrenzen, werden die Dias gerahmt, sei es durch Klappmasken oder durch Plastikrahmen der Entwicklungsfirmen. Der Bildausschnitt hat die Größe von 23×35 mm. Die Bildvorlage sollte diesem Verhältnis angepaßt sein (Abb. 1). Er entspricht fast dem DIN-Papierformat A, das die Seitenverhältnisse $1 : \sqrt{2}$ hat. DIN A 0 hat genau die Fläche von 1 m^2 . Das Seitenverhältnis wird durch eine Mittenfaltung nie verändert.

Bildvorlage

Die Papierformate DIN A 3 und DIN A 4 — letzteres entspricht der Größe der Schreibmaschinenseite — werden besonders empfohlen, da kleinere Vorlagen eine höherwertige Zeichnung und Beschriftung voraussetzen. Für die Dia-Neuengröße 5×5 , die zu bevorzugen ist, hat das ausnutzbare Zeichnungsfeld auf der Vorlage mit Sicherheitsrand für den Maskenausschnitt bei dem Papierformat A 3 eine Größe von 231×353 mm und bei dem Format A 4 eine solche von 163×249 . Viele Fachzeitschriften haben eine Zeilenlänge von 81 mm, etwa $1/2$ bzw. $1/3$ der Seitenlänge des Zeichnungsfeldes.

	Schriftgröße bei Format		Verhältnis Schriftgröße zur größten Seite der Bildvorlage
	A3	A4	
Bildtitel	10	7	1/42
Text	7	5	1/60
Indizes Exponenten	5	3,5	1/84

Mit Schreibmaschine beschriftete Bildvorlagen sollen aus Gründen der Lesbarkeit nicht größer sein als A6 (Postkarte)

(Maßangaben in mm)

Lünzmann 1974	Schriftgrößen für Bildvorlagen nach DIN 108	IFFA L 727
------------------	--	---------------

Abb. 1

Dunkle Striche auf hellem Grund ermöglichen Projektionen bei nicht völlig abgedunkeltem Raum. Selbst im ganz abgedunkelten Raum ist durch die Reflexion der hellen Bildfläche für den Betrachter die Möglichkeit gegeben, Notizen zu machen. Linienbreite und Schriftgröße richten sich nach der Größe der Bildvorlage und der Bedeutung des Gegenstandes (Abb. 1 und 2). Für die Beschriftung sind schräge oder senkrechte Schritten nach DIN 16 oder DIN 17 anzuwenden. Der neue Entwurf der ISO-Normen verwendet bei gleicher Schriftgröße eine geringere Schriftstärke. Die entsprechenden Schablonen sind jedoch nicht erhältlich. Angaben, die nicht mitprojiziert werden sollen, können auf der Dia-Maske untergebracht werden.

Empfohlen wird, die Bildvorlage auf ihre Lesbarkeit zu prüfen. Auf gezeichneten Bildvorlagen müssen alle Einzelheiten aus einem Betrachtungsabstand von 7 mal der größeren Seite der Bildvorlage noch einwandfrei lesbar sein. Vor einem Vortrag sind Dias auf gute Erkennbarkeit mit Hilfe eines Projektors zu prüfen. Der Betrachtungsabstand muß das sechsfache der quadratischen Bildwandgröße betragen. Der kleinste Betrachtungsabstand darf das 1,5 fache nicht unterschreiten.

Projektionsbedingungen

Die Projektionsvorlagen werden mit unterschiedlichen Bedingungen z. B. hinsichtlich der Beleuchtung des Zuschauerraumes während der Projektion vorgeführt. Man muß zwischen Hell-

Hinweis des Verlages:

Bezugspreis jährlich ab 1. Januar 1975 einschl. Versand und MwSt. 29,00 DM

Auf Wunsch des KWF als Herausgeber soll — wie bisher — im Hinblick auf dessen besondere Aufgabenstellung und den relativ geringen Umfang der FTI keine Anzeigenwerbung in dieser Fachzeitschrift betrieben werden. Daher müssen sich die in der Zwischenzeit gestiegenen Lohn-, Material- und Versandkosten auf den Bezugspreis, der auch mit dem KWF abgestimmt wurde, auswirken. Wir bitten um Verständnis.

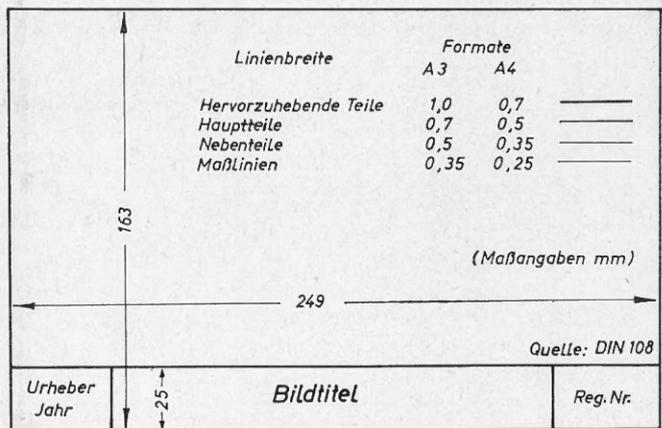


Abb. 2

und Dunkelraumprojektion unterscheiden, die unterschiedliche Anforderungen an die Größe der Schrift und die Linienstärke verlangen. Bei heller Schrift auf dunklem oder farbigem Untergrund sind die in den Tabellen angegebenen Werte um 1,4 zu vergrößern, d. h. um den Wert $\sqrt{2}$. Ein wichtiger Faktor für die Betrachtungsbedingungen ist die Informationsdichte, sie bestimmt die Zeit zum Erfassen der Darstellung. Das Erkennen einer Information ist ein physiologischer Vorgang, der vom größten Betrachtungsabstand abhängt. Um die Betrachtungsbedingungen einhalten zu können, ist es erforderlich, daß die volle Breite der Originalvorlage auf die volle Breite der Projektionsvorlage übertragen wird. Projektionswand und Brennweite des Projektors müssen einander entsprechen.

Weitere Normen über Projektionstechnik

Schräge Normschrift für Zeichnungen DIN 16

Senkrechte Normschriften für Zeichnungen DIN 17

Linien in Zeichnungen; Linienarten, Linienbreiten, Anwendung DIN 15

Normschrift, Handschrift DIN 1455

Normschrift, Schablonenschrift A DIN 1456

Bildvorlage Formate DIN 476 (ISO R - 216)

Literatur:

DIN 108 vom April 1969: Diaprojektion; Technische Dias

DIN 19045 (Entwurf) vom April 1973: Steh- und Laufbild bei Lehr- und Heimprojektion

GRAU, W.: Ein System von Festlegungen für die Projektionstechnik. DIN-Mitteilungen 53 (1974), 5, 188 - 191, (1. Mai 1974)

BOTTCHER, P. und H. W. GESCHKE: Aus der Arbeit des FNA Zeichnungen (FZ).

DIN-Mitteilungen 53 (1974), 5, 208 - 209, (1. Mai 1974)