

Die Grundzüge der Werkzeugmaschinen und der Metallbearbeitung

Von

Professor F. W. Hülle
in Magdeburg

Erster Band

Der Bau der Werkzeugmaschinen

Siebente, vermehrte Auflage

Mit 536 Textabbildungen

Manuldruck 1938



Berlin
Verlag von Julius Springer
1931

ISBN-13: 978-3-642-89889-1
DOI: 10.1007/978-3-642-91746-2

e-ISBN-13: 978-3-642-91746-2

**Alle Rechte, insbesondere das der Übersetzung
in fremde Sprachen, vorbehalten
Copyright 1928 by Julius Springer in Berlin**

Softcover reprint of the hardcover 7th edition 1928

Herrn Geh. Regierungsrat
Dr.-Ing. e. h. Hermann Fischer
weiland Professor an der Techn. Hochschule Hannover
zum Gedächtnis

Vorwort.

Bei der Ausarbeitung der siebenten Auflage habe ich die alten Richtlinien weiter verfolgt, aus dem großen Fachgebiete des Werkzeugmaschinenbaues das Wesentliche herauszuschälen und in einfacher Form darzustellen. Dabei ist die Behandlung des ganzen Lehrstoffes unter den Gesichtswinkel der „wirtschaftlichen Fertigung“ und der „planmäßigen Gestaltungslehre“ gestellt. Mit Rücksicht auf die mannigfachen Neuerungen mußten manche Abschnitte geändert werden. Wer sich in den Bau der Werkzeugmaschinen weiter vertiefen will, den verweise ich auf mein Werk: „Die Werkzeugmaschinen und ihre neuzeitliche Durchbildung für wirtschaftliche Fertigung“, 4. Auflage. Zu meiner Freude sind die „Grundzüge“ inzwischen in weitere Fremdsprachen übersetzt worden. Möge das Buch auch fernerhin eine freundliche Aufnahme finden.

Zu besonderem Dank bin ich meinem Kollegen Dr.-Ing. Velten in Dortmund verpflichtet, der mich beim Lesen der Druckbogen freundlichst unterstützte.

Magdeburg, im Juni 1931.

F. W. Hülle.

Inhaltsverzeichnis.

| | Seite |
|--|-------|
| I. Allgemeines über die Werkzeugmaschinen. | |
| A. Die Hauptbedingungen für Werkzeugmaschinen | 1 |
| B. Die Arbeitsweise der Werkzeugmaschinen | 3 |
| 1. Die Arbeitsbewegungen einer Werkzeugmaschine | 3 |
| 2. Das Messen der Haupt- und Schaltbewegung | 6 |
| 3. Die Laufzeit und die Spanleistung einer Werkzeugmaschine | 10 |
| 4. Die wirtschaftliche Ausnutzung einer Werkzeugmaschine | 16 |
| II. Die Getriebe. | |
| A. Die Hauptgetriebe | 17 |
| 1. Der Antrieb der Werkzeugmaschinen | 17 |
| a) Die Antriebe für die kreisende Hauptbewegung | 17 |
| α) Der Stufenscheibenantrieb | 18 |
| β) Die Vergrößerung des Geschwindigkeitswechsels | 19 |
| 1. am Deckenvorgelege | 20 |
| 2. an der Maschine | 21 |
| a) durch Stufenscheibe und Rädervorgelege | 21 |
| b) durch stufenlose Scheiben | 24 |
| c) durch Riementrommel und Stufenscheibe | 26 |
| d) durch Stufenrädernetriebe | 26 |
| e) durch den Antriebsmotor | 35 |
| γ) Die Riemenrücker | 41 |
| δ) Die Anordnung der Antriebe | 41 |
| 1. bei der waagerechten Hauptspindel | 41 |
| 2. bei der senkrechten Hauptspindel | 44 |
| b) Die Antriebe für die gerade Hauptbewegung | 49 |
| c) Die Antriebe für die gerade hin- und hergehende Hauptbewegung | 52 |
| α) Der einfache Kurbelantrieb | 52 |
| β) Die Kurbelschwinge | 54 |
| γ) Die Umlaufschleife | 55 |
| δ) Die vereinigte Umlauf- und Schwingschleife | 56 |
| ε) Das Flüssigkeitsgetriebe | 59 |
| 2. Die Umsteuerungen | 60 |
| a) Die Umsteuerungen für die gerade Hauptbewegung | 61 |
| α) Die Räderumsteuerungen | 61 |
| 1. Die Stirnräderwendegetriebe | 61 |
| 2. Die Kegelräderwendegetriebe | 61 |
| β) Die Rienumsteuerungen | 62 |
| Riemenwendegetriebe mit aufeinanderfolgender Riemenverschiebung | 62 |
| γ) Die Kupplungsumsteuerung | 63 |
| δ) Die elektrische Umsteuerung | 64 |
| b) Die Umsteuerungen für die kreisende Hauptbewegung | 65 |
| 3. Die Ausrücker | 66 |
| B. Die Vorschub- oder Schaltgetriebe oder Steuerungen | 67 |
| 1. Die Steuerungen für Dauervorschübe | 68 |
| a) Die Riemenvorschubgetriebe | 68 |
| b) Die Rädervorschubgetriebe | 69 |
| c) Das Umlaufrädernetriebe | 71 |
| d) Die Wechsellrädernetriebe | 71 |

| | Seite |
|--|-------|
| e) Das Reibschaltgetriebe | 76 |
| f) Die Selbstumsteuerung des Vorschubes | 76 |
| g) Der Selbstausrücker des Vorschubes | 77 |
| 2. Die Vorschubsteuerungen für Ruckvorschübe | 77 |
| 3. Die Anordnung der wichtigsten Vorschubsteuerungen | 79 |
| 4. Die Anwendung der Flüssigkeitsgetriebe in den Vorschubsteuerungen | 84 |
| 5. Sicherheitskupplungen für Vorschubsteuerungen | 85 |
| 6. Die Berechnung der Vorschübe und Wechsellräder | 86 |

III. Die Führungen der Werkzeugmaschinen.

| | |
|--|----|
| A. Die Führungen der kreisenden Hauptbewegung | 90 |
| 1. Die Spindellager | 90 |
| 2. Die Führung der waagerechten Planscheibe | 93 |
| B. Die Führungen der geraden Hauptbewegung | 94 |
| C. Die Führungen der geraden Vorschubbewegung | 96 |
| D. Die Führungen der kreisenden Vorschubbewegung | 98 |
| E. Die Führungen der Einstellbewegungen | 98 |

IV. Der Aufbau der wichtigsten Werkzeugmaschinen.

| | |
|--|-----|
| A. Drehbänke | 99 |
| 1. Die Spitzdrehbank | 99 |
| a) Der Spindelstock | 100 |
| b) Der Reitstock | 100 |
| c) Der Werkzeugschlitten | 102 |
| d) Die Steuerung des Werkzeugschlittens | 104 |
| a) Bei einfachen Leitspindelbänken | 104 |
| β) Bei Leit- und Zugspindelbänken | 105 |
| γ) Die Verriegelung der Züge | 107 |
| δ) Die Selbstausrückung des Vorschubes | 109 |
| e) Die allgemeine Drehbank | 110 |
| f) Die Schruppbank | 113 |
| g) Die Vielstahldrehbank | 113 |
| h) Die Großdrehbank | 115 |
| 2. Die Sonderdrehbänke | 115 |
| a) Die Formdrehbänke | 115 |
| b) Die Kugeldrehbank | 116 |
| c) Die Radsatzdrehbank | 117 |
| d) Die Hinterdrehbank | 119 |
| e) Die Plandrehbank | 121 |
| f) Das senkrechte Dreh- und Bohrwerk | 121 |
| g) Die Radreifendrehbank | 123 |
| h) Die Abstechbank | 123 |
| i) Die Revolverbank | 124 |
| k) Die Automaten | 127 |
| a) Die Voll- oder Ganzautomaten | 127 |
| β) Die Halbautomaten | 129 |
| γ) Die Mehrspindel-Vollautomaten | 130 |
| δ) Die Mehrspindel-Halbautomaten | 134 |
| l) Die Kurbelzapfendrehbank | 135 |
| m) Die Kurbelarmdrehbank | 137 |
| B. Die Bohrmaschinen | 138 |
| 1. Die senkrechten Bohrmaschinen | 139 |
| a) Die freistehenden Säulenbohrmaschinen | 139 |
| b) Die Ständerbohrmaschine | 144 |
| c) Die Radial- oder Ausleger-Bohrmaschinen | 144 |
| d) Die Mehrspindelbohrmaschinen | 147 |
| e) Die halb selbsttätigen Bohrmaschinen | 148 |

| | Seite |
|---|-------|
| 2. Die waagerechten Bohrmaschinen | 149 |
| a) Das Bohrwerk mit festliegender Spindel | 149 |
| b) Das Bohrwerk mit verstellbarer Spindel | 150 |
| c) Die Zylinderbohrwerke | 152 |
| C. Die Fräsmaschinen | 154 |
| 1. Die waagerechten Fräsmaschinen | 155 |
| a) Die einfache Fräsmaschine | 157 |
| b) Die allgemeine Fräsmaschine | 159 |
| c) Die Planfräsmaschine | 161 |
| 2. Die senkrechten Fräsmaschinen | 163 |
| 3. Die Sonderfräsmaschinen | 163 |
| a) Die Keilnutenfräsmaschine | 163 |
| b) Die Form- oder Kopierfräsmaschine | 165 |
| c) Die Längenfräsmaschine | 165 |
| d) Die Gewindefräsmaschine | 165 |
| e) Die Zahnradfräsmaschine | 167 |
| f) Die Kammwalzen- und Pfeilräderfräsmaschine | 171 |
| g) Die Kegelräderfräsmaschine | 172 |
| D. Die Schleifmaschinen | 172 |
| 1. Die Flächenschleifmaschinen | 172 |
| a) Die Rundsleifmaschinen | 172 |
| a) Die Rundsleifmaschinen für kreisende Werkstücke | 173 |
| β) Die Rundsleifmaschinen für sperrige Werkstücke | 177 |
| b) Die Plansleifmaschinen | 180 |
| a) Die waagerechte Plansleifmaschine | 180 |
| β) Die senkrechte Plansleifmaschine | 181 |
| γ) Die senkrechte Plansleifmaschine mit Rundtisch | 182 |
| c) Die Sondersleifmaschinen | 182 |
| a) Die Kolbenringsleifmaschine | 182 |
| β) Die Zahnradsleifmaschine | 182 |
| γ) Die Läppmaschine | 184 |
| δ) Die Honingmaschine | 185 |
| d) Das Schleifen und die Auswahl der Schleifscheiben | 186 |
| 2. Die Werkzeugsleifmaschinen | 189 |
| E. Die Gewindeschneidmaschinen | 193 |
| 1. Die Drehbank | 193 |
| 2. Die selbsttätige Gewindedrehbank | 193 |
| 3. Die Revolverbank | 193 |
| 4. Der Automat | 194 |
| 5. Die Schraubenschneidmaschine | 194 |
| 6. Die Gewindefräsmaschinen | 198 |
| 7. Die Gewinderollmaschine | 199 |
| F. Die Hobel- und Stoßmaschinen | 199 |
| 1. Die Tischhobelmaschine | 200 |
| 2. Die Schnellhobelmaschine | 207 |
| 3. Die Einständerhobelmaschine | 214 |
| 4. Die Stößelhobelmaschinen | 215 |
| a) Die Stößelhobelmaschine mit Querschaltung des Arbeitstisches | 215 |
| b) Die Stößelhobelmaschine mit Querschaltung des Stößels | 219 |
| c) Die tragbare Ständerhobelmaschine | 220 |
| d) Die Kurzhobelmaschine | 221 |
| 5. Die Stoßmaschinen | 221 |
| a) Die Stoßmaschine mit Querschaltung des Tisches | 221 |
| b) Die Stoßmaschine mit Querschaltung des Stößels | 223 |
| c) Die Stoßmaschine mit verschiebbarem Ausleger | 224 |
| d) Das fahrbare Zweiständerstoßwerk | 224 |
| 6. Die Keilnutenhobelmaschine oder -ziehmaschine | 224 |
| 7. Die Räummaschine | 225 |
| G. Die Blechkantenhobelmaschine | 226 |

| | Seite |
|--|-------|
| H. Die Zahnräderstoßmaschinen und -hobelmaschinen | 227 |
| a) Das Stoßen der Stirnräder | 227 |
| b) Das Hobeln der Stirnräder | 233 |
| c) Schraubenräder | 233 |
| d) Kammwalzen und Pfeilräder | 233 |
| e) Kegelräder | 235 |
| J. Die Zahnräderprüfmaschine | 238 |
| K. Die Sägen | 239 |
| 1. Die Kreissägen | 239 |
| a) Die Schlittensäge | 240 |
| b) Die Hebel- oder Armsäge | 241 |
| c) Die Ständersäge | 241 |
| 2. Die Bandsäge | 242 |
| 3. Die Hubsäge | 242 |
| 4. Die Reibsäge | 243 |
| L. Die Blechbiege- und Blechrichtmaschinen | 243 |
| M. Die Scheren und Lochmaschinen | 245 |
| 1. Die Hubschere | 245 |
| 2. Die Kreisschere | 246 |
| 3. Die Lochmaschine | 246 |
| N. Das Prüfen und die Abnahme der Werkzeugmaschinen | 248 |
| O. Das Aufstellen der Werkzeugmaschinen | 252 |
| P. Die Versorgung der Werkzeugmaschinen mit Schmierflüssigkeit | 254 |

V. Berechnungen.

| | |
|---|-----|
| A. Schnittgeschwindigkeit, Schnittdruck und Leistungsbedarf einer Werkzeugmaschine | 255 |
| 1. Die Schnittgeschwindigkeit | 255 |
| 2. Der Schnittdruck | 259 |
| a) bei einschneidigen Werkzeugen | 259 |
| α) Der Schnittdruck bei Drehstählen | 259 |
| β) Der Schnittdruck bei Scheren | 261 |
| γ) Der Schnittdruck bei Lochwerkzeugen | 261 |
| b) bei zweischneidigen Werkzeugen | 262 |
| c) bei mehrschneidigen Werkzeugen | 265 |
| d) bei vielschneidigen Werkzeugen | 270 |
| 3. Der Leistungsbedarf der Werkzeugmaschinen | 271 |
| a) Berechnung des Leistungsbedarfs aus Schnittdruck und Schnittgeschwindigkeit | 271 |
| b) Berechnung des Leistungsbedarfs aus Spanquerschnitt und Schnittarbeit für den 1 mm^2 -Span | 272 |
| c) Berechnung des Leistungsbedarfs aus Spanleistung und Leergangsleistung | 273 |
| d) Berechnung des Leistungsbedarfs aus dem Stromverbrauch | 274 |
| B. Berechnung der Antriebe | 274 |
| C. Berechnung der Geschwindigkeiten, Vorschübe und Leistung einer Werkzeugmaschine | 283 |

I. Allgemeines über die Werkzeugmaschinen.

A. Die Hauptbedingungen für Werkzeugmaschinen.

Was ist eine Werkzeugmaschine? Auf diese Frage gibt D. Naumann in seinen Berliner Ausstellungsbriefen eine hübsche Antwort: Sie ist eine „metallne Menschenhand“. In der Tat, was die Werkzeugmaschine heute an Arbeit verrichtet, war einmal Handarbeit. Die Maschine ist nur leistungsfähiger und arbeitet genauer als die „knochige Menschenhand“.

In unserer Zeit der Wirtschaftskämpfe ist daher für jeden Fabrikbetrieb die erste Lebensbedingung, möglichst viel Menschenarbeit der leistungsfähigeren Maschine zuzuweisen.

Was auf diesem Gebiete in Amerika erreicht wurde, lehren einige Zahlen: Von 1914 bis 1927 hat sich die Bevölkerung der Vereinigten Staaten um 18 vH vermehrt, dagegen ist die Erzeugung der Industrie um 35 vH gestiegen. Die Eisenbahnen beförderten 1927 um 29 vH mehr Fracht als 1914, ohne daß mehr Angestellte beschäftigt wurden. Die Landwirtschaft erzeugte um 35 vH größere Erntemengen, obgleich die Zahl der Landwirte abnahm. Der Kraftwagenbau hat im gleichen Zeitraum die Zahl der jährlich erzeugten Wagen verachtfacht und die Zahl der Arbeitsstunden je Wagen von 1260 auf 220 herabgedrückt. Der Zeitaufwand für 1 Paar Schuhe sank von 1 h 54 min auf 54 min. Diese Erfolge verdankt Amerika der Vervollkommnung der Arbeitsmaschinen und den Fortschritten in der wirtschaftlichen Fertigung.

Will man den ersten Grundsatz der wirtschaftlichen Fertigung „hochwertige Erzeugnisse zu billigen Preisen“ in der Metallbearbeitung durchführen, so muß man jede Werkzeugmaschine auf vier Hauptbedingungen prüfen:

1. auf ihre Leistung,
2. auf die Güte ihrer Arbeit,
3. auf ihren Wirkungsgrad,
4. auf einfache und sichere Bedienung.

Die Leistung einer Werkzeugmaschine wird gemessen:

- a) bei Schruppmaschinen durch das Spangewicht in kg/h oder durch die Spanmenge in cm^3/min , z. B. 45 kg/h oder $100 \text{ cm}^3/\text{min}$; bei Massenteilen durch die Stückzahl/h, z. B. 12 Stck/h;
- b) bei Schlichtmaschinen durch die in 1 h geschlichtete Fläche, z. B. $1,5 \text{ m}^2/\text{h}$; bei Massenarbeiten durch die Stückzahl/h.

Die Güte der Arbeit prüft man durch Messen der Arbeitsstücke auf Genauigkeit der Form und Maße, z. B. mit Tuschplatte, Grenzlehren usw. (Bd. II, S. 265).

Den Wirkungsgrad η bestimmt man durch Messen der an der Schneide des Werkzeuges geleisteten Nutzarbeit N_e und des Leistungsbedarfs N an der Antriebsscheibe der Werkzeug-

maschine oder am Flansch- oder Einbaumotor: $\eta = \frac{N_e}{N}$, z. B.

$$N_e = 2 \text{ PS}, \quad N = 2,5 \text{ PS}, \quad \eta = \frac{2}{2,5} = 0,8.$$

Die Einfachheit der Bedienung kommt in kleinen Einrichte- und Griffzeiten zum Ausdruck, die man mit der Stopp- oder Schaltuhr mißt. Die Sicherheit der Bedienung schließt Schaltfehler und Maschinenbrüche aus.

Die wirtschaftlichen Folgen einer großen Maschinenleistung, die durch hohe Geschwindigkeiten und starke Späne, sowie durch hochwertige Werkzeuge, wie Schnellstähle und Hartmetallschneiden, und nicht zuletzt durch das gleichzeitige Arbeiten mit vielen Stählen erreicht wird, sind: 1. kleinere Maschinenzahl bei gleicher Leistung des Betriebes und mithin 2. geringere Lohnsummen und Gestehungskosten, 3. kleinere Werkstätten. Bei gleicher Maschinenzahl wird der Betrieb hingegen eine größere Leistung haben und damit auch geringere Selbstkosten.

Die wirtschaftlichen Folgen einer genauen Arbeit sind: 1. geringe oder gar keine Nacharbeiten der Paßflächen, also geringere Gestehungskosten; 2. Austauschbarkeit der Einzelteile als Grundbedingung für die Reihen- und Massenfertigung; 3. geringere Abnutzung der sauberen Gleitflächen, mithin längere Lebensdauer der Maschinen und geringere Abschreibungen und demnach geringere Betriebsunkosten; 4. größerer Wirkungsgrad und mithin bessere Ausnutzung der Kraft- und Arbeitsmaschinen.

Der Wirkungsgrad beeinflußt in hohem Maße den Leistungsbedarf der Werkzeugmaschinen und damit auch die Stromkosten. Eine kleine Überschlagsrechnung zeigt dies recht deutlich. In einer Werkstatt mögen 50 ältere Drehbänke stehen mit $\eta = 0,6$ und einer Nutzarbeit

von je 2 kW. Ihr Leistungsbedarf wäre daher $N = \frac{N_e}{\eta} = \frac{2}{0,6} =$

$= 3,333 \text{ kW}$. Der jährliche Stromverbrauch bei 300 Arbeitstagen mit je 10 Arbeitsstunden wäre 500 000 kWh und die Stromkosten 50 000 M. In einer anderen Werkstatt sind hingegen 50 hochwertige Drehbänke mit $\eta = 0,80$ und $N_e = 2 \text{ kW}$ aufgestellt, so daß der Leistungsbedarf $N = \frac{2}{0,80} = 2,50 \text{ kW}$ beträgt. Damit beläuft sich der jährliche

Stromverbrauch auf nur 375 000 kWh und die Stromkosten auf 37 500 M. Die Betriebskosten sind daher um 12 500 M. entlastet. Rechnet man mit einer 10jährigen Lebensdauer der Maschinen, so wären durch den höheren Wirkungsgrad nicht weniger als 125 000 M. an Stromkosten gespart.

Die wirtschaftlichen Folgen einer einfachen und sicheren Bedienung sind in einer stärkeren Ausnutzung der Werkzeugmaschinen zu suchen. Denn je einfacher die Bedienung ist, um so kleiner sind die

Einrichtezzeiten für die Maschinen, sowie die Griffzeiten für das Ein- und Abspannen der Werkstücke und das Ansetzen der Werkzeuge, so daß die eigentliche Arbeitszeit oder Laufzeit der Werkzeugmaschinen größer ausfällt. Je sicherer die Bedienung ist, um so leichter lassen sich Schaltfehler und Brüche vermeiden, so daß die Werkzeugmaschinen nicht außer Betrieb kommen. Mit der besseren Ausnutzung der einzelnen Maschinen ist zugleich die Möglichkeit geboten, mehrere durch einen Mann bedienen zu lassen, so daß die Selbstkosten in der Fertigung geringer werden. Einfache und sichere Werkzeugmaschinen bilden auch die Grundlage für die Fließarbeit, da sie sich in raschem Gleichtakt bedienen lassen.

Die Vereinfachung und Sicherung der Bedienung hat sich im Werkzeugmaschinenbau nach verschiedenen Richtungen ausgewirkt:

1. in dem Zusammenlegen der sinnfälligen zu betätigenden Handgriffe am Standort des Arbeiters oder auf einer Schaltbühne (Abb. 203),
2. in dem Verriegeln der Schalthelb Abb. 1. Meßgerät an der Maschine. (Abb. 54) und Züge (Abb. 187—190),
3. in den Selbstausrückern für Vorschub (Abb. 191) und Maschine (Abb. 109 u. 110),
4. in den selbsttätigen Einstellbewegungen für Werkstück oder Werkzeug,
5. in den Schnellbewegungen für das Einstellen mit Endschaltern an den Hubgrenzen, sowie Sprungvorschüben bei unterbrochenen Arbeitsflächen,
6. in dem Bedienen der Maschine mit einem einzigen Handhebel,
7. in der elektrischen Steuerung mit Handrad (Abb. 57) oder Druckknöpfen (Abb. 61),
8. in der „Elektrifizierung“ durch den Mehrmotorenantrieb, bei dem jede Bewegung ihren Motor hat (Abb. 282),
9. in dem zwangsläufigen Stahlwechsel mit der Hand (Revolverbank) oder durch die Maschine (selbsttätige Revolverbank),
10. in dem selbsttätigen Werkstückwechsel (Mehrspindelautomat),
11. in dem Anbringen eines Fühlhebels an der Maschine zum Prüfen des Laufs der Werkstücke und eines Meßgerätes zum Messen der Maße (Abb. 1).

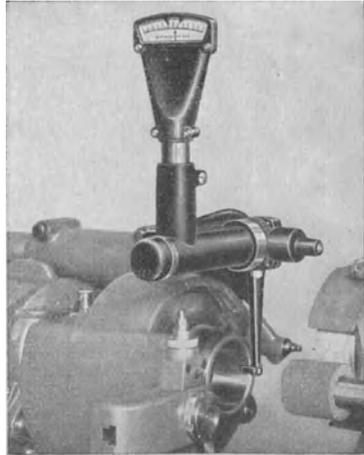


Abb. 1. Meßgerät an der Maschine.

B. Die Arbeitsweise der Werkzeugmaschinen.

1. Die Arbeitsbewegungen einer Werkzeugmaschine.

Soll eine Werkzeugmaschine ein Werkstück selbsttätig bearbeiten, so muß sie mindestens zwei selbsttätige Bewegungen hervorbringen:

1. Die Haupt- oder Schnittbewegung, durch die der Schnitt des Werkzeuges verursacht wird, und
2. die Schalt- oder Vorschubbewegung, durch die das Werkzeug oder das Werkstück senkrecht zum Schnitt vorgeschoben wird.

Bei der Drehbank (Abb. 2 u. 3) verursacht die Drehbewegung 1 des Werkstückes den Schnitt des Werkzeuges; sie ist demnach die Hauptbewegung.

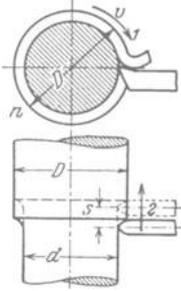


Abb. 2 u. 3. Arbeitsweise der Drehbank.

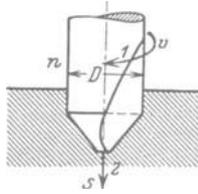


Abb. 4. Arbeitsweise der Lochbohrmaschine.

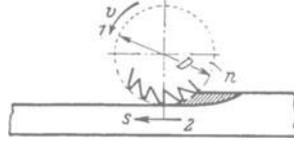


Abb. 5. Arbeitsweise der Fräsmaschine.

Die gerade Bewegung 2 des Werkzeuges muß daher die Schaltbewegung sein. Sie erfolgt beim Langdrehen parallel zur Bank und beim Plandrehen quer zu ihr. Die beiden Bewegungen werden daher getrennt ausgeführt, was zur Genauigkeit der Arbeit beiträgt. Bei der Bohrmaschine (Abb. 4) ist die Drehbewegung 1 des Bohrers die Hauptbewegung, da durch sie die Schneiden des Bohrers zum Angriff kommen, die gerade Bewegung 2 in Richtung der Bohrtiefe hingegen die Schaltbewegung. Der Bohrer hat somit beide Bewegungen. Aus diesem Grunde verläuft sich namentlich der dünne Bohrer leicht bei größeren Bohrtiefen. Bei der Fräsmaschine (Abb. 5) ist die kreisende Bewegung 1 des

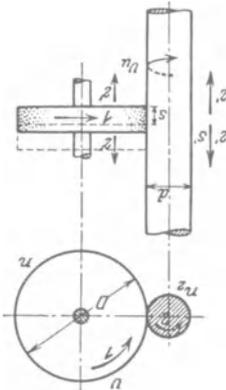


Abb. 6 u. 7. Arbeitsweise der Rundscheifmaschine.

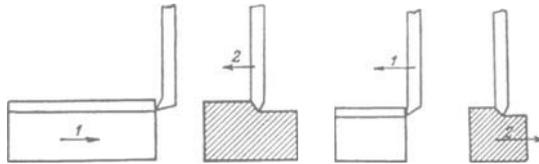


Abb. 8 u. 9. Arbeitsweise der Tischhobelmaschine.

Abb. 10 u. 11. Arbeitsweise der Stoßhobelmaschine.

Fräasers die Hauptbewegung, weil sie die Fräserzähne zum Schnitt bringt. Die gerade Bewegung 2 des Werkstückes ist dagegen die Schaltbewegung. Sollen dabei die Fräserzähne auf bereits bearbeiteten Flächen ansetzen, so muß die Vorschubbewegung 2 bei einem linksschneidenden Fräser nach links gerichtet sein. Bei der Rundscheifmaschine (Abb. 6 und 7) hat die rasch laufende Schleifscheibe die Hauptbewegung 1, das Werkstück die langsam kreisende Schaltbewegung 2 und bei der

Norton-Bauart noch die gerade hin- und herspielende Vorschubbewegung 2'. Bei der Landis-Bauart führt die Schleifscheibe den Längsvorschub 2' aus. Die letzte Arbeitsweise setzt eine besonders breite und lange Führung des Schleifschlittens voraus, wenn die Schleifscheibe erschütterungsfrei arbeiten soll.

Bei der Hobelmaschine (Abb. 8 u. 9) ist die gerade hin- und hergehende Bewegung 1 des Tisches mit dem Werkstück die Hauptbewegung und das ruckweise Verschieben 2 des Hobelstahles die Schaltbewegung. Bei der leichten Stößelhobel- und Stoßmaschine (Abb. 10 u. 11) führt der Stößel mit dem Werkzeug die gerade Hauptbewegung 1 und der Arbeitstisch mit dem Werkstück die ruckweise Schaltbewegung 2 aus.

Zu dieser Haupt- und Schaltbewegung kommen noch: 3. Die Einstellbewegungen, durch die das Werkzeug auf die Spantiefe an das Werkstück oder umgekehrt eingestellt wird. Diese Bewegungen müssen sinnfällig sein, d. h. beim Rechtsdrehen des Handrades muß das Werkzeug an das Werkstück oder umgekehrt angestellt und beim Linksdrehen zurückgezogen werden (Abb. 192). Bei Massenarbeiten sollen diese Bewegungen durch Anschläge begrenzt sein, damit die toten Wege nicht zu groß werden. Legt man gegen die Anschläge Endmaße, so läßt sich bei diesem „Anschlagdrehen“ eine hohe Genauigkeit der Arbeit erreichen (Bd. 2, S. 217). Will man den Mann vor vorzeitiger Ermüdung schützen, so müssen die Einstellbewegungen von der Maschine selbst ausgeführt werden. Kleine Einrichteziten erzielt man dabei durch Schnellbewegungen mit Ausrückern gegen Anlaufen an den Hubgrenzen. Große Werkzeugmaschinen erhalten am besten für jede Bewegung einen Motor. Dieser Mehrmotorenantrieb hat den Vorzug, daß die einzelnen Bewegungen unabhängig sind und infolgedessen gleichzeitig vor sich gehen können. Der Arbeiter braucht nur mit Druckknöpfen die entsprechenden Motoren einzuschalten, die am Hubende durch Endschalter ausgerückt werden.

Nach der Art der Hauptbewegung gibt es:

1. Werkzeugmaschinen mit kreisender Hauptbewegung, wie Drehbänke, Bohr-, Fräs- und Schleifmaschinen,
2. Werkzeugmaschinen mit gerader Hauptbewegung, wie Hobel- und Stoßmaschinen.

Die Maschinen mit kreisender Hauptbewegung arbeiten in der Regel mit einem Dauervorschub, der sich ununterbrochen auf die ganze Dauer des Arbeitsganges erstreckt. Die Maschinen mit geradem Schnitt haben hingegen einen Ruckvorschub, der beim Umstern aus dem Rücklauf in den Arbeitsgang erfolgt.

Prüft man beide Maschinenarten auf Leistung und gute Arbeit, so werden die Maschinen mit kreisender Hauptbewegung im allgemeinen leistungsfähiger sein als die mit gerader, weil mit jedem geraden Schnitt ein leerer Rücklauf verbunden ist. Hierdurch entstehen große tote Wege. Rechnet man z. B. bei 4 m Hub eine Hobellänge von 3,8 m, so steht ihr ein toter Weg von 4,2 m gegenüber. Macht die Maschine 120 Doppelhübe/h, so sind damit in 1 Jahr $120 \cdot 4,2 \cdot 10 \cdot 300 = 1512 \text{ km}$ toter Weg verbunden. Der Nutzweg ist hingegen nur 1368 km/Jahr.

Mithin beträgt der tote Weg 110 vH des Nutzweges. Hierin liegt die größte Schwäche der geraden Hauptbewegung. Die kreisende Hauptbewegung bietet auch eine größere Gewähr für genaue Arbeit, da beim geraden Schnitt mit dem Umsteuern, ruckweisen Schalten und stoßweisen Anhebeln Erschütterungen auftreten können. Der Wirkungsgrad ist bei der kreisenden Hauptbewegung ebenfalls günstiger, da der Arbeitsaufwand für das häufige Umsteuern und die Rückläufe fortfällt. Dabei ist die Bedienung bei den Werkzeugmaschinen mit kreisender Hauptbewegung meist einfacher als bei den sperriggebauten Hobelmaschinen (Abb. 192 und 402).

2. Das Messen der Haupt- und Schaltbewegung.

Da die Hauptbewegung den Schnitt verursacht, so wird die Maschine um so schneller arbeiten, je größer die Geschwindigkeit der Hauptbewegung ist. Man mißt daher die Hauptbewegung durch die Schnittgeschwindigkeit v in m/min, die zugleich die Spanlänge in m/min ist.

Bei allen Werkzeugmaschinen mit kreisender Hauptbewegung ist die Schnittgeschwindigkeit die Umfangsgeschwindigkeit des Werkzeuges oder des Werkstückes, das jeweils die Hauptbewegung ausführt. Ist der Durchmesser des Werkzeuges oder des Werkstückes zu D m gemessen und mit dem Drehzahlzähler die Zahl der Umläufe zu n /min, so ist die Schnittgeschwindigkeit der Drehbank, Fräsmaschine, Bohrmaschine:

$$v = \pi \cdot D \cdot n \text{ in m/min.}$$

Hierin ist bei der

Drehbank: D = Drehdurchmesser des rohen Werkstückes (Abb. 2),

Bohrmaschine: D = Bohrerdurchmesser (Abb. 4),

Fräsmaschine: D = Fräserdurchmesser (Abb. 5).

Bei der Schleifmaschine (Abb. 6 u. 7) ist die Schnittgeschwindigkeit v die Umfangsgeschwindigkeit der Schleifscheibe, die man ihrer Höhe wegen in m/s angibt, z. B. $v = 30$ m/s, also

$$v = \frac{\pi D n}{60} \text{ m/s,}$$

hierin ist D der Schleifscheibendurchmesser in m.

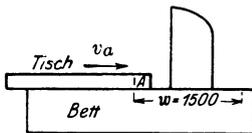


Abb. 12. Schnittgeschwindigkeit der Hobelmaschine.

Bei den Werkzeugmaschinen mit gerader Hauptbewegung ist die Schnittgeschwindigkeit v_a der Tisch- oder Stoßhobelweg in m/min:

$$v_a = \frac{w}{t_a} \text{ m/min.}$$

Praktisch bestimmt man die Schnittgeschwindigkeit dadurch, daß man an dem Bett der Hobel- und Stoßmaschine mit Kreidestrichen z. B. einen Weg $w = 1500$ mm abträgt und an den Hobeltisch oder Stoßel einen Strich A macht (Abb. 12). Jetzt beobachtet man mit einer Schaltuhr

die Zeit, die der Tisch oder Stößel zum Durchlaufen der Strecke w gebraucht. Gibt die Uhr z. B. $t_a = 1/6$ min an, so ist die Schnittgeschwindigkeit

$$v_a = \frac{w}{t_a} = \frac{1,5}{1/6} = 9 \text{ m/min.}$$

In gleicher Weise ermittelt man auch die Rücklaufgeschwindigkeit des Tisches: $v_r = \frac{w}{t_r} = \frac{1,5}{1/8} = 12 \text{ m/min}$, wenn die Zeitablesung 7,5 s beträgt.

Die Schalt- oder Vorschubbewegung besorgt das Vorschieben des Werkstückes oder des Werkzeuges. Sie wird daher durch den Vorschub gemessen. Bei den Maschinen mit kreisender Hauptbewegung ist der Vorschub die Verschiebung des Werkstückes oder Werkzeuges bei jedem Umlauf der Maschine. Er wird daher gemessen in mm/Uml. und ist zugleich die Spanbreite in mm. Arbeitet die Drehbank z. B. mit $s = 2$ mm Vorschub, so wird das Werkzeug bei jedem Umlauf des Werkstückes um 2 mm vorgeschoben.

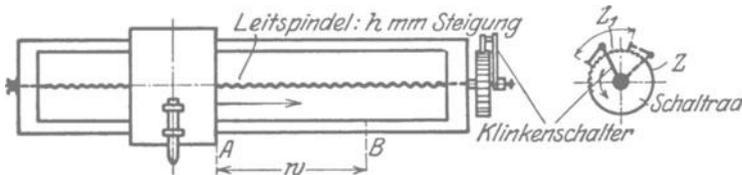


Abb. 13 u. 14. Vorschub des Werkzeugschlittens.

Die Vorschubgeschwindigkeit s' ist der Schaltweg in mm/min; es ist daher

$$s' = n \cdot s \text{ mm/min, wenn } n \text{ die Umlaufzahl/min ist.}$$

Will man an der Maschine den Vorschub bestimmen, so läßt man den Schlitten z. B. um $w = 40$ mm vorgehen und zählt dabei die Umläufe $n_1 = 120$. Der Vorschub ist dann

$$s = \frac{w}{n_1} = \frac{40}{120} = 0,33 \frac{\text{mm}}{\text{Uml.}}$$

Die Vorschubgeschwindigkeit mißt man praktisch, indem man wie vorhin zu dem Schaltweg w die Zeit abliest, z. B. $w = 120$ mm, $t = 3$ min, so ist $s' = \frac{w}{t} = \frac{120}{3} = 40 \text{ mm/min}$. Die Vorschubgeschwindigkeit ist daher nichts anderes als die Drehlänge in mm/min, die Bohrtiefe in mm/min oder die Fräslänge in mm/min.

Bei den Maschinen mit gerader Hauptbewegung ist der Vorschub die ruckweise Verschiebung des Werkzeuges oder Werkstückes nach jedem Rücklauf des Tisches oder Stößels. Hat die Hobelmaschine $s = 2$ mm Vorschub, so wird das Werkzeug nach jedem Rücklauf um 2 mm verschoben. Der Vorschub s ist daher auch hier die Spanbreite in mm. Der Schaltweg/min ist $s' = n_L s$ mm/min, wenn n_L die Hubzahl, d. h. die Zahl der Doppelhübe/min ist. Er stellt hier die Hobelbreite

in mm/min dar. Praktisch kann man auch hier den Vorschub dadurch bestimmen, daß man den Schlitten von *A* bis *B* z. B. um $w = 80$ mm vorgehen läßt und dabei die Doppelhübe $n_{L1} = 100$ zählt (Abb. 13 u. 14).

Der Vorschub ist dann $s = \frac{w}{n_{L1}} = \frac{80}{100} = 0,8$ mm Hub. Man kann auch

1) die Zähnezah *z* des Schaltrades zählen, 2) die Anzahl z_1 der Zähne, über die die Klinke zurückspringt und 3) die Steigung *h* der Leitspindel messen. Der Vorschub ist dann:

$$s = \frac{z_1}{z} \cdot h \text{ mm,}$$

z. B. $z = 20$, $h = 10$ mm

für $z_1 = 1$: $s_1 = \frac{1}{20} \cdot 10 = 0,5$ mm $z_1 = 3$: $s_3 = \frac{3}{20} \cdot 10 = 1,5$ mm

$z_1 = 2$: $s_2 = \frac{2}{20} \cdot 10 = 1$ mm $z_1 = 4$: $s_4 = \frac{4}{20} \cdot 10 = 2$ mm.

Für den Schaltweg/min liest man auch hier bei dem gesamten Schaltweg $w = 80$ mm die Zeit $t = 10$ min ab, so daß

$$s' = \frac{w}{t} = \frac{80}{10} = 8 \text{ mm/min ist.}$$

Die Größe der Schnittgeschwindigkeit *v* hängt in der Hauptsache von der Festigkeit und Härte des Werkstoffes, der Schneidhaltigkeit der Werkzeuge, dem Spanquerschnitt und dem Arbeitsverfahren ab (Bd. 2, S. 6). Die Zahlentafel 1 gibt Richtwerte für die Wahl der Schnittgeschwindigkeit an.

Zahlentafel 1.
Richtwerte für Schnittgeschwindigkeiten bei Schnellstahl.

| Werkstoff | Drehen und Hobeln m/min | Bohren m/min | Fräsen m/min | Schleifen m/s |
|------------------|-------------------------------|-----------------|-----------------|------------------|
| Gußeisen . . . | 15–25 | 12–20 | 10–16 | } 25–35 |
| Stahlguß . . . | 12–22 | 12–25 | 8–14 | |
| Temperguß . . . | 16–28 | 14–28 | 10–16 | |
| Weichstahl . . . | 15–22 | 15–25 | 12–20 | |
| Werkzeugstahl | 9–12 | 10–13 | 6–12 | |
| Messing | 20–40 | 30–50 | 15–30 | |

Die Schnittgeschwindigkeiten v_c für gewöhnliche Werkzeugstähle, Kohlenstoffstähle, betragen etwa 50 vH der Schnittgeschwindigkeiten v_s für Schnellstahl und die Schnittgeschwindigkeiten v_H für Hartmetallwerkzeuge etwa 200 vH. Es ist daher $v_s \sim 2 v_c$ und $v_H \sim 4 v_c \sim 2 v_s$.

Die Vorschübe schwanken beim Bohren und Fräsen von 0,2 bis 1 mm/Uml., beim Schruppdrehen von 0,5 bis 4 mm/Uml., beim Hobeln von 0,5 bis 3 mm/Hub und beim Schleifen von $\frac{1}{5}$ bis $\frac{9}{10}$ der Schleifscheibenbreite.

1. Aufgabe. Der Fräser einer Fräsmaschine hat 120 mm \varnothing und macht 32 Umdrehungen/min. Wie groß ist die Schnittgeschwindigkeit?

$$v = \pi D n = \pi 0,120 \cdot 32 \approx 12 \text{ m/min.}$$

2. Aufgabe. Es ist eine Welle von 80 mm \varnothing abzdrehen bei $v = 20$ m/min. Auf welche Umlaufzahl muß die Maschine eingestellt werden?

$$v = \pi \cdot D \cdot n; 20 = \pi \cdot 0,080 \cdot n$$

$$n \approx 80 \text{ Umläufe/min.}$$

3. Aufgabe. Eine Drehbank hat als Umlaufzahlen $n_1 = 20, n_2 = 30, n_3 = 45, n_4 = 68, n_5 = 100, n_6 = 150, n_7 = 225, n_8 = 340$.

Welche Drehdurchmesser kann die Bank mit $v = 20$ m/min bearbeiten?

a) Rechnerische Lösung:

$$v = \pi D n \text{ und } \pi D = \frac{v}{n}$$

$$\pi D_1 = \frac{v}{n_1} = \frac{20}{20} = 1 \text{ m; } D_1 \sim 320 \text{ mm}$$

$$\pi D_2 = \frac{v}{n_2} = \frac{20}{30} = 0,667 \text{ m; } D_2 \sim 210 \text{ ,,}$$

$$\pi D_3 = \frac{v}{n_3} = \frac{20}{45} = 0,444 \text{ ,,; } D_3 \sim 140 \text{ ,,}$$

$$\pi D_4 = \frac{v}{n_4} = \frac{20}{68} = 0,294 \text{ ,,; } D_4 \sim 95 \text{ ,,}$$

$$\pi D_5 = \frac{v}{n_5} = \frac{20}{100} = 0,2 \text{ ,,; } D_5 \sim 65 \text{ ,,}$$

$$\pi D_6 = \frac{v}{n_6} = \frac{20}{150} = 0,133 \text{ ,,; } D_6 \sim 40 \text{ ,,}$$

$$\pi D_7 = \frac{v}{n_7} = \frac{20}{225} = 0,089 \text{ ,,; } D_7 \sim 30 \text{ ,,}$$

$$\pi D_8 = \frac{v}{n_8} = \frac{20}{340} = 0,06 \text{ ,,; } D_8 \sim 20 \text{ ,,}$$

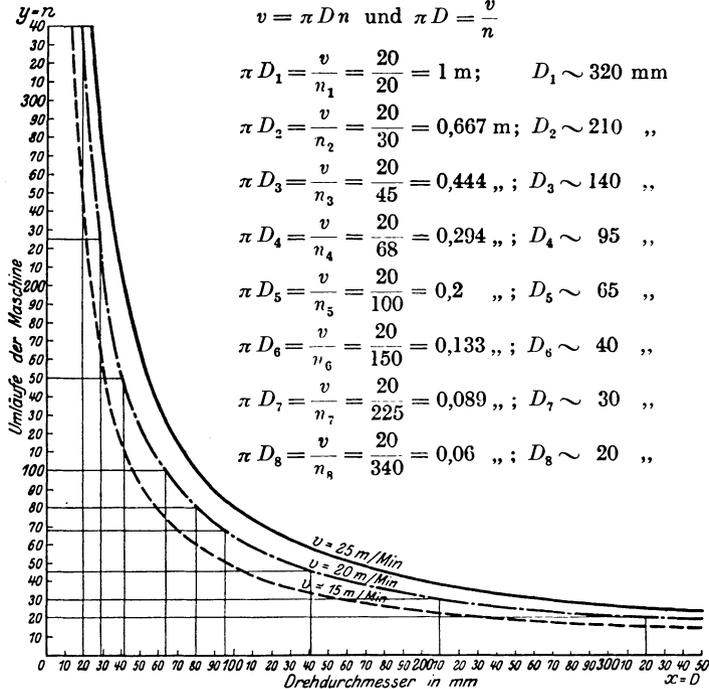


Abb. 15. Rechentafel für v, D, n .

b) Zeichnerische Lösung:

$$v = \pi D n \text{ m/min und } D \cdot n = \frac{v}{\pi}$$

Um den Ausdruck darzustellen, setzt man $x = D, y = n$ und $\frac{v}{\pi} = a^2$.

$x \cdot y = a^2$, d. i. die Gleichung der gleichseitigen Hyperbel;

$$\text{für } x = y: x^2 = a^2; x = \sqrt{a^2} = \sqrt{\frac{v}{\pi}}$$

In Abb. 15 sind die Hyperbeln für $v = 15$ m/min, $v = 20$ m/min, $v = 25$ m/min gezeichnet.

Nach der Hyperbel $v = 20$ ist für

| | | | |
|-----------------------|----|-----------------------|----|
| $n_1 = 20: D_1 = 320$ | mm | $n_5 = 100: D_5 = 64$ | mm |
| $n_2 = 30: D_2 = 210$ | „ | $n_6 = 150: D_6 = 42$ | „ |
| $n_3 = 45: D_3 = 140$ | „ | $n_7 = 225: D_7 = 28$ | „ |
| $n_4 = 68: D_4 = 95$ | „ | $n_8 = 340: D_8 = 20$ | „ |

3. Die Laufzeit und die Spanleistung einer Werkzeugmaschine.

Mit dem Vorschub und der Schnittgeschwindigkeit lassen sich die Laufzeit und die Spanleistung einer Werkzeugmaschine berechnen. Ist der Vorschub für einen Umlauf s mm, und sind n die Umläufe/min, so ist, wie bekannt, die Vorschubgeschwindigkeit der Maschine gleich dem Schaltweg in mm/min: $s' = n \cdot s$ mm/min.

a) Die rechnerische Bestimmung der Laufzeit.

Bei den Werkzeugmaschinen mit kreisender Hauptbewegung ist bei einem Schaltweg von L mm für jeden Schnittgang die Laufzeit oder Hauptzeit der Maschine $t_h = \frac{L}{n \cdot s} = \frac{L}{s'}$ min,

bei i Schnittgängen: $t_h = \frac{L}{n \cdot s} i = \frac{L}{s'} i$ min.

Drehbank: Schaltweg nach Abb. 16: $L = l + 2Z_l + l_a + l_u$, z. B. Fertigmaß $l = 350$ mm, Stoffzugabe $Z_l = 5$ mm, Anlauf $l_a = 5$ mm, Überlauf $l_u = 5$ mm.

$$D = d + 2Z_a = 70 + 2 \cdot 5 = 80 \text{ mm.}$$

$$L = 350 + 2 \cdot 5 + 5 + 5 = 370 \text{ mm.}$$

Bohrmaschine: Nach Abb. 17 ist der Schaltweg $L = l + Z_l + l_a$, hierin $l =$ Bohrtiefe.

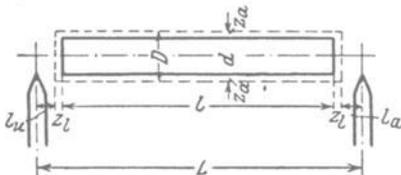


Abb. 16. Schaltweg der Drehbank.

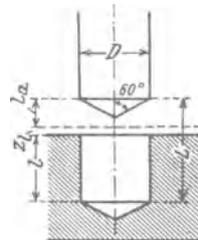


Abb. 17. Schaltweg der Bohrmaschine.



Abb. 18.
Schaltweg der Fräsmaschine.

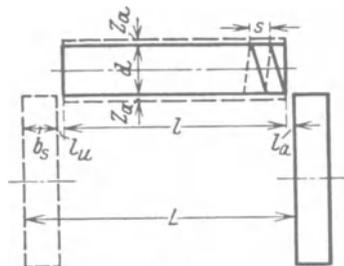


Abb. 19.
Schaltweg der Schleifmaschine.

Fräsmaschine: Nach Abb. 18: Schaltweg $L = l + 2Z_l + l_a + l_u$.

Schleifmaschine: Nach Abb. 19: Schaltweg $L = l + l_a + l_u + b_s$.

Nach Abb. 6 u. 7 ist die Umfangsgeschwindigkeit des Werkstückes die kreisende Vorschubgeschwindigkeit v_u . $v_u = \pi d \cdot n_2$ in m/min und $n_2 = \frac{v_u}{\pi d}$ Umläufe/min, z. B. $v_u = 8 \div 15$ m/min.

Die gerade Vorschubgeschwindigkeit s' ist auch hier $s' = n_2 s$ mm/min.

Laufzeit der Schleifmaschine: $t_h = \frac{L}{n_2 s} \cdot i = \frac{L}{s'} \cdot i = \frac{\pi d}{v_u} \frac{L}{s} \cdot i$ in min.

Anzahl der Schleifgänge

$$i = \frac{Z_a}{a} \text{ bei einer Spantiefe } a = 0,01 \div 0,05 \text{ mm.}$$

$$s = \frac{1}{5} b_s \div \frac{9}{10} b_s, \text{ wenn } b_s \text{ die Scheibenbreite in mm ist.}$$

Bei den Werkzeugmaschinen mit gerader Hauptbewegung, den Hobel- und den Stoßmaschinen, ist

$$\text{die Laufzeit } t_h = \frac{B}{n_L \cdot s} = \frac{\text{Hobelbreite}}{\text{Schaltweg in mm/min}}$$

$$n_L = \text{Anzahl der Doppelhübe/min} = \text{Hubzahl.}$$

Die Hubzahl läßt sich auch rechnerisch ermitteln. Bei L m Hub ist die Zeit t_1 für einen Doppelhub, wenn v_a die Hobelgeschwindigkeit in m/min und v_r die Rücklaufgeschwindigkeit in m/min ist,

$$t_1 = t_a + t_r = \frac{L}{v_a} + \frac{L}{v_r} \text{ in min, hierin } v_r = q \cdot v_a;$$

$q = \text{Beschleunigungsgrad,}$

$$t_1 = \frac{L}{v_a} \left(1 + \frac{1}{q} \right).$$

$$\text{Theoretische Hubzahl/min } n_L = \frac{1}{t_1} = \frac{v_a}{L \cdot \left(1 + \frac{1}{q} \right)}.$$

Die theoretische mittlere Tischgeschwindigkeit

$$v_m = \frac{2L}{t_1} = \frac{2v_a}{1 + \frac{1}{q}},$$

$$\text{z. B. } v_a = 10 \text{ m/min, } q = 3, v_m = \frac{2 \cdot 10}{1 + \frac{1}{3}} = 15 \text{ m/min.}$$

Mit obigem Wert für n ist die theoretische Laufzeit der Maschine

$$t_h = \frac{B}{n_L \cdot s} = \frac{L \left(1 + \frac{1}{q} \right)}{v_a} \cdot \frac{B}{s} \text{ min.}$$

Verrechnet man den Zeitverlust des Rücklaufs $t_r = \frac{L}{v_r}$ mit auf den Hobelgang, so erhält man die theoretische

$$\text{Nutzgeschwindigkeit: } v_n = \frac{L}{t_a + t_r} = \frac{L}{\frac{L}{v_a} + \frac{L}{v_r}} = \frac{v_a}{1 + \frac{1}{q}}$$

$$\text{z. B. } v_a = 10 \text{ m/min, } q = 3; v_n = \frac{10}{1 + \frac{1}{3}} = 7,5 \text{ m/min.}$$

$$\text{Laufzeit } t_h = \frac{L}{v_n} \cdot \frac{B}{s} \text{ min.}$$

Werte für die Beschleunigung des Rücklaufes:

$$\begin{aligned} q &\leq 2 \text{ bei großen Maschinen,} \\ q &\leq 2,5 \text{ bei mittleren Maschinen,} \\ q &\leq 3 \text{ bei kleineren Maschinen.} \end{aligned}$$

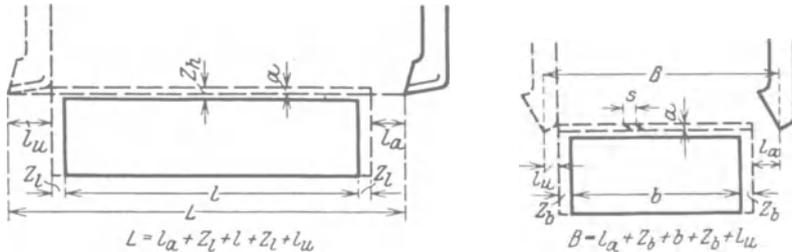


Abb. 20 u. 21. Hub und Hobelbreite.

Nach Abb. 20 und 21 ist: Hub $L = l_a + Z_l + l + Z_r + l_u$, hierin Hobellänge $= l$ mm, Schaltweg $B = l_a + Z_b + b + Z_r + l_u$, hierin $b =$ Hobelbreite.

$l_a + l_u = 100$ mm bei neuen Tischhobelmaschinen mit elektrischer Umsteuerung.

$l_a + l_u = 150$ mm bei neuen Tischhobelmaschinen mit Riemenverschiebung.

$l_a + l_u = 50$ mm bei Stößelhobelmaschinen mit Schwingenantrieb.

$l_a + l_u = 75$ mm bei Stößelhobelmaschinen mit Zahnstangenantrieb.

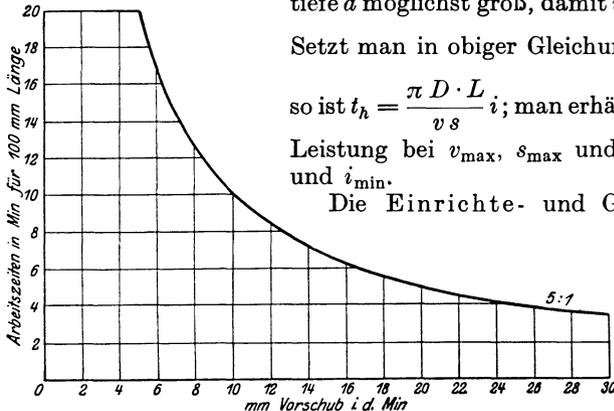
Die theoretischen Hubzahlen und Geschwindigkeiten werden jedoch nicht voll erreicht, da mit jedem Hubwechsel Beschleunigungen und Verzögerungen in der Bewegung des Tisches auftreten. Die wirkliche Hubzahl erhält man durch Messen mit der Schaltuhr, indem man die Maschine z. B. 10 Doppelhübe machen läßt und dabei die Zeit t_{10} auf der

Uhr abliest. Die Zeit für einen Doppelhub ist dann $t_1 = \frac{1}{10} t_{10}$ min. (Bd. 2, S. 71 u. 104).

β) Die zeichnerische Bestimmung der Laufzeit.

Es war $t_h = \frac{L}{s}$ und $s' \cdot t_h = L$. Zum Aufzeichnen gesetzt: $x = s'$, $y = t_h$, $\alpha^2 = L = 100$ mm, $x \cdot y = \alpha^2 = 100$; für $x = y$ ist $x^2 = 100$, $x = 10$. Die Zeitlinie ist demnach eine gleichseitige Hyperbel, die in Abb. 22 gezeichnet ist. Um die Laufzeit zu finden, hat man auf der x -Achse die Vorschubgeschwindigkeit s' mm/min abzulesen, deren Lot die Zeit für $L = 100$ mm Schaltweg auf der y -Achse angibt.

Die Gleichung $t_h = \frac{L}{n \cdot s} \cdot i$ lehrt, daß die Laufzeit um so kürzer und die Leistung der Maschine um so größer ausfällt, je größer die Drehzahl n und der Vorschub s , je kleiner der Schaltweg L und die Schnittzahl i sind. Man muß daher in Abb. 16 die Stoffzugabe z_a , den Anlauf l_a und den Überlauf l_u so klein als möglich halten und die jedesmalige Spantiefe a möglichst groß, damit $i = i_{\min}$ wird.



Setzt man in obiger Gleichung $n = \frac{v}{\pi D}$,

so ist $t_h = \frac{\pi D \cdot L}{v s} i$; man erhält die größte

Leistung bei v_{\max} , s_{\max} und D_{\min} , L_{\min} und i_{\min} .

Die Einrichte- und Griffzeiten

Abb. 22. Rechentafel für die Laufzeit bei 100 mm Schaltweg.

müssen geschätzt oder mit der Schaltuhr gemessen werden (Bd. 2, S. 114).

γ) Rechnerische Ermittlung der Spanleistung.

Das Spangewicht als Maßstab der Leistung der Werkzeugmaschinen läßt sich, wie folgt, berechnen:

Drehbank: Beim Langdrehen nach Abb. 23 u. 24 ist

$$G = \left(\frac{\pi d^2}{4} - \frac{\pi d_1^2}{4} \right) s \cdot n \cdot 60 \cdot \gamma \text{ kg/h.}$$

Beim Plandrehen ist nach Abb. 25 u. 26:

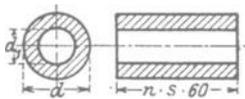


Abb. 23 u. 24. Spanleistung in kg/h beim Drehen.

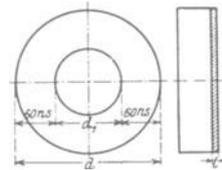


Abb. 25 u. 26. Spangewicht beim Plandrehen.

$$G = \left(\frac{\pi d^2}{4} - \frac{\pi d_1^2}{4} \right) t \cdot \gamma \text{ kg/h, dabei ist } d_1 = d - 2n \cdot s \cdot 60.$$

Ausbohrmaschine: $G = \left(\frac{\pi d^2}{4} - \frac{\pi d_1^2}{4} \right) s \cdot n \cdot 60 \cdot \gamma \text{ kg/h.}$

Lochbohrmaschine: $G = \frac{\pi d^2}{4} \cdot s \cdot n \cdot 60 \cdot \gamma \text{ kg/h.}$

Fräsmaschine: $G = b \cdot t \cdot s \cdot n \cdot 60 \cdot \gamma$ kg/h (Abb. 27 u. 28).

Hobel- und Stoßmaschine: $G = l \cdot t \cdot s \cdot n \cdot 60 \cdot \gamma$ kg/h (Abb. 29 u. 30).

Das Spangewicht kann man auch aus der Schnittgeschwindigkeit v in m/min, dem Spanquerschnitt F_s in mm² ermitteln.

$$G = \frac{F_s \cdot v \cdot 60 \gamma}{1000} \text{ kg/h.}$$

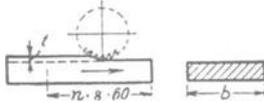


Abb. 27 u. 28. Spanleistung in kg/h beim Fräsen.

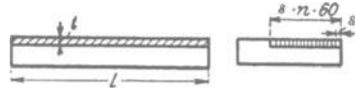


Abb. 29 u. 30. Spanleistung in kg/h beim Hobeln.

Da der Leistungsbedarf einer Werkzeugmaschine nach S. 272

$$N = \frac{F_s \cdot k_s \cdot v}{60 \cdot 75 \eta} \text{ ist und } F_s \cdot v = \frac{60 \cdot 75 \cdot \eta \cdot N}{k_s},$$

$$\text{so ist } G = \frac{60 \cdot 75 \cdot N \cdot \eta \cdot 60 \gamma}{1000 \cdot k_s} = 270 \cdot \eta \cdot N \cdot \frac{\gamma}{k_s} \text{ in kg/h.}$$

Wählt man $\eta = 0,7$, so ist $G = 189 \cdot \gamma \cdot \frac{N}{k_s}$ in kg/h. Das durch $N = 1$ PS/h erzeugte Spangewicht wäre

$$G_1 = \frac{189 \cdot \gamma}{k_s} \text{ in kg/PS h.}$$

Werte für k_s s. S. 259.

Die Spanmenge $V = F_s v$ cm³/min, hierin F_s in mm² und v in m/min.

Aus dem Arbeitsbedarf N erhält man als Spanmenge $V = \frac{4500 \cdot \eta N}{k_s}$ in cm³/min und für $N = 1$ PS

$$V_1 = \frac{4500 \cdot \eta}{k_s} \text{ in cm}^3/\text{PS min.}$$

Setzt man in der Zeitgleichung $t_h = \frac{\pi D \cdot L \cdot i}{v \cdot s}$ für $s = \frac{F_s}{a}$, so erhält man

$$t_h = \frac{\pi D \cdot L \cdot a \cdot i}{v \cdot F_s}. \text{ Die Laufzeit wird daher um so kleiner sein, je größer}$$

die Spanmenge der Bank $F_s v$ in cm³/min ist, je kleiner die wegzudrehende Spantiefe a , die Schnittzahl i , der Schaltweg L und der rohe Drehdurchmesser D sind.

1. Aufgabe. Es soll eine Welle von 100 mm \varnothing bei 20 m/min Schnittgeschwindigkeit und bei einem Vorschub von 2,5 mm abgedreht werden. Die zu bearbeitende Länge sei 1500 mm. Wie groß ist die Laufzeit?

a) Rechnerische Lösung:

$$\text{Laufzeit } t_h = \frac{L}{n \cdot s}, \text{ hierin } n = \frac{v}{\pi D} = \frac{20}{\pi \cdot 0,1} \sim 64, L = 1500 + 2 \cdot 10$$

$$t_h = \frac{L}{n \cdot s} = \frac{1520}{64 \cdot 2,5} = \frac{1520}{160} = 9,5 \text{ min.}$$

b) Zeichnerische Lösung:

Nach Abb. 22 ist für 16 mm Vorschub/min die Zeit 6,25 min, demnach ist die Zeit für 160 mm Vorschub 0,625 min bei 100 mm Drehlänge. Die Laufzeit ist daher $t_h = \frac{1520 \cdot 0,625}{100} = 9,5$ min.

Wie groß ist die Spanleistung der Drehbank, wenn die Spantiefe 6 mm beträgt?

Spanleistung = Gewicht der abgedrehten Spansäule (Abb. 23 u. 24).

$$G = \left(\pi \frac{d^2}{4} - \pi \frac{d_1^2}{4} \right) \cdot s \cdot n \cdot 60 \cdot \gamma$$

$$G = \left(\frac{\pi}{4} 1^2 - \frac{\pi}{4} 0,88^2 \right) \cdot 0,025 \cdot 64 \cdot 60 \cdot 7,85 = \sim 133 \text{ kg/h.}$$

2. Aufgabe. Es ist ein Werkstück von 1500 mm Länge und 120 mm Breite zu hobeln. Die Hobelmaschine hat eine Schnittgeschwindigkeit von 10,2 m/min. Der Rücklauf wird auf das 3fache beschleunigt. Der Vorschub ist 2 mm. Wie groß ist die Laufzeit?

a) Rechnerische Lösung (Abb. 8 u. 9):

Da der Hobelstahl jedesmal um 2 mm verschoben wird, so muß er bei einer Schaltbreite von 124 mm $\frac{124}{2} = 62$ mal geschaltet werden. Der Hobeltisch muß daher 62mal hin- und zurücklaufen. Nimmt man bei einer Hobellänge $l = 1,5$ m den Hub des Tisches $L = 1,7$ m, so braucht der Tisch bei 10,2 m/min Geschwindigkeit für einen Hobelgang $\frac{1,7}{10,2} = 0,167$ min. Da der Rücklauf 3 mal so schnell erfolgt, so beansprucht der Tisch hierzu 0,056 min. Die Zeit für einen Hin- und Rücklauf ist daher $0,167 + 0,056 = 0,223$ min. Da der Tisch 62 Hin- und Rückläufe zu machen hat, so ist die Hobelzeit $62 \cdot 0,223 = 13,8 \sim 15$ min.

Nach der Gleichung auf S. 11 war die Laufzeit

$$t_h = \frac{L}{v_a} \left(1 + \frac{1}{q} \right) \frac{B}{s} = \frac{1,7}{10,2} \cdot \left(1 + \frac{1}{3} \right) \frac{124}{2} = 13,9 \sim 15 \text{ min.}$$

oder $t_h = \frac{L}{v_n} \cdot \frac{B}{s}; v_n = \frac{v_a}{1 + \frac{1}{q}} = \frac{10,2}{1 + \frac{1}{3}} = 7,65 \text{ m/min.}$

$$t_h = \frac{1,7}{7,65} \cdot \frac{124}{2} = 13,8 \sim 15 \text{ min.}$$

Wie groß ist die Spanleistung bei 6 mm Spantiefe?

Da die Maschine 0,223 min für einen Hin- und Rücklauf des Tisches braucht, so macht sie $\frac{1}{0,223} \sim 4$ Doppelhübe/min und 240 Doppelhübe/h.

Bei 2 mm Vorschub würde die stündliche Hobelbreite = $60 n s = 240 \cdot 2$ mm betragen. Die Länge des Werkstückes ist 1500 mm, folglich ist das Spangewicht (Abb. 29 u. 30):

$$G = L \cdot t \cdot s \cdot n \cdot 60 \cdot \gamma = 15 \cdot 0,06 \cdot 0,02 \cdot 240 \cdot 7,5 = 32 \text{ kg/h.}$$

b) Zeichnerische Lösung:

Bei 4 Doppelhüben/min und 2 mm Vorschub ist die Hobelbreite = 8 mm/min. Hierfür ist nach Abb. 22 bei einer Hobelbreite von 100 mm die Zeit $t_{h100} = 12,5$ min. Der Schaltbreite von 124 mm entspricht also eine Laufzeit

$$t_h = \frac{124 \cdot 12,5}{100} = 15,5 \text{ min.}$$

Im praktischen Betriebe wird das Spangewicht zweckmäßig durch Wiegen des Werkstückes vor und nach der Bearbeitung unter Beobachtung der Laufzeit der Maschine festgestellt.

4. Die wirtschaftliche Ausnutzung einer Werkzeugmaschine.

Die wirtschaftliche Ausnutzung einer Werkzeugmaschine verlangt bei einem bestimmten Drehdurchmesser und Stoff eines Werkstückes die richtige Umlaufzahl und Schnittgeschwindigkeit. Den besten Überblick hierüber bietet die Geschwindigkeitssäge in Abb. 31. Sie ist entwickelt aus der Gleichung $v = \pi D \cdot n$. Da bei einer Werkzeugmaschine die Umläufe bekannt, dagegen v und D veränderlich sind, so ist $\operatorname{tg} \alpha = \frac{v}{D} = \pi \cdot n$. Für die Rechentafel setzt man $y = v$ und

$x = D$, so ist $\frac{y}{x} = \pi \cdot n$. Das ist die Gleichung einer Geraden, die durch den Nullpunkt geht. Hat eine Drehbank z. B. $n_1 = 20$, $n_2 = 30$, $n_3 = 45$, $n_4 = 68$, $n_5 = 100$, $n_6 = 150$, $n_7 = 225$, $n_8 = 340$, so wären die Lote y für $x = 100$ folgende:

$$\begin{array}{ll} y_1 = 100 \cdot \pi \cdot 20 = 6,283 \text{ m} & y_5 = 100 \pi \cdot 100 = 31,416 \text{ m} \\ y_2 = 100 \cdot \pi \cdot 30 = 9,424 \text{ „} & y_6 = 100 \pi \cdot 150 = 47,124 \text{ „} \\ y_3 = 100 \cdot \pi \cdot 45 = 14,137 \text{ „} & y_7 = 100 \pi \cdot 225 = 70,686 \text{ „} \\ y_4 = 100 \cdot \pi \cdot 68 = 21,363 \text{ „} & y_8 = 100 \pi \cdot 340 = 106,810 \text{ „} \end{array}$$

Durch Auftragen dieser Maße bei $D = 100$ mm ist die Rechentafel entstanden. Sollen für $v = 20$ m/min die Drehdurchmesser ermittelt werden, so ist nur festzustellen, bei welchen Durchmessern die Umlauflinien n_1 bis n_8 die Geschwindigkeitslinie $v = 20$ schneiden. Die Bank nutzt $v = 20$ m/min bei 320, 210, 210, 140, 90, 65, 40, 28 und 18 mm Durchmesser voll aus. Das Schaubild zeigt ferner, daß bei der Drehbank die Drehdurchmesser von 320 bis 210 mm mit $n_1 = 20$ zu bearbeiten sind. Dabei fällt die Schnittgeschwindigkeit v von 20 bis 13 m/min, der Geschwindigkeitsverlust ist also 7 m/min. Der Arbeitsbereich für die einzelnen Umlaufzahlen ist demnach folgender:

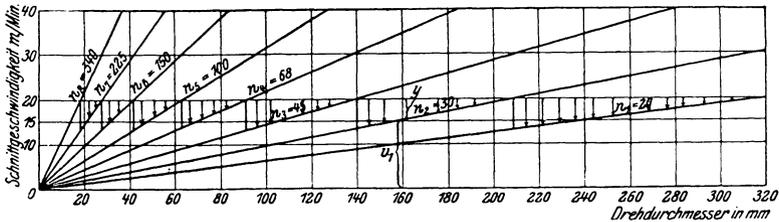


Abb. 31. Geschwindigkeitssäge oder Sägeplan für $v = \pi D n$.

Arbeitsbereich für $v = 20$ m/min.

| Drehzahl | Arbeitsbereich in mm \varnothing | Drehzahl | Arbeitsbereich in mm \varnothing |
|----------|---------------------------------------|----------|---------------------------------------|
| 20 | 210 ÷ 320 | 100 | 40 ÷ 65 |
| 30 | 140 ÷ 210 | 150 | 30 ÷ 40 |
| 45 | 90 ÷ 140 | 225 | 20 ÷ 30 |
| 68 | 65 ÷ 90 | 340 | ÷ 20 |

In gleicher Weise lassen sich die Drehdurchmesser für jede andere Schnittgeschwindigkeit ablesen, z. B. für $v = 10, 15, 30, 40$ m/min. Mit einer derartigen Rechentafel kann man, wie oben, dem Betrieb leicht einen Überblick über das Arbeitsfeld der Maschine geben. Es soll z. B. bei $v = 20$ m/min ein Drehdurchmesser von 160 mm bearbeitet werden. Nach der Abb. 31 ist für $D = 160$ $n_2 = 30$ zu nehmen. Die Bank arbeitet dabei mit der wirklichen Schnittgeschwindigkeit $v_2 = 15$ m/min, also mit einem Geschwindigkeitsverlust $y = v - v_1 = 5$ m/min (Abb. 47, Bd. II, S. 54).

II. Die Getriebe.

Die Getriebe der Werkzeugmaschinen setzen sich aus Maschinenteilen zusammen, welche die Haupt- und Schaltbewegung hervorbringen. Sie gehören daher zu den wichtigsten Bestandteilen einer Werkzeugmaschine. Die Getriebe der Hauptbewegung heißen Hauptgetriebe, die der Vorschub- oder Schaltbewegung Vorschub- oder Schaltgetriebe. Für das Entwerfen aller Getriebe gilt als Grundsatz: Je einfacher und dauerhafter ihre Bauart, je ruhiger ihr Gang, je einfacher und sicherer ihre Bedienung und je höher ihr Wirkungsgrad ist, um so besser sind sie für eine Werkzeugmaschine geeignet. Denn starke und ruhig laufende Getriebe gewährleisten eine hohe Leistung und genaue Arbeit, die rasche Bedienung eine gute Ausnutzung der Maschine und der hohe Wirkungsgrad geringe Stromkosten.

A. Die Hauptgetriebe.

Nach ihrer besonderen Aufgabe unterscheiden wir bei den Hauptgetrieben jeder Werkzeugmaschine: den Antrieb, die Umsteuerung und den Ausrücker.

1. Der Antrieb der Werkzeugmaschinen.

Nach der Hauptbewegung der anzutreibenden Maschine gibt es Antriebe für die kreisende Hauptbewegung und Antriebe für die gerade Hauptbewegung. Als allgemeine Bauregel für Antriebe gilt, daß man bei ihnen große Kraftwege vermeiden soll, da sie viele Verlustquellen mit sich führen. Der Wirkungsgrad wird daher um so günstiger sein, je kürzer der Kraftfluß von der Antriebsscheibe bis zum Werkzeug ist.

a) Die Antriebe für die kreisende Hauptbewegung.

Bei größeren Wellenentfernungen kommen für den Antrieb der kreisenden Hauptbewegung die Ketten-, Seil- und Rientriebe in Frage. Sie übertragen die Drehbewegung des Deckenvorgeleges oder des Motors auf die Arbeitsmaschine. Soll mit dem Rientrieb eine große Leistung erzielt werden, so muß der Riemen mit großer Geschwindigkeit v_R auf möglichst großen Scheiben laufen, da seine Durchzugskraft P_R mit v_R und d_R zunimmt. Die Riemenleistung ist dann

$$N = \frac{P_R \cdot v_R}{75} \text{ (PS).}$$

Die Durchzugskraft eines Riemens ist $P_R = p_R \cdot b_R$ in kg, wenn p_R die Einheitszugkraft in kg/cm und b_R die Riemenbreite in cm ist.

Zahlentafel 2. Riemenzugkräfte nach AWF-Richtwerten.

| | | | | | | |
|------------------|----|----|-----|-----|-----|-----|
| b_R in mm . . | 60 | 70 | 85 | 100 | 120 | 150 |
| p_R in kg/cm . | 12 | 12 | 13 | 15 | 15 | 16 |
| P_R in kg . . | 72 | 84 | 110 | 150 | 180 | 240 |

Die Riemengeschwindigkeit $v_R = \frac{\pi d_R n_R}{60}$ in m/s, wenn d_R der Scheibendurchmesser in m ist.

Beispiel: Wie groß ist die Riemenleistung bei 100 mm Breite auf einer Scheibe von 600 mm \varnothing und 300 Umläufen/min?

$$\text{Riemengeschwindigkeit } v_R = \frac{\pi \cdot 0,6 \cdot 300}{60} = 9,42 \text{ m/s,}$$

$$\text{Riemenleistung } N = \frac{150 \cdot 9,42}{75} = 18,84 \text{ PS.}$$

Bei kleineren Wellenentfernungen sind Räder und bei gleichachsigt liegenden Wellen Kupplungen für die Bewegungsübertragung zu benutzen.

a) Der Stufenscheibenantrieb.

Soll die Leistung einer Werkzeugmaschine jederzeit ausgenutzt werden, so muß die vorgeschriebene Schnittgeschwindigkeit v bei großen und kleinen Werkstücken eingehalten werden, also

$$v = \pi d_{\max} \cdot n_{\min} = \pi d_{\min} \cdot n_{\max}.$$

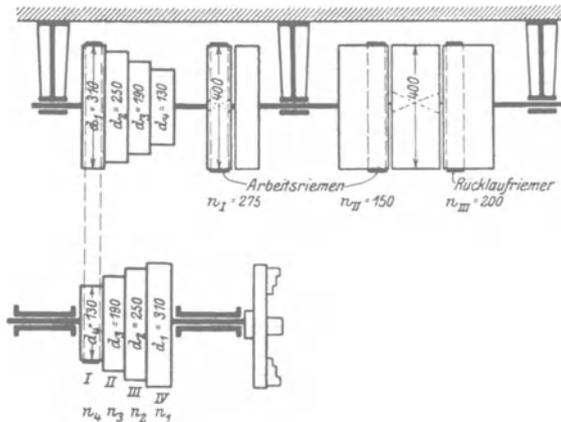


Abb. 32. Stufenscheibenantrieb nebst Deckenvorgelege mit einem Arbeitsriemen für das Drehen mit $n_I = 275$ und einem zweiten Arbeitsriemen für das Gewindegewindeschneiden mit $n_{II} = 150$ und einem gekreuzten Riemen für den schnellen Rücklauf mit $n_{III} = 200$.

Diese Gleichung lehrt, daß die Maschine bei großen Werkstücken mit kleiner Umlaufzahl und bei kleinen Werkstücken mit hoher Umlaufzahl

arbeiten muß. Die Leistungsfähigkeit verlangt also, daß jede Werkzeugmaschine eine Reihe Umlaufzahlen hat, damit die Schnittgeschwindigkeit bei allen vorkommenden Werkstücken möglichst voll ausgenutzt werden kann. Dies ist beim Riemenantrieb der Maschine mit Stufenscheiben zu erreichen, die eine Drehzahlentreppe mit wachsenden Abstufungen von n_{\min} bis n_{\max} gewährt (s. Aufgabe auf S. 24). Die Güte der Arbeit verlangt, daß der Stufenriemen gleichmäßig durchzieht. Hierzu muß er mit Spannung auf den Scheiben liegen, so daß sie mit gleicher Geschwindigkeit laufen. Unter dieser Voraussetzung ist nach Abb. 32

$$v_{\text{oben}} = v_{\text{unten}} \text{ oder } \pi d_1 n_1 = \pi d_4 n_4.$$

$$\frac{d_1}{d_4} = \frac{n_4}{n_1}$$

Aufgabe. Welche Umlaufzahlen hat die Maschine bei dem Stufenriemenantrieb in Abb. 32, wenn das Deckenvorgelege beim Drehen $n_I = 275$ Umläufe/min macht?

$$\begin{aligned} \text{Riemen auf I: } n_4 &= n_I \cdot \frac{d_1}{d_4} = 275 \cdot \frac{310}{130} = 656 \\ \text{„ „ II: } n_3 &= n_I \cdot \frac{d_2}{d_3} = 275 \cdot \frac{250}{190} = 362 \\ \text{„ „ III: } n_2 &= n_I \cdot \frac{d_3}{d_2} = 275 \cdot \frac{190}{250} = 209 \\ \text{„ „ IV: } n_1 &= n_I \cdot \frac{d_4}{d_1} = 275 \cdot \frac{130}{310} = 115 \end{aligned}$$

Welche Umläufe macht die Bank beim Gewindeschneiden mit $n_{II} = 150$ und beim schnellen Rücklauf mit $n_{III} = 200$?

β) Die Vergrößerung des Geschwindigkeitswechsels.

Der Stufenriemen gewährt bei einer vierstufigen Scheibe nur 4 Umlaufzahlen der Maschine. Die volle Schnittgeschwindigkeit kann daher nur selten ausgenutzt werden. Will man die Leistung einer Werkzeugmaschine wirtschaftlich ausnutzen, so muß die Reihe der Umlaufzahlen vergrößert werden. Was dies bedeutet, zeigt eine einfache Rechnung:

Aufgabe. Es sind 30 Wellen von 60 mm \varnothing abzdrehen bei $v = 18$ m/min. Der Schaltweg bei jeder Welle sei 1200 mm und der Vorschub der Bank 0,8 mm. Die volle Umlaufzahl sei nicht vorhanden. Wie groß sind die Zeitverluste?

1. Laufzeit bei voller Umlaufzahl:

$$v = \pi \cdot D \cdot n; \quad 18 = \pi \cdot \frac{60}{1000} \cdot n$$

$$n = \frac{18000}{\pi \cdot 60} = \frac{300}{\pi} = 96.$$

Die Maschine müßte also 96 Umläufe/min machen.

Hierfür ist die Laufzeit $t_h = \frac{L}{s \cdot n} = \frac{30 \cdot 1200}{96 \cdot 0,8} \sim 470$ min = 7 h 50 min.

2. Wirkliche Laufzeit:

Die Drehbank hat als nächste Umlaufzahl $n = 70$.

$$\text{Laufzeit} = \frac{30 \cdot 1200}{70 \cdot 0,8} = 643 \text{ min} = 10 \text{ h } 43 \text{ min.}$$

Die Maschine hat also einen Zeitverlust von 2 h und 53 min verursacht, weil sie nicht mit der vollen Umlaufzahl arbeiten konnte. Nimmt man für das Einrichten der Maschine 10 min und für das Spannen, Anstellen und Messen je Welle 6 min an, so wären im ersten Falle $470 + 190 = 660 \text{ min} = 11 \text{ h}$, im zweiten Falle $643 + 190 = 833 \text{ min} = 13 \text{ h } 53 \text{ min}$ erforderlich. Bei 0,80 M. Stundenlohn würde das Abdrehen der Wellen 8,80 M. oder 11,11 M. kosten und bei 200 vH Geschäftskosten 26,40 M. oder 33,33 M.

Der Geschwindigkeitswechsel kann vergrößert werden:

1. Am Deckenvorgelege:

Durch 2 Arbeitsriemen (Abb. 32), von denen der erste dem Deckenvorgelege für das Drehen $n_I = 275$ und der zweite für das Gewindecneiden $n_{II} = 150$ Umläufe erteilt. Ist die Stufenscheibe bei diesem doppelten Vorgelege vierstufig, so hat die Maschine 2×4 verschiedene Umlaufzahlen.

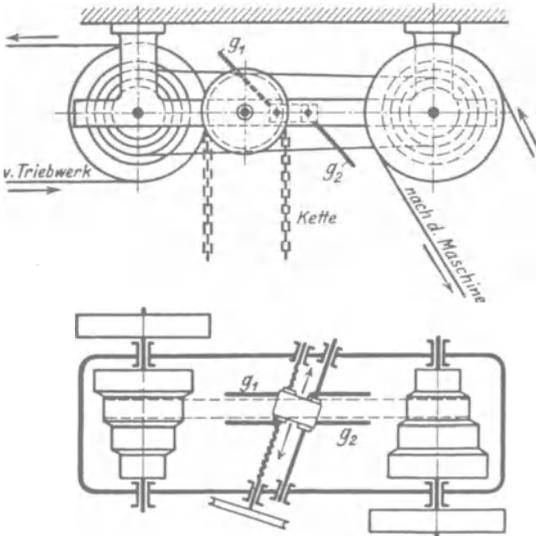


Abb. 33 u. 34. Deckenvorgelege mit Stufenscheiben.

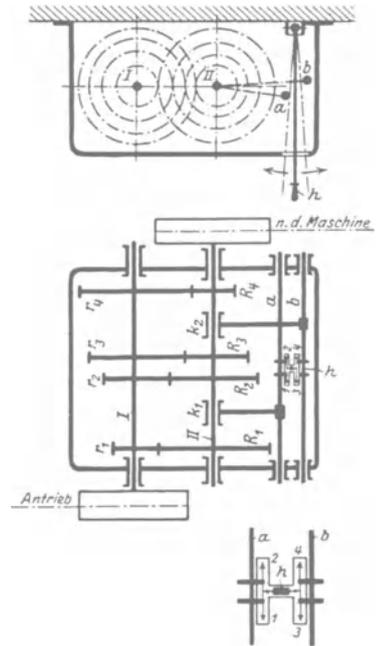


Abb. 35 bis 37. Deckenvorgelege mit Stufenrädern.

Die Geschwindigkeitsreihe läßt sich noch durch einen 3. oder 4. Riemen erweitern, so daß die Maschine 3×4 oder 4×4 Umlaufzahlen hat. Man geht jedoch selten über 2 Arbeitsriemen und einen Rücklaufriemen (Abb. 32) hinaus, weil der Arbeiter die vielen Riemen nicht übersehen kann.

Will man mit dem Deckenvorgelege mehrere Umlaufzahlen erzielen, so sind in ihm Stufenscheiben, Stufenräder oder stufenlose Scheiben zu verwenden.

Bei Stufenscheiben muß für ein rasches Verschieben des Riemen gesorgt werden. In den Abb. 33 u. 34 ist dies durch die Zwischenkegel gesorgt. In den Abb. 35 bis 37 ist dies durch die Zwischenkegel gesorgt. Beim Ziehen an der Kette nehmen die

Gabeln g_1, g_2 die Riemenzüge mit, die schnell auf die nächsten Stufen auf-
laufen. Bei kurzem Riemen müßte man eine Leitrolle vorsehen, damit ein
sicheres Durchziehen erreicht wird. Das Deckenvorgelege setzt voraus,
daß die Werkzeugmaschine Einscheibenantrieb nach Abb. 49—56 hat.

Das Deckenvorgelege in Abb. 35—37 vollzieht den Geschwindigkeits-
wechsel mit 4 Räderpaaren. Auf der Welle II sind die Kuppelräder R_1
bis R_4 durch die Doppelreibkupplungen k_1 und k_2 im Betriebe zu schalten.
Um dies mit einer Stange h vornehmen zu können, ist im Boden des
Räderkastens ein $[-]$ förmiger Schlitz vorgesehen. Wird h in dem linken
Schlitz nach 1 oder 2 bewegt, so rückt die Stange a die Kupplung k_1 in R_1
oder R_2 ein. Während dieser Zeit ist k_2 ausgerückt. Will man k_2 ein-
schalten, so muß man die Stange h in dem rechten Schlitz nach 3 oder 4
bewegen. Dabei wird zuerst k_1 zwangläufig ausgerückt. Zum Ausrücken
der Maschine muß die Stange h in den mittleren Schlitz gestellt werden.

Soll das Deckenvorgelege mit stufenlosen Scheiben ausgestattet
werden, so ist es nach Abb. 44 einzurichten. An die Stelle des Hand-
rades H tritt ein Kettenrad und an die Stelle der Planscheibe die
Antriebsscheibe für die Maschine.

Deckenvorgelege haben allgemein den Nachteil, daß sie große Kraft-
wege verursachen, die Bedienung und Übersicht, sowie das Aufstellen
und Umstellen der Maschinen erschweren. Will man ihren Wirkungs-
grad einigermaßen günstig gestalten, so müssen die Wellen in Kugel-
lagern laufen und die Räder sauber verzahnt sein.

2. An der Maschine.

Der Geschwindigkeitswechsel an der Maschine hat kürzere Kraft-
wege, bessere Übersicht und eine handlichere Bedienung.

a) Durch Stufenscheiben und Rädervorgelege.

a) Der Spindelstock mit zwei Rädervorgelegen.

Die Anordnung der Rädervorgelege muß hierbei so getroffen werden,
daß die Maschine

1. ohne Rädervorgelege, d. h. mit der Stufenscheibe allein,
2. mit den Rädervorgelegen, d. h. mit der Stufenscheibe und den
Vorgelegen zusammen, betrieben werden kann.

Der Aufbau des Spindelstockes (Abb. 38) setzt daher voraus, daß
für das Arbeiten mit Vorgelegen die Stufenscheibe S mit dem Rade r_1
als Ganzes lose auf der Spindel D läuft. Für das Arbeiten ohne Vor-
gelege müssen die Räder R_1, r_2 ausgeschwenkt und die Stufenscheibe mit
dem festgekeilten Rade R_2 gekuppelt werden.

Das Ausschwenken der Vorgelege soll durch Umlegen eines Hand-
griffs geschehen. Hierzu ist in Abb. 40 die Vorgelegewelle um e außer-
achsig gelagert. Legt man in Abb. 38 den Griff h_1 von $+$ auf $-$, so wird
die Radhülse mit den Schwenkrädern R_1 und r_2 um $2e$ zurückverlegt.

Die Zähne dürfen dann nicht mehr kämmen, daher muß $e > \frac{h}{2}$ sein, wenn
 h die Zahnhöhe ist. Der Umleghebel wird in beiden Stellungen durch die
Federbüchse a verriegelt (Abb. 40).

Das Kuppeln der losen Stufenscheibe S mit dem festgekeilten Spindelrade R_2 besorgt der Mitnehmer M (Abb. 38). Bei leichten Maschinen kann dieser Mitnehmer ein Federbolzen sein (Abb. 41), der

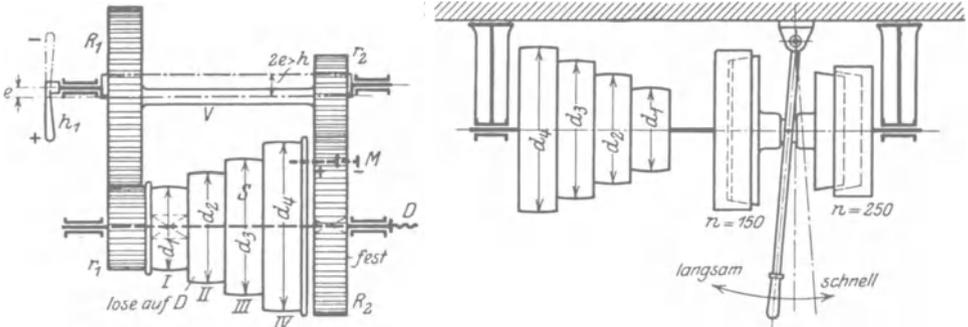


Abb. 38 u. 39. Stufenscheibenantrieb mit 2 Rädervorgelegen.

unter Federdruck in die Büchse c der Stufenscheibe S einspringt, sobald man die Feder vor die Nut der Glocke stellt und die Stufenscheibe mit der Büchse c vorbeidreht. Zum Ausrücken ist der Bolzen zurückzuziehen, etwas zu drehen und mit der Feder vor die Stirn der Glocke zu legen.

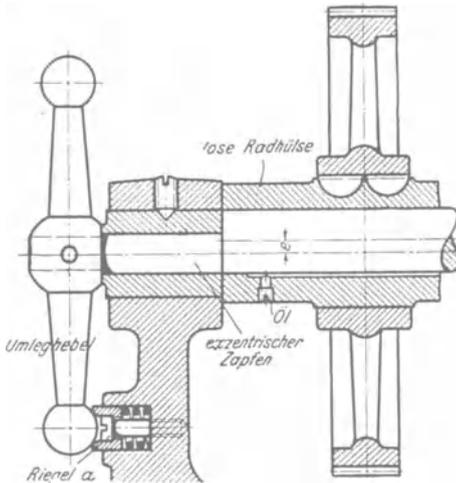


Abb. 40. Ausrücker für die Vorgelege.

- Bedienungsplan:
 a) Ohne Vorgelege: Vorgelege aus-schwenken auf $-$, M einrücken auf $+$, Umläufe $n_1 - n_4$;

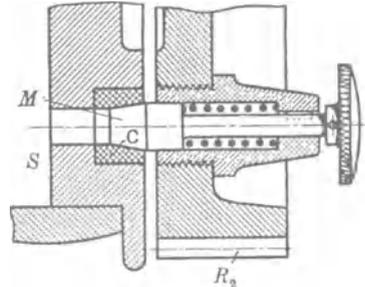


Abb. 41. Mitnehmer als Federbolzen.

- b) mit Vorgelegen: M ausrücken auf $-$, Vorgelege einschwenken auf $+$, Umläufe $n_5 - n_8$.

Mit der Stufenscheibe und den beiden Vorgelegen (Abb. 38) lassen sich daher 8 Umlaufzahlen erreichen. Hat das Deckenvorgelege, wie in Abb. 39, 2 Arbeitsriemen, so ist die Gesamtzahl der Umlaufreihe 2×8 . Die Folge dieses Antriebes ist, daß sich die volle Schnittgeschwindigkeit öfter ausnutzen läßt. Der Spindelstock ist in obiger Bauart mit zwei Nachteilen behaftet: Er ist 1. durch das Aufsuchen

des Mitnehmers umständlich zu bedienen und 2. nicht betriebsicher. Denn vergißt der Arbeiter bei eingerückten Vorgelegen den Mitnehmer auszuschalten, so treten Zahnbrüche ein. Beide Nachteile werden vermieden, sobald man, wie bei der Bohrmaschine in Abb. 249, mit dem Handhebel h_3 und der Kuppelung k die Vorgelege oder die Scheibe S_2 kuppeln kann. Diese Spindelstöcke sind für senkrechte Maschinen besonders wertvoll, da man sie mit einem Handgriff von unten her fehlerfrei bedienen kann.

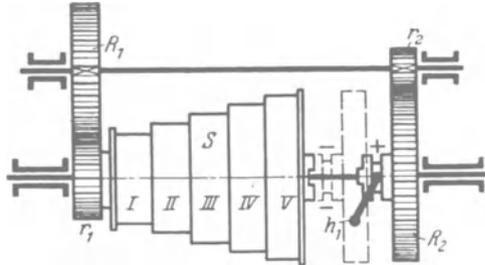


Abb. 42. Spindelstock mit Schieberad.

Auch bei waagerechten Werkzeugmaschinen, z. B. Drehbänken, legt man heute besonderen Wert auf einfaches und sicheres Bedienen. Bei dem Spindelstock in Abb. 42 ist dies mit dem Schieberad R_2 erreicht. Legt man den Hebel h_1 zum schnellen Lauf auf $-$, so kuppelt das Schieberad R_2 die Stufenscheibe S . Stellt man h_1 wieder auf $+$, so sind die Vorgelege $\frac{r_1}{R_1} \frac{r_2}{R_2}$ eingeschaltet. Mit dem Schieberad ist allerdings eine etwas längere Bauart des Spindelstockes verbunden.

Bedienungsplan:

- a) ohne Vorgelege \bullet , Riemen auf I \div V, $n_1 \div n_5$,
- b) mit Vorgelegen \bullet , Riemen auf I \div V, $n_6 \div n_{10}$.

β) Der Spindelstock mit 3 Rädervorgelegen.

Soll bei der Stufenscheibe eine noch größere Geschwindigkeitsreihe erzielt werden, so sind 3 Rädervorgelege einzubauen, die sich paarweise benutzen lassen. Dies ist in Abb. 43 dadurch erreicht, daß man die losen Räder R_1, R_2 auf der Radhülse H einzeln kuppeln kann.

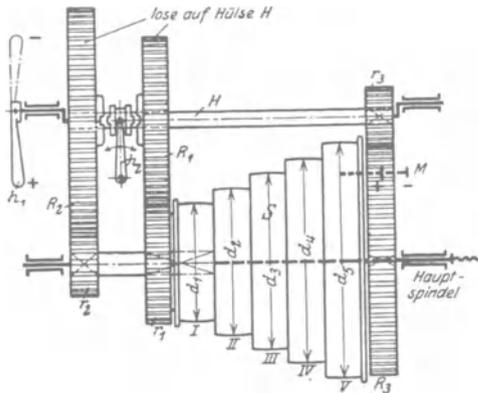


Abb. 43. Stufenscheibenantrieb mit 3 Rädervorgelegen.

Mit diesem Antriebe lassen sich 5×3 Umlaufzahlen einstellen und unter Benutzung des doppelten Deckenvorgeleges 30. Die Drehzahlentreppe hat zwischen n_{\min} und n_{\max} wesentlich kleinere Abstufungen (s. Schalttafel) und gestattet daher eine erhöhte Ausnutzung der Werkzeugmaschine. Allerdings sind die Bedienungsstellen um eine

Schaltplan des Spindelstockes in Abb. 43.

| Riemen auf Stufe | Vorgelegehebel h_1 | Stellung des Mitnehmers M | Schalthebel h_2 der Kupplung | Umlaufreihe der Maschine |
|------------------|----------------------|-----------------------------|--------------------------------|---|
| I | — | + | | $n_{15} = 382 \cdot \frac{284}{180} = 602$ |
| II | — | + | | $n_{14} = 382 \cdot \frac{258}{206} = 478$ |
| III | — | + | | $n_{13} = 382 \cdot \frac{232}{232} = 382$ |
| IV | — | + | | $n_{12} = 382 \cdot \frac{206}{258} = 305$ |
| V | — | + | | $n_{11} = 382 \cdot \frac{180}{284} = 242$ |
| I | + | — | | $n_{10} = n_{15} \cdot \frac{r_1}{R_1} \cdot \frac{r_3}{R_3} = 194$ |
| II | + | — | | $n_9 = n_{14} \cdot \frac{r_1}{R_1} \cdot \frac{r_3}{R_3} = 154$ |
| III | + | — | | $n_8 = n_{13} \cdot \frac{r_1}{R_1} \cdot \frac{r_3}{R_3} = 123$ |
| IV | + | — | | $n_7 = n_{12} \cdot \frac{r_1}{R_1} \cdot \frac{r_3}{R_3} = 98$ |
| V | + | — | | $n_6 = n_{11} \cdot \frac{r_1}{R_1} \cdot \frac{r_3}{R_3} = 78$ |
| I | + | — | | $n_5 = n_{15} \cdot \frac{r_2}{R_2} \cdot \frac{r_3}{R_3} = 60$ |
| II | + | — | | $n_4 = n_{14} \cdot \frac{r_2}{R_2} \cdot \frac{r_3}{R_3} = 48$ |
| III | + | — | | $n_3 = n_{13} \cdot \frac{r_2}{R_2} \cdot \frac{r_3}{R_3} = 38$ |
| IV | + | — | | $n_2 = n_{12} \cdot \frac{r_2}{R_2} \cdot \frac{r_3}{R_3} = 31$ |
| V | + | — | | $n_1 = n_{11} \cdot \frac{r_2}{R_2} \cdot \frac{r_3}{R_3} = 24$ |

(Hebel h_2) vermehrt. Will man den Wirkungsgrad verbessern, so kann man die Kuppelräder durch Schieberäder ersetzen. Hierzu wählt man am besten die kleinen Räder r_1 und r_2 , so daß die großen R_1 und R_2 auf H festsitzen müssen. Die Antriebe für $4 \times 3n$ und $3 \times 3n$ bauen sich in gleicher Weise auf, nur ist eine vier- oder dreistufige Scheibe zu nehmen.

b) Durch stufenlose Scheiben.

Stufenlose Scheiben sind bei dem Keilriementrieb von Reeves in Abb. 44 ausgeführt. Auf der Welle I sitzt die Antriebsscheibe E , die durch den Keilriemen K die Drehspindel II treibt. Um mit ihm

jede Umlaufzahl zwischen n_{\min} und n_{\max} einstellen zu können, sind auf *I* und *II* je zwei Kegelscheiben vorgesehen, die sich paarweise entgegengesetzt verschieben lassen. Hierzu ist nur das Handrad *H* zu drehen. Die rechts- und linksgängige Stellspindel *s* stellt dabei mit den Hebeln *a* und *b* die Kegelscheiben auf kleine oder große Übersetzungen $\frac{r_1}{R_1}$ ein. Mit diesen stufenlosen Scheiben lassen sich Räder-

vorgelege vereinigen im Sinne der Abb. 38, 42 u. 43.

Der Vorzug dieses stufenlosen Antriebes liegt darin, daß man bei der Maschine eine Drehzahlenrampe zur Verfügung hat und bei jedem Drehdurchmesser mit dem Handrade *H* die volle Schnittgeschwindigkeit im Betriebe einregeln kann. Ihr Nachteil ist die geringe Leistung, da die Riemen nur schmal sein dürfen.

Die Stufenscheibe hat für den Schnellbetrieb drei Nachteile:

1. Bei der größten Belastung der Maschine, d. h., wenn das größte Werkstück geschruppt wird, liegt der Riemen oben auf der kleinsten Scheibe. Er hat dort eine nur sehr kleine Auflage und läuft dazu mit der kleinsten Geschwindigkeit

$$v_{R \min} = \frac{d_1 \pi n}{60}$$

wird infolgedessen bei schweren

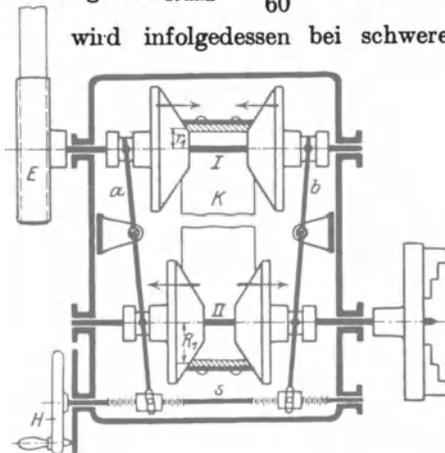


Abb. 44. Antrieb mit stufenlosen Scheiben.

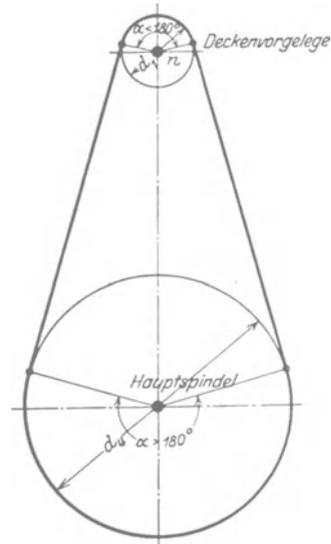


Abb. 45. Ungünstige Riemenlage bei Stufenriemen.

Schnitten nicht durchziehen und die Maschine wenig leisten (Abb. 45). Läuft der Riemen oben auf der größten Scheibe, so hat er $v_{R \max}$, doch hält das dünne Werkstück dem vollen Span nicht stand.

2. Das Verlegen des Riemens von einer Stufe auf die andere erfordert viel Zeit. Dazu kommen die bereits erwähnte mangelhafte Betriebssicherheit und die verstreut liegenden Bedienungsstellen.
3. Infolge des großen Kraftweges vom Motor zur Haupttriebwerkswelle und von hier über Deckenvorgelege und Maschine bis zum Werkzeug ist der Wirkungsgrad wenig günstig.

Die wirtschaftliche Ausnutzung einer Werkzeugmaschine verlangt aber eine gleichmäßige hohe Durchzugskraft des Riemens, eine rasche Bedienung, damit sie keinen zu hohen Anteil an der Arbeitszeit gewinnt, und kürzere Kraftwege. Die Forderungen werden größtenteils erfüllt:

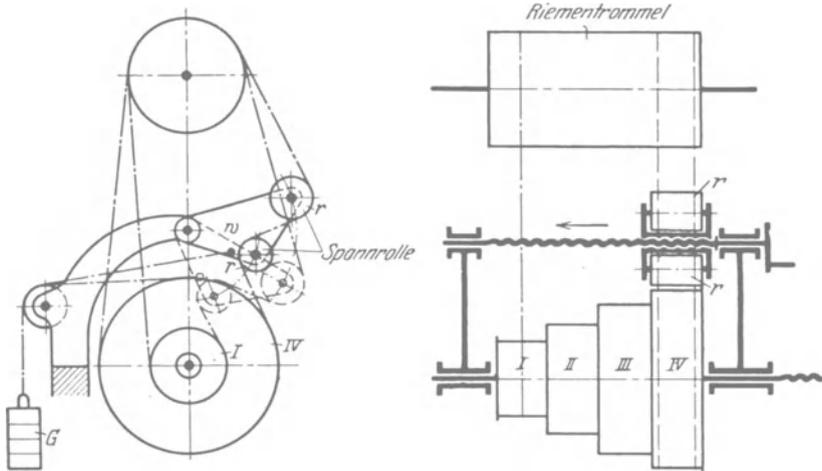


Abb. 46 u. 47. Auri-Schalter.

c) Durch Riementrommel und Stufenscheibe.

Der Auri-Schalter von Wohlenberg hat nach Abb. 46 und 47 im Deckenvorgelege eine Riementrommel und an der Maschine eine Stufenscheibe. Die Riemengeschwindigkeit ist daher für alle Stufen gleich und ebenso die Durchzugskraft. Das Spanngewicht G hält mit den Spannrollen r am drehbaren Winkel w den Riemen gleichmäßig gespannt. Mit dem Handrade H wird die Stufe gewechselt. Die Nachteile unter 1 und 2 sind somit behoben.

d) Durch Stufenrädergetriebe.

Hohe Leistungen verlangen eine größere Zwangläufigkeit in dem Antriebe der Maschine. Diese Bedingung setzt voraus, daß die Stufenscheiben durch Stufenräder ersetzt werden, wie dies bei den Stufenrädergetrieben der Fall ist.

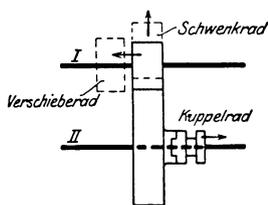


Abb. 48. Ausrücken der Räderpaare.

Wie gestaltet sich nun der Aufbau eines Stufenrädergetriebes? Nichts einfacher als das! Denkt man sich das Deckenvorgelege in die Maschine verlegt und beide Stufenscheiben verzahnt, so ist damit das Stufenrädergetriebe grundsätzlich erreicht. Da jedoch von diesen Stufenräderpaaren immer nur eins arbeiten darf, so ist eine Rädergruppe zum Kuppeln, Verschieben oder zum Schwenken einzurichten. Das Stufenrädergetriebe ist daher mit

Kuppelrädern, Schieberädern oder Schwenkrädern aufzubauen (Abb. 48).

Die Stufenrädernetriebe haben folgende Vorzüge:

1. Der Riemen braucht nicht verlegt zu werden. Er kann vielmehr oben und unten auf je einer breiten und großen Scheibe mit großer Auflage liegen und schnell laufen. Der Riemen wird daher mit großer und gleichbleibender Durchzugskraft $P_{R\max}$ und mit großer Geschwindigkeit $v_{R\max}$ arbeiten können.

2. Durch ihre Zwangläufigkeit sind die Stufenrädernetriebe für große Leistungen besonders geeignet.

3. An Stelle des Riemenumlegens sind nur Handgriffe zu bedienen, die zusammenliegen und eine rasche Bedienung der Maschine und damit beträchtliche Ersparnisse an Griffzeiten zulassen (Abb. 173).

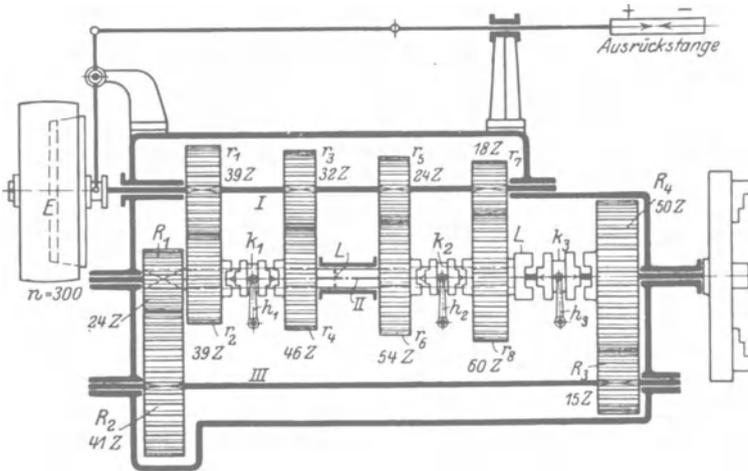


Abb. 49. Stufenrädernetriebe mit Kuppelrädern für $4 \times 2n$.

4. Die Arbeitsspindel ist von dem starken Riemenzug entlastet und läuft daher ruhiger.

5. Sie erleichtern den elektrischen Einzelantrieb durch einen Spannenriemen zwischen Ankerscheibe und Einscheibe oder durch Anschrauben eines Flanschmotors an der Stelle von E. Bei der Aufstellung der Maschinen ist man daher unabhängig vom Triebwerk, was gerade bei der Fließbarkeit wertvoll ist. Beim Gruppenantrieb fallen die Deckenvorgelege fort. Man kann daher die Haupttriebwerke an den Boden verlegen und erhält so hellere Räume.

6. Sind die Räder sauber verzahnt, die Wellen genau ausgerichtet und die schnelllaufenden in Kugeln oder Rollen gelagert, die Zapfen und Schalen der Gleitlager sauber geschliffen, so wird der Wirkungsgrad günstiger und zwar um so mehr, je weniger Räder und Wellen vorhanden sind.

Das Kuppelrädernetriebe in Abb. 49 hat auf I die eine Antriebs-scheibe E (Einscheibenantrieb). Die Welle I treibt die Laufbüchse L

auf *II* mit 4 Kuppelrädernpaaren, die sich durch die Doppelkupplungen k_1, k_2 schalten lassen. Die Radhülse L erhält dadurch 4 Umlaufzahlen. Schaltet man k_3 auf L ein, so kommen diese Umläufe gleich auf *II* und die Maschine läuft ohne Vorgelege. Wird hingegen k_3 auf R_4 umgeschaltet, so treiben die ausrückbaren Vorgelege $\frac{R_1}{R_2} \cdot \frac{R_3}{R_4}$ auf die Arbeitsspindel *II*. Sie hat daher 4×2 Umlaufzahlen. Bei dem Aufbau des Getriebes ist zu beachten, daß die Kuppelräder auf der getriebenen Welle oder in Abb. 49 auf der Laufbüchse L sitzen, andernfalls würden die Räder auf *I* ins Schnelle getrieben — r_7 würde $n = 1000$ haben — und das Öl herausschleudern.

Schaltplan zu Abb. 49.

| Nr. der Schaltung | Eingeschaltete Räderpaare | Stellung der Schalthebel | | | Umlaufreihe der Maschine | Zulässige Drehdurchmesser in mm | | | |
|-------------------|---|--------------------------|--|-------|--------------------------|---------------------------------|-------------------|-------------------|-------------------|
| | | h_1 | h_2 | h_3 | | $v = 15$ m/min | $v = 20$ m/min | $v = 25$ m/min | $v = 25$ m/min |
| 1. | $\frac{r_1}{r_2}$ | | $n_6 = n \cdot \frac{r_1}{r_2} = 300 \cdot \frac{39}{39} = 300$ | 16 | 21 | 27 | | | |
| 2. | $\frac{r_3}{r_4}$ | | $n_7 = n \cdot \frac{r_3}{r_4} = 300 \cdot \frac{32}{46} = 209$ | 23 | 31 | 38 | | | |
| 3. | $\frac{r_5}{r_6}$ | | $n_6 = n \cdot \frac{r_5}{r_6} = 300 \cdot \frac{24}{54} = 133$ | 36 | 48 | 60 | | | |
| 4. | $\frac{r_7}{r_8}$ | | $n_6 = n \cdot \frac{r_7}{r_8} = 300 \cdot \frac{18}{60} = 90$ | 53 | 71 | 88 | | | |
| 5. | $\frac{r_1}{r_2} \cdot \frac{R_1}{R_2} \cdot \frac{R_3}{R_4}$ | | $n_4 = n_8 \cdot \frac{R_1}{R_2} \cdot \frac{R_3}{R_4} = 300 \cdot \frac{24}{41} \cdot \frac{15}{50} = 53$ | 90 | 120 | 150 | | | |
| 6. | $\frac{r_3}{r_4} \cdot \frac{R_1}{R_2} \cdot \frac{R_3}{R_4}$ | | $n_3 = n_7 \cdot \frac{R_1}{R_2} \cdot \frac{R_3}{R_4} = 37$ | 129 | 172 | 215 | | | |
| 7. | $\frac{r_6}{r_6} \cdot \frac{R_1}{R_2} \cdot \frac{R_3}{R_4}$ | | $n_2 = n_6 \cdot \frac{R_1}{R_2} \cdot \frac{R_3}{R_4} = 23$ | 207 | 277 | 345 | | | |
| 8. | $\frac{r_7}{r_8} \cdot \frac{R_1}{R_2} \cdot \frac{R_3}{R_4}$ | | $n_1 = n_5 \cdot \frac{R_1}{R_2} \cdot \frac{R_3}{R_4} = 16$ | 298 | 398 | 497 | | | |

Vergleicht man das Stufenrädernetriebe mit Abb. 38 und 39, so sind an die Stelle der Stufenscheiben die 4 Kuppelrädernpaare getreten und an die Stelle des Mitnehmers M und des Ausschwenkhebels h die Kupplung k_3 .

Bei dem Schieberädernetriebe in Abb. 50 sind zwischen den Wellen *I* und *II* drei Räderpaare vorgesehen, die den dreiläufigen Stufenscheiben entsprechen. Die 3 Räderpaare lassen sich durch 3 Schieberäder schalten, die zu dem Blockrad $r_1 r_2 r_3$ vereinigt sind. Zwischen *II* und *III* sind 2 ausrückbare Vorgelege eingebaut, die mit der Kupplung k geschaltet werden. Der Antrieb läßt daher $3 \times 2 n$ zu bei nur 2 Handgriffen, die sich ohne Schaltfehler einstellen lassen. Da außer dem

Vorgelege $\frac{r_4}{R_4}$ keine Räder leer mitlaufen, so ist η günstiger als bei Kuppelrädern. Das Einrücken der Schieberäder erleichtert man durch Zuspitzen der Zähne auf der Einschiebeseite.

Das Schieberädergetriebe in Abb. 51 ist für $4 \times 2 n$ eingerichtet. Die Schieberäder sind hierbei als zwei Blockräder $r_1 r_3$ und $r_5 r_7$ ausgebildet. Damit werden, wie in Abb. 49, wieder 3 Handgriffe nötig,

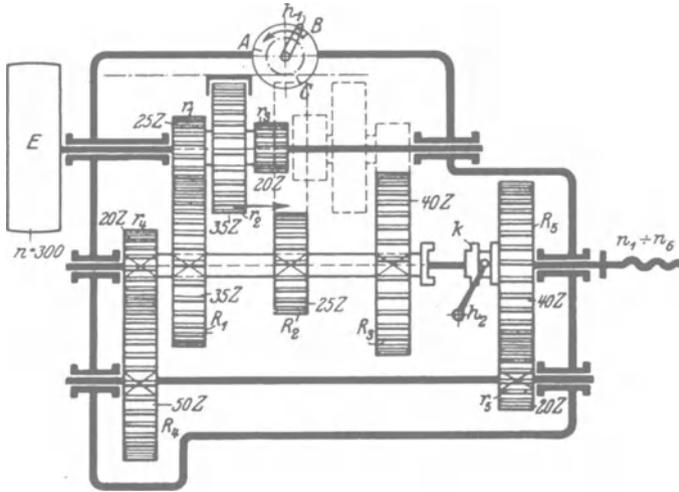


Abb. 50. Stufenrädergetriebe mit Schieberädern für $3 \times 2 n$.

Schaltplan zu Abb. 50.

| Schaltung | Arbeitende Räderpaare | Einstellungen des Blockrades und der Kupplung | | Umlaufreihe der Maschine | Zulässige Drehdurchmesser in mm | | |
|-----------|---|---|-------|--|---------------------------------|-------------------------------------|------------------------------------|
| | | h_1 | h_2 | | Gußstee $v = 15$ m/min | Maschinenstahl $v = 20$ m/min | Weicher Stahl $v = 25$ m/min |
| 1. | $\frac{r_2}{R_2}$ | A | | $n_1 = 300 \cdot \frac{35}{25} = 420$ | 12 | 15 | 19 |
| 2. | $\frac{r_1}{R_1}$ | B | | $n_2 = 300 \cdot \frac{25}{35} = 214$ | 22 | 30 | 37 |
| 3. | $\frac{r_3}{R_3}$ | C | | $n_3 = 300 \cdot \frac{20}{40} = 150$ | 32 | 43 | 53 |
| 4. | $\frac{r_2}{R_2} \cdot \frac{r_4}{R_4} \cdot \frac{r_5}{R_5}$ | A | | $n_4 = 300 \cdot \frac{35}{25} \cdot \frac{20}{50} \cdot \frac{20}{40} = 84$ | 57 | 75 | 95 |
| 5. | $\frac{r_1}{R_1} \cdot \frac{r_4}{R_4} \cdot \frac{r_5}{R_5}$ | B | | $n_5 = 300 \cdot \frac{25}{35} \cdot \frac{20}{50} \cdot \frac{20}{40} = 43$ | 111 | 148 | 185 |
| 6. | $\frac{r_3}{R_3} \cdot \frac{r_4}{R_4} \cdot \frac{r_5}{R_5}$ | C | | $n_6 = 300 \cdot \frac{20}{40} \cdot \frac{20}{50} \cdot \frac{20}{40} = 30$ | 160 | 216 | 270 |

von denen h_1 und h_2 zu Schaltfehlern führen können. In der Regel ordnet man Schieberäder auf der treibenden Welle I an, da bei der üblichen Übersetzung ins Langsame die Räder auf I für das Verschieben leichter werden und ein Zurücktreiben ins Schnelle nicht eintreten kann, weil immer nur ein Räderpaar kämmt.

Der Geschwindigkeitswechsel mit Kuppel- und Schieberädern erfordert zwischen den Wellen I und II bei einer z -gliedrigen Umlaufreihe $2z$ Räder, d. h. in Abb. 49 u. 51 bei 4 Geschwindigkeiten $2 \cdot 4$ Räder und in Abb. 50 bei 3 Geschwindigkeiten $2 \cdot 3$ Räder. Diese große Räderzahl läßt sich durch ein Schieberad und ein Schwenkrad auf $z + 2$ Räder vermindern. In Abb. 52 des Nortongetriebes sitzt auf Welle I das Schieberad r , das in die Ebene eines jeden der fünf Stufenräder r_1 bis r_5 gebracht werden kann. Den Eingriff zwischen dem

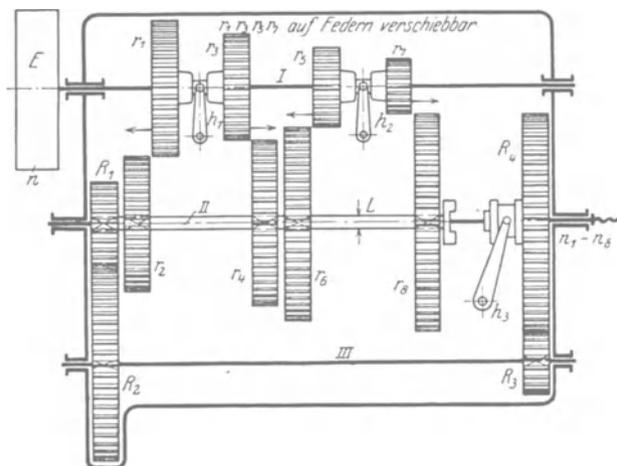


Abb. 51. Stufenrädernetriebe mit Schieberädern für $4 \times 2n$.

Schieberad r und den Stufenrädern r_1 bis r_5 vermittelt das Schwenkrad R in der Stelltasche des Hebels h_1 . Die Tasche läßt sich mit einem Schnäpper auf die Löcher 1 bis 5 der Kamplatte einstellen. Die Umlaufrichtung der Räder ist stets so zu wählen, daß Zwischenrad und Schnäpper eingerückt bleiben (Abb. 118). Das Getriebe ist besonders für große Drehzahlreihen geeignet, da es wenig Platz, wenig Räder und Schalthebel erfordert.

Auch bei Kuppel- und Schieberädernetrieben ist eine geringere Räderzahl möglich, wenn man die Zahl der Wellen um eine vermehrt. Das Stufenrädernetriebe in Abb. 53 hat zwischen den Wellen I , II und III 2 Räderreihen mit je 3 Rädern. Durch diese Anordnung sind 2 Schaltungen in gerader Richtung und 2 Schaltungen im Zickzack möglich. Mit den Vorgelegten $\frac{R_1}{R_2} \cdot \frac{R_3}{R_4}$ läßt sich daher das Getriebe bei nur 10 Rädern auf $4 \cdot 2$ Geschwindigkeiten schalten. Ein Vorzug

dieses Dreiwelgenretriebes ist die volle Betriebssicherheit gegen Fehlschaltungen. Allerdings ist die Zahl der Handgriffe, wie in Abb. 49, wieder auf 3 gestiegen, die der Zahneingriffe wieder auf 6, außerdem sind die Lager zahlreicher.

Schaltplan zu Abb. 52.

| Stelltasche S auf Loch | Kupplung k | Umlaufreihe der Maschine |
|-----------------------------|---|--|
| 1 bis 5 |  | $n_1 = n \cdot \frac{r}{r_1}$ bis $n_5 = n \cdot \frac{r}{r_5}$ |
| 1 bis 5 |  | $n_6 = n \cdot \frac{r}{r_1} \cdot \frac{R_1}{R_2} \cdot \frac{R_3}{R_4}$ bis $n_{10} = n \cdot \frac{r}{r_5} \cdot \frac{R_1}{R_2} \cdot \frac{R_3}{R_4}$ |

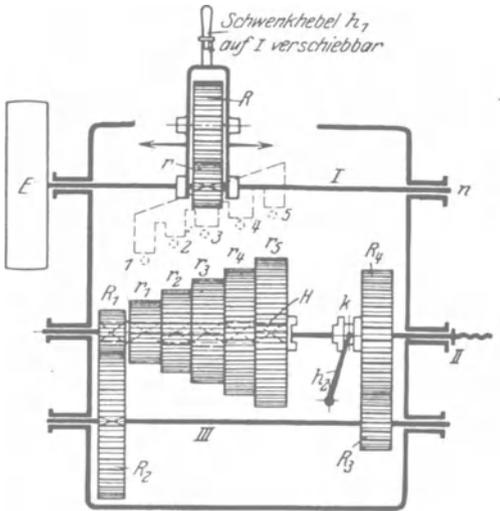


Abb. 52. Norton-Getriebe mit Schiebe- und Schwenkrad.

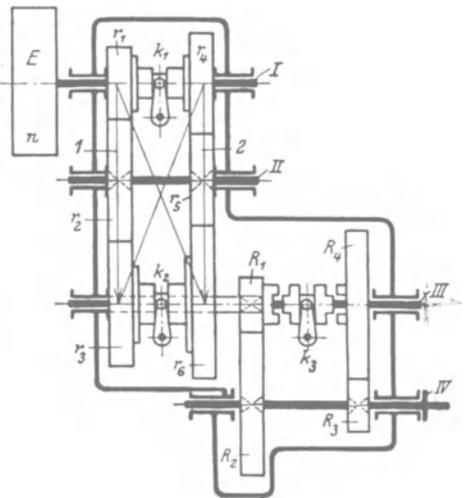


Abb. 53. Stufenrädergetriebe (Dreiwelgenretriebe).

Die Räderzahl läßt sich bei den Dreiwelgenretrieben noch weiter verringern, wenn man die Räder in 3 Gruppen von je 3 Rädern anordnet (Abb. 249). Durch 3 Schaltungen der oberen Räder und 3 Schaltungen der unteren sind 3×3 Geschwindigkeiten bei nur 9 Rädern möglich.

Unterzieht man die Stufenrädergetriebe einer Kritik, so bietet das Getriebe mit einem Schiebblock volle Betriebssicherheit. Allgemein verlangen Kuppel- und mehrere Schieberäderblöcke ein gegenseitiges Verriegeln der Schaltgriffe h_1, h_2 , wenn man Fehlschaltungen vorbeugen will. In Abb. 54 ist die Sperre der Schalter durch 2 eingekehrte Schilder s und den Riegel r erreicht. Solange h_1 auf r_4 oder r_2 steht, ist h_2 gesperrt. Beide Getriebe lassen sich aber nur im Stillstand

Schaltplan zu Abb. 53.

| Nr. | Hebelstellungen | | | Umlaufreihe der Maschine |
|-----|-----------------|-------|-------|---|
| | k_1 | k_2 | k_3 | |
| 1. | | | | $n_1 = n \cdot \frac{r_1}{r_3}$ |
| 2. | | | | $n_2 = n \cdot \frac{r_4}{r_5} \cdot \frac{r_2}{r_3}$ |
| 3. | | | | $n_3 = n \cdot \frac{r_1}{r_2} \cdot \frac{r_5}{r_6}$ |
| 4. | | | | $n_4 = n \cdot \frac{r_4}{r_6}$ |
| 5. | | | | $n_5 = n \cdot \frac{r_1}{r_3} \cdot \frac{R_1}{R_2} \cdot \frac{R_3}{R_4}$ |
| 6. | | | | $n_6 = n \cdot \frac{r_4}{r_5} \cdot \frac{r_2}{r_3} \cdot \frac{R_1}{R_2} \cdot \frac{R_3}{R_4}$ |
| 7. | | | | $n_7 = n \cdot \frac{r_1}{r_2} \cdot \frac{r_5}{r_6} \cdot \frac{R_1}{R_2} \cdot \frac{R_3}{R_4}$ |
| 8. | | | | $n_8 = n \cdot \frac{r_4}{r_6} \cdot \frac{R_1}{R_2} \cdot \frac{R_3}{R_4}$ |

oder besser beim Anlaufen der Maschine schalten. Werden in Abb. 49 die Zahnkupplungen durch Reibkupplungen ersetzt, so ist das Schalten auch im Betriebe möglich, jedoch auf Kosten der Durchzugskraft. Die Stufenrädernetriebe mit Reibkupplungen sind daher nur für leichte Maschinen und bei ausreichenden Abmessungen auch für mittlere mit etwa 10 bis 15 PS geeignet. Für die neueren Hochleistungsmaschinen scheiden sie jedoch ganz aus.

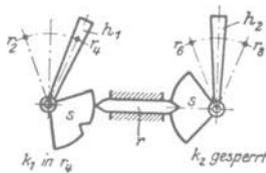


Abb. 54. Verriegelung der Schalter.

Ein gemeinsamer Nachteil beider Getriebe ist die große Räderzahl. Sie läßt sich vermindern, wenn man den Geschwindigkeitswechsel nach Norton mit einem Schiebe- und Schwenkrad vollzieht (Abb. 52). Aber auch dieses Getriebe ist nur bei leichten und mittleren Maschinen handlich. Für schwere Maschinen verbleiben daher die Getriebe mit Kuppel- und Schieberädern, alle andern für leichte und mittlere Maschinen. Von den beiden letzten verdienen die Getriebe mit Schieberädern den Vorzug, da sie weniger Zahneingriffe und mithin einen besseren Wirkungsgrad und eine geringe Abnutzung der Räder haben.

Die Reihe der Umläufe läßt sich zu einer feinstufigen Drehzahlentreppe erweitern, wenn man den bisherigen Stufenrädernetrieben eine entsprechende Anzahl Vorgelege vor- oder nachschaltet. In Abb. 55 sind dem dreipaarigen Schieberädernetriebe $\frac{r_5}{r_6}$, $\frac{r_7}{r_8}$ und $\frac{r_9}{r_{10}}$ die 2 Räderpaare $\frac{r_1}{r_2}$ und $\frac{r_3}{r_4}$ vorgebaut. Die 4 ausrückbaren Vorgelege $\frac{R_1}{R_2}$, $\frac{R_3}{R_4}$ und

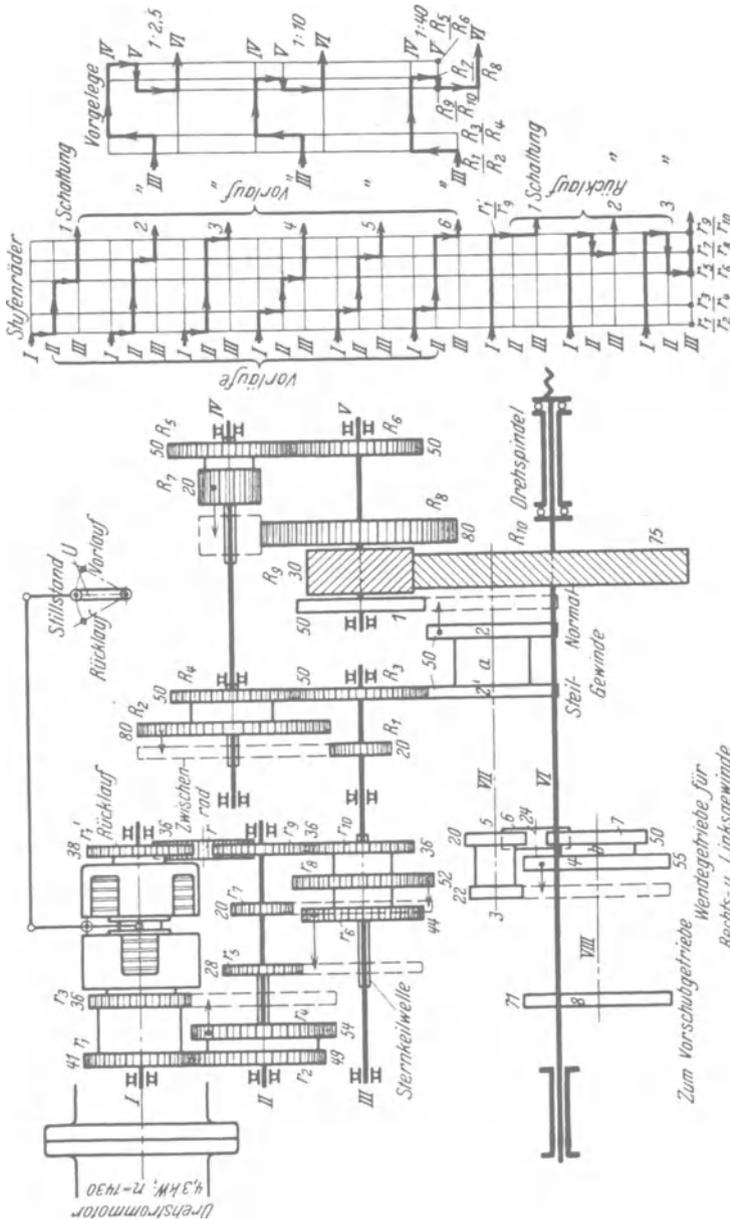


Abb. 55 u. 56. Spindelstock der VDF-Drehbank.
 Schieberadengetriebe für 18 Arbeits- und 9 Rücklaufgeschwindigkeiten.

Kraftwege.

R_5, R_7, R_6, R_8 sind hinzugefügt, die in dreifacher Schaltung über das Schraubenräderpaar auf die Drehspindel arbeiten. Sämtliche Räder sind aus CrNi-Stahl, gehärtet und geschliffen und auf Sternkeilwellen geführt. Alle

Aufbautafel für Stufenrädernetriebe.

| Zahl der gewünschten n | Umläufe des Decken-vorgeleges | Vorgebaute Vorgelege | Schaltungen des Stufenrädernetriebes | Nachgebaute Vorgelege |
|--------------------------|-------------------------------|----------------------|--------------------------------------|-----------------------|
| 3 | n_1 | — | 3 nach Abb. 50 | — |
| 4 | n_1 | — | 4 „ „ 49 | 51 |
| 5 | n_1 | — | 5 „ „ 52 | — |
| 6 = 1·3·2 | n_1 | — | 3 „ „ 50 | 2 nach Abb. 50 |
| = 1·2·3 | n_1 | 2 nach Abb. 55 | 3 „ „ 50, 55 | — |
| 8 = 1·4·2 | n_1 | — | 4 „ „ 49, 51 | 2 „ „ 49, 51 |
| = 1·2·4 | n_1 | 2 „ „ 55 | 4 „ „ 49, 51 | — |
| 10 = 1·5·2 | n_1 | — | 5 „ „ 52 | 2 „ „ 52 |
| = 1·2·5 | n_1 | 2 „ „ 55 | 5 „ „ 52 | — |
| 12 = 2·3·2 | n_1 u. n_2 | — | 3 „ „ 50, 55 | 2 „ „ 50 |
| = 1·4·3 | n_1 | — | 4 „ „ 51 | 3 „ „ 43 |
| = 2·3·2 | n_1 | 2 „ „ 55 | 3 „ „ 50 | 2 |
| 15 = 1·5·3 | n_1 | — | 5 „ „ 52 | 3 |
| 16 = 2·4·2 | n_1 | 2 | 4 „ „ 51 | 2 |
| = 2·4·2 | n_1 u. n_2 | — | 4 „ „ 51 | 2 |
| 18 = 2·3·3 | n_1 | 2 | 3 | 3 |
| — | n_1 u. n_2 | — | 3 | 3 |
| = 1·6·3 | n_1 | — | 6 „ „ 51 | 3 |
| 20 = 2·5·2 | n_1 | 2 | 5 „ „ 51 | 2 |
| — | n_1 u. n_2 | — | 5 „ „ 51 | 2 |
| 24 = 2·4·3 | n_1 | 2 | 4 | 3 |
| — | n_1, n_2 | — | 4 | 3 |
| 28 = 2·7·2 | n_1, n_2 | — | 7 „ „ 51 | 2 |
| — | n_1 | 2 | 7 | 2 |
| 30 = 2·5·3 | n_1 | 2 | 5 | 3 |
| — | n_1, n_2 | — | 5 | 3 |
| 32 = 2·4·2·2 | n_1, n_2 | 2 | 4 | 2 |
| 36 = 2·2·3·3 | n_1, n_2 | 2 | 3 | 3 |
| 2·6·3 | n_1 | 2 | 6 | 3 |
| 40 = 2·2·5·2 | n_1, n_2 | 2 | 5 | 2 |
| 42 = 2·7·3 | n_1 | 2 | 7 | 3 |
| — | n_1, n_2 | — | 7 | 3 |
| 48 = 2·2·4·3 | n_1, n_2 | 2 | 4 | 3 |
| 2·2·6·2 | n_1, n_2 | 2 | 6 | 2 |
| 60 = 2·2·5·3 | n_1, n_2 | 2 | 5 | 3 |
| 72 = 2·2·6·3 | n_1, n_2 | 2 | 6 | 3 |

Wellen laufen auf Kugeln oder Rollen. Die Hauptspindel läuft in Gleitlagern, während der Druck von Kugeln aufgenommen wird. Das Räderwerk läßt somit $2 \times 3 \times 3$ Schaltungen zu, die sich mit 3 Schalthebeln fehlerlos vollziehen lassen. Die Räderzahl beträgt dabei 22, die Zahl der Wellen 6, die der Zahneingriffe nur 5 und die der Schalthebel nur 3. Damit ist die Übersicht erleichtert und der Wirkungsgrad günstiger geworden. Mit dem

Hebel U läßt sich die Drehbank mit $\frac{r_1'}{r} \cdot \frac{r}{r_9}$ mit $9n$ auf den schnellen Rücklauf umschalten. Eine Bremse hält die Spindel an, sobald U auf Mitte steht. In Abb. 56 sind die 27 Kraftwege dargestellt.

Eine Frage von großer Bedeutung ist: Wann soll man bei einer Werkzeugmaschine den Stufenrädernetrieb anwenden und wann den

Stufenscheibenantrieb? Der Stufenrädierantrieb ist nämlich mehr als doppelt so teuer, erfordert einen sehr genauen Zusammenbau und nutzt sich dazu stärker ab.

Da die Stufenrädernetriebe 1. für große Leistungen, 2. für rasches und sicheres Bedienen gebaut sind, so beanspruchen nach 1 alle schweren Maschinen, d. h. Schruppmaschinen mit mehr als 5—8 PS, als Antrieb ein Stufenrädernetriebe. Bei leichten Maschinen mit weniger als 5 PS genügt daher der Stufenscheibenantrieb, der billiger und auch weniger empfindlich ist. Eine Einschränkung ist jedoch zu machen: Muß im Betriebe die Geschwindigkeit häufiger gewechselt werden, wie das bei der Einzelfertigung der Fall ist, so läßt das Stufenrädernetriebe mit seiner raschen Schaltung große Zeitersparnisse zu, die seine Mehrkosten mehr als wettmachen. Sind z. B. auf einer Bohrmaschine 60 verschiedene Löcher zu bohren, so erfordert der Geschwindigkeitswechsel beim Stufenscheibenantrieb etwa $60 \times 2 = 120$ min, dagegen beim Stufenrädernetrieb nur $60 \times 10 = 600$ s = 10 min. Bei 0,80 M Stundenlohn würden daher außer dem Zeitgewinn von 110 min 1,47 M an Bedienungskosten gespart. Bei leichten Maschinen für die Einzelfertigung wäre danach der Stufenrädernetrieb und bei denen für die Reihen- und Massenherstellung der Stufenscheibenantrieb zu empfehlen, da im letzten Falle der Riemen stets liegen bleibt (Revolverbank). Sie haben aber den Nachteil, daß sie sich schwer umstellen lassen. Man bevorzugt daher heute allgemein den Einzelantrieb. Will man einen guten Wirkungsgrad der Stufenrädernetriebe erzielen, so muß man die Zahl der Wellen und Räder so klein als möglich halten. Die schnellaufenden Wellen sollten in Kugellagern laufen, die Zapfen und Lager der übrigen Wellen sauber geschliffen und ausgiebig mit leichtflüssigem Öl geschmiert sein. Die Verzahnung der Räder muß aufs genaueste geschnitten oder gar gehärtet und geschliffen sein. Mitlaufende Räder muß man möglichst vermeiden. Auf diese Weise erreicht man die geringste Zahl von Reibungsstellen mit den günstigsten Reibungsziffern, also den besten Wirkungsgrad und den geringsten Verschleiß. In dieser Hinsicht verdienen die Getriebe mit Schieberädern oder Schwenkrädern den Vorzug. Je weniger Schalthebel, um so einfacher und übersichtlicher ist die Bedienung. Die kleinste Hebelzahl haben die Getriebe mit Schieberädern nach Abb. 50 und das Nortongetriebe nach Abb. 52. Sie bieten auch volle Sicherheit gegen Schaltfehler.

e) Durch den Antriebsmotor.

a) Der Drehstrommotor mit Polumschaltung gestattet, die Zahl der Umläufe einer Werkzeugmaschine zu verdoppeln. Die Drehzahl eines Drehstrommotors ist bei 50 Perioden/s und bei p Polpaaren:

$$n = \frac{50 \cdot 60}{p}, \text{ z. B. } p = 2, \text{ d. h. bei 4 Polen } n = 1500. \text{ Bei } p = 4 \text{ werden}$$

8 Pole zu 4 Paaren geschaltet sein, so daß bei gleicher Leistung des Motors

$$n = \frac{50 \cdot 60}{4} = 750 \text{ wäre. Der Drehstrommotor mit Polumschaltung ver-$$

tritt also die Stelle des Deckenvorgeleges mit $2n$, das jetzt gewisser-

maßen in den Motor verlegt ist. Der Antriebsmotor kann als Flanschmotor an den Räderkasten der Maschine angeschraubt werden (Abb. 57). Mit dem Handrade am Werkzeugschlitten läßt er sich nach einer Schalttafel auf 750 und 1500 Umläufe schalten und auch auf $n = 750$ und $n = 1500$ umsteuern. Hierzu braucht man nur das Handrad, das durch die Steuerung auf den Polumschalter wirkt, nach der

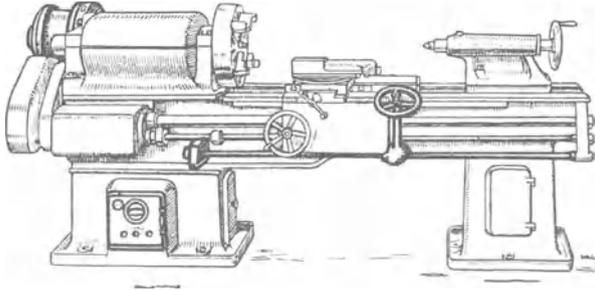


Abb. 57. Schnelldrehbank, angetrieben durch Drehstrom-Flanschmotor mit Polumschaltung.

Gegenrichtung zu drehen. Der Vorzug dieses Antriebes liegt darin, daß der Räderkasten sich einfacher aufbaut, der Wirkungsgrad günstiger und die Bedienung einfacher wird. Die Maschine braucht man nur an ein unter Flur liegendes Kabel anzuschließen, so daß die Aufstellung und Umstellung weit unabhängiger ist, ein Vorzug, der gerade für Fließarbeit von Bedeutung ist. Neuere Motoren haben sogar 4 n .

Schaltplan zu Abb. 58 u. 59.

| Motor regeln mit h_1 von n_{\min} bis n_{\max} | Hebelstellungen | | Drehzahlen |
|---|-----------------|-------|----------------------|
| | h_2 | h_3 | |
| 1. mit $\frac{r_1}{r_2} \cdot \frac{r_7}{r_8}$ | | | $n_1 \div n_8$ |
| 2. mit $\frac{r_1}{r_2} \cdot \frac{r_9}{r_{10}}$ | | | $n_9 \div n_{16}$ |
| 3. mit $\frac{r_1}{r_2} \cdot \frac{r_3}{r_4} \cdot \frac{r_5}{r_6} \cdot \frac{r_7}{r_8}$ | | | $n_{17} \div n_{24}$ |
| 4. mit $\frac{r_1}{r_2} \cdot \frac{r_3}{r_4} \cdot \frac{r_5}{r_6} \cdot \frac{r_9}{r_{10}}$ | | | $n_{25} \div n_{32}$ |

β) Der regelbare Gleichstrommotor, Stufenmotor, läßt durch Verstellen des Anlaßreglers eine feine Abstufung seiner Umläufe zu, so daß man an der Maschine eine feinstufige Drehzahlentreppe erhält. Diese feine Regelbarkeit wird durch Schwächung des magnetischen Feldes erreicht. Dabei bleibt die Leistung des Motors bei allen Drehzahlen gleich. Der größte Regelbereich des Stufenmotors ist für gewöhnlich 1 : 3. Darüber hinaus werden die Abmessungen des Motors zu groß und der Wirkungsgrad zu schlecht. Man hat sozusagen das

Stufenrädernetriebe in den Motor verlegt. Der Flanschmotor in Abb. 58 hat $8n$, die sich mit einer Fernsteuerung nach Abb. 59 mit dem Handrade h_1 nach der Zahlentafel einstellen lassen. Steht der Anlaßregler auf A , so läuft der Motor an, auf Kontakt 1 mit $n = 450$, auf Kontakt 8 mit $n = 1350$. Beim Rechtsdrehen des Anlaßreglers erhält man

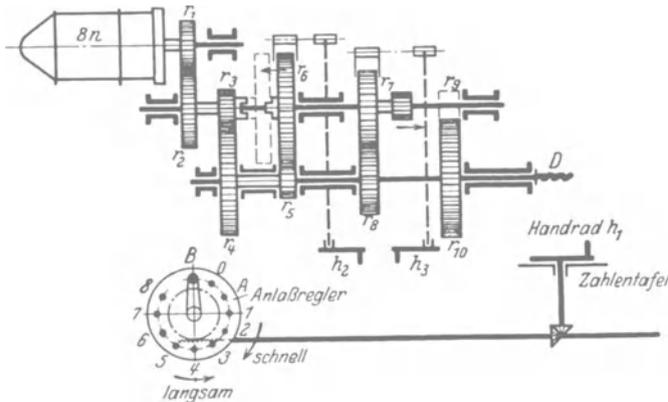


Abb. 58 u. 59. Antrieb mit Stufenmotor und Rädervorgelegen für $32n$.

daher die steigende Reihe der Umläufe und beim Linksdrehen die fallende. Auf o ist der Strom ausgeschaltet und auf B die Bremse eingeschaltet, die die Maschine schnell stillsetzt. Der Motor treibt die Hauptspindel D über 4 Kraftwege:

$$1. \frac{r_1 \cdot r_7}{r_2 \cdot r_8}, \quad 2. \frac{r_1 \cdot r_9}{r_2 \cdot r_{10}}, \quad 3. \frac{r_1 \cdot r_3 \cdot r_5 \cdot r_7}{r_2 \cdot r_4 \cdot r_6 \cdot r_8}, \quad 4. \frac{r_1 \cdot r_3 \cdot r_5 \cdot r_9}{r_2 \cdot r_4 \cdot r_6 \cdot r_{10}}$$

Der Vorzug des Stufenmotors liegt in der großen Vereinfachung des Antriebes, da die zahlreichen Räder der Stufenrädernetriebe fortfallen. An Stelle der Schalthebel ist hier der Anlasser auf die passenden Kontaktknöpfe einzustellen. Bei 8 Kontaktknöpfen und 4 Räderschaltungen stehen 32 fein abgestufte Drehzahlen verfügbar, so daß man im Betriebe die Schnittgeschwindigkeit dem Werkstück, Werkzeug und dem Arbeitsverfahren bequem anpassen und die Maschine gut ausnutzen kann. Die Kraftwege sind ziemlich kurz, so daß der Wirkungsgrad günstiger wird. Die Bedienung ist sehr einfach und sicher, da nur 3 Hebel erforderlich sind, die sich ohne Schaltfehler einstellen lassen.

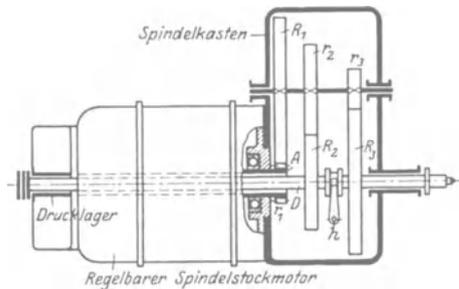


Abb. 60. Antrieb mit Einbau- oder Spindelstockmotor.

Der Kraftweg vom Motor bis zum Werkzeug wird am kürzesten, wenn man den regelbaren Antriebsmotor an der Stelle der Stufenscheibe im Spindelstock einbaut.

Der Einbaumotor oder Spindelstockmotor muß mit hohler Ankerwelle A ausgeführt werden, in der die Hauptspindel der Maschine mit großem Spiel läuft (Abb. 60). Wegen der hohen Drehzahlen des Stufenmotors sind zwischen Ankerwelle A und Drehspindel D 3 Vorgelege im Räderkasten eingebaut. Sie lassen sich mit dem Griff h schalten auf $\frac{r_1}{R_1} \frac{r_2}{R_2}$ oder $\frac{r_1}{R_1} \frac{r_3}{R_3}$. Der Anker des Einbaumotors ersetzt hier die Stufenscheibe und vermindert so die Zahl der Zwischenwellen und Reibstellen. Würde es gelingen, zu dem regelbaren Motor einen brauchbaren stufenlosen Antrieb zu schaffen, so wäre damit

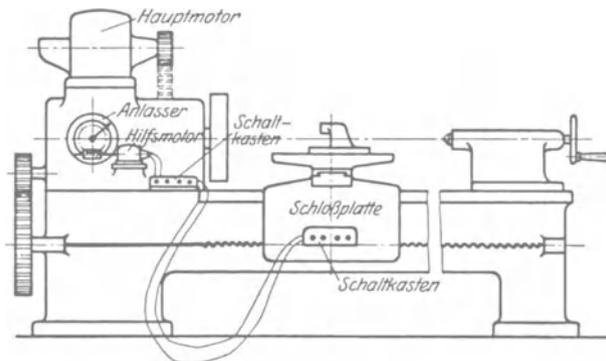


Abb. 61. Druckknopfsteuerung.

den weitestgehenden Anforderungen des Werkzeugmaschinenbaues genügt. In dem Kastenfuß der Drehbank ist eine Anlaßwalze untergebracht, die mit einem Handrade vom Werkzeugschlitten aus gesteuert wird. Mit der Walze wird der Motor nicht nur geregelt, sondern auch beim Gewindeschneiden auf schnellen Rücklauf umgesteuert und für ein schnelles Stillsetzen zum Spannen und Messen elektrisch abgebremst. Nimmt man an, daß die Drehbank täglich z. B. 50mal stillgesetzt und durch das elektrische Abbremsen jedesmal nur 20 s gespart werden, so bedeutet das jährlich einen Zeitgewinn von $\frac{20 \cdot 50 \cdot 300}{60} = 5000$ min = 10 Tagen, die für die Ausnutzung der Maschine verfügbar würden.

Bei Großwerkzeugmaschinen hat die Druckknopfsteuerung eine Erleichterung beim Wechseln der Geschwindigkeiten gebracht. An der Maschine sitzt am Spindelkasten und an den Werkzeugschlitten ein Schaltkasten mit Druckknöpfen. Beim Niederdrücken wird ein kleiner Hilfsmotor eingeschaltet, der den Anlaßregler auf Schnell, Langsam, Vor- oder Rückwärts, Ein- oder Ausrücken einstellt¹ (Abb. 61). Baut

¹ Z. V. d. I. 1916, S. 357. W. T. 1921, S. 81. A. E. G.-Mitteilungen 1920 Nr. 10 und 11 und Juni 1921.

man in die Druckknopfsteuerung Stromwächter mit Schmelzsicherungen ein, so können keine zu hohen Stromstärken auftreten. Die etwa durchgeschmolzenen Sicherungen löten sich, nachdem der Motor abgestellt ist, in $\frac{1}{2}$ min wieder selbsttätig zu. Den Motor kann man darauf ohne Gefahr wieder anlassen. Ein weiterer wirtschaftlicher Vorzug ist mit dem Stromwächter verbunden. Ohne Stromwächter muß der Motor für die größte Belastung berechnet werden. Er wird daher unverhältnismäßig groß und teuer. Die Druckknopfsteuerung mit Stromwächtern läßt Motoren von $\frac{1}{3}$ bis $\frac{1}{2}$ der Größe zu.

γ) Der Flüssigkeitsmotor ist ebenfalls ein Feinregler der Umläufe einer Werkzeugmaschine. Das Lauf-Thoma-Getriebe (Abb. 62 u. 63) vereinigt in sich eine Kolbenpumpe und einen Kolbenmotor. Der Pumpenkörper ist ein Zylinderblock Z mit nach der Mitte verlaufenden Bohrungen. In ihnen sitzen Kolben K , die sich mit Rollen r gegen eine verstellbare Ringbahn R stützen. Die Einscheibe E setzt den

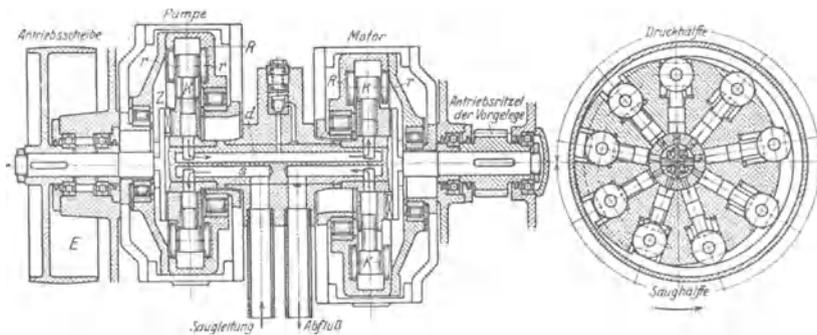


Abb. 62 u. 63. Antrieb mit Flüssigkeitsmotor.

Pumpenkörper Z in Drehung. Dabei bewegen sich in der Saugzone die Kolben in den Bohrungen nach außen und saugen aus den Saugkanälen s Öl an, das sie in der Druckzone durch die Druckkanäle d als Preßöl in den Kolbenmotor von gleicher Bauart fördern (s. Pfeile). Dadurch, daß sich die Ringbahn R außermittig verstellen läßt, kann der Hub der Kolben K und damit die Ölmenge und der Öldruck geregelt werden. Der Betriebsdruck beträgt etwa $70 \div 85 \text{ kg/cm}^2$. Das Preßöl setzt den Kolbenmotor in Bewegung und fließt wieder in den Behälter ab. Mit einem Handrade läßt sich die Drehzahl stufenlos von $n_{\min} = 0$ bis n_{\max} nach einer Drehzahlenrampe einregeln und an einem Schilde ablesen. Man kann daher die Schnittgeschwindigkeit dem Werkstück, dem Werkzeug und dem Arbeitsverfahren voll und ganz anpassen. Der Wirkungsgrad geht nicht über $0,80 \div 0,82$ hinaus.

Das Sturm-Getriebe in Abb. 64 bis 66 besteht ebenfalls aus einer Pumpe und einem Motor, die beide als Kapselwerke gebaut sind. Ihr Merkmal ist, daß sich die Gehäuse G nicht nur außermittig verstellen lassen, sondern auch um die Mittelachse ihrer Bohrung mitlaufen. Hierzu sitzen die Gehäuse G in Kugellagern der Rahmen R ,

die sich getrennt um die Hohlwelle W schwenken lassen. Diese Anordnung vermindert die Reibungsarbeit, Erwärmung und Abnutzung und gestattet hohe Drehzahlen $n = 0 \div 2500$, ein Abdichten der Flügelkolben am Pumpengehäuse und dadurch hohe Drucke. Da alle Pumpenteile in Öl laufen, so hat das Getriebe eine große Lebensdauer.

Der Elektromotor treibt den Pumpenkolben mit $n = 750 \div 1500$. Ist das Gehäuse G außermittig eingeschwenkt, so saugt der Kolben K

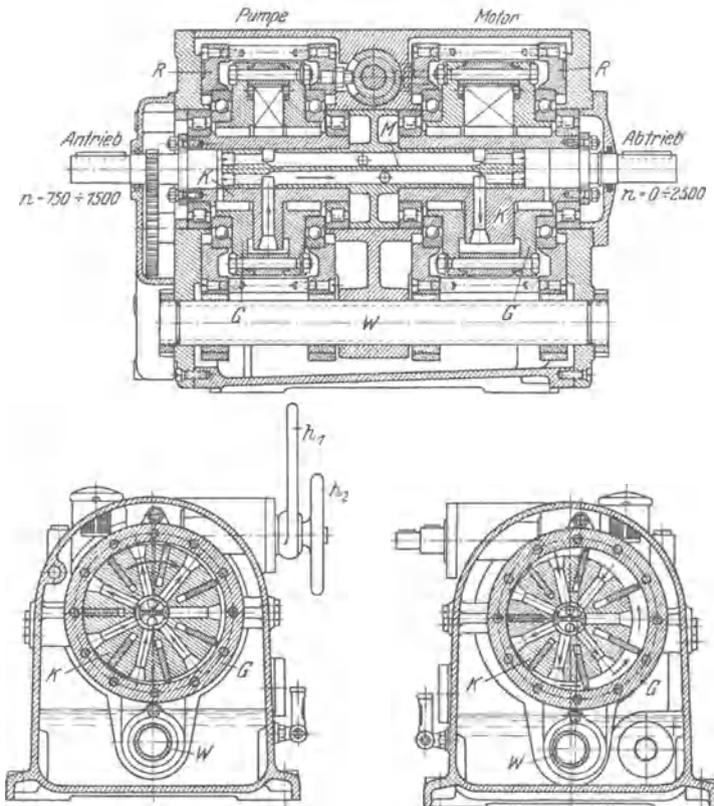


Abb. 64 bis 66. Sturm-Getriebe.

in der oberen Saugzone Öl an und drückt es in der unteren Druckzone durch den Kanal des Mittelstückes M in den Motor, dessen Flügelkolben in Bewegung kommt. Beide Gehäuse G laufen mit, da die Reibung zwischen Flügeln und Gehäusewand größer als die in den Kugellagern ist. Je stärker man das Pumpengehäuse verstellt, um so größer ist die angesaugte Ölmenge und um so schneller läuft der Motor. Stellt man den Handhebel h_1 auf Mittelstellung, so wird kein Öl gefördert und der Motor steht still. Verringert man mit dem Handrade h_2 die Außermittigkeit des Motors, so werden seine Durchflußquerschnitte kleiner.

Die Drehzahl des Abtriebes steigt, da die Pumpe die gleiche Ölmenge liefert. Legt man den Handhebel h_1 der Pumpe auf die Gegenseite, so steuert der Motor um, da bei der Pumpe Saug- und Druckzone wechseln. Das Sturm-Getriebe wird für Leistungen von $2,5 \div 15$ PS gebaut.

γ) Die Riemenrücker.

Um auch bei dem Stufenscheibenantrieb einen ziemlich raschen Geschwindigkeitswechsel durchführen zu können, hat man Riemenrücker gebaut, die den Riemen rasch von einer Stufe auf die andere umlegen.

Eine gute Lösung hat das Riemenumlegen bei dem Aurischalter in Abb. 46 und 47 gefunden. Zunächst läßt sich der Riemen auf der glatten Trommel an sich schon leicht verschieben. Man braucht daher nur den Riemenspanner anzuheben und das Handrad H nach rechts oder links zu drehen. Der Stufenwechsel wird dabei in einfachster Weise vollzogen.

δ) Die Anordnung der Antriebe.

Die Anordnung der Antriebe bei den einzelnen Werkzeugmaschinen mit kreisender Hauptbewegung richtet sich 1. nach der waagerechten oder senkrechten Lage der Hauptspindel, 2. der Gestalt des Maschinenbettes und 3. der verlangten Einstellbarkeit der Spindel.

a) Bei der waagerechten Hauptspindel.

Die festliegende Hauptspindel wird bei dem Längsbett der Maschine, der Drehbank, in einem offenen Spindelkasten gelagert. Zwischen den beiden Lagern läuft die Stufenscheibe unmittelbar auf der Hauptspindel mit den Vorgelegen zu beiden Seiten im Sinne der Abb. 38. Bei

Stufenrädergetrieben ist der Spindelkasten allseitig geschlossen (Abb. 173) und als solcher mit dem Längsbett verschraubt oder vergossen. Der senkrechte Kastenständer

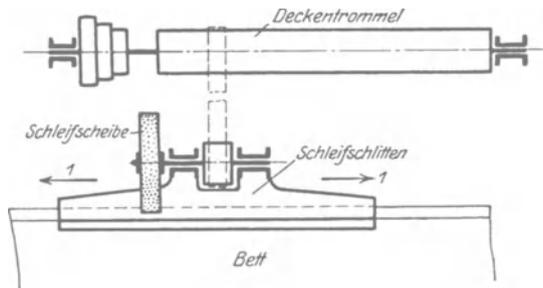


Abb. 67. Antrieb der längsverschiebbaren Hauptspindel.

der Fräsmaschine in Abb. 272 ist am Kopf für den Stufenscheibenantrieb der festliegenden Spindel offen gehalten — offener Ständer —; der Stufenräderantrieb der Fräsmaschine in Abb. 273 ist dagegen in dem geschlossenen Ständer eingebaut.

Die längsverschiebbare Hauptspindel — Schleifspindel — wird durch einen Wanderriemen von einer langen Trommel angetrieben, auf der er nach 1 hin- und herspielt (Abb. 67). Der Nachteil dieser Anordnung ist, daß der Riemen den Schlitten abzuheben sucht. Bei

elektrischem Einzelantrieb macht der Motor, auf dem Schleifslitten sitzend, den hin- und herspielenden Längsvorschub nach 2' in Abb. 6 und 7 mit, so daß ein einfacher Riementrieb zwischen Ankerwelle und Schleifspindel genügt.

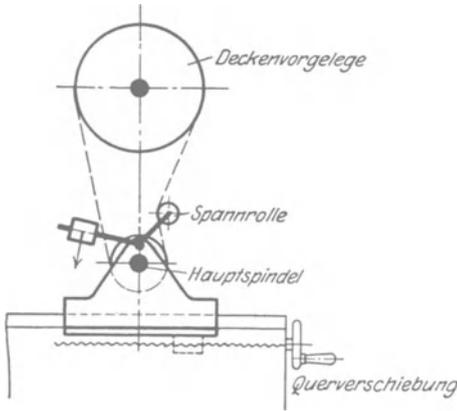


Abb. 68. Antrieb der querverschiebbaren Hauptspindel.

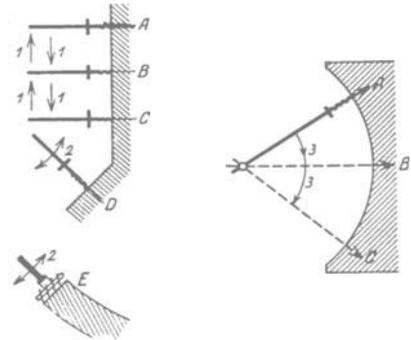


Abb. 69 bis 71. Einstellungen der waagrecht Hauptspindel.

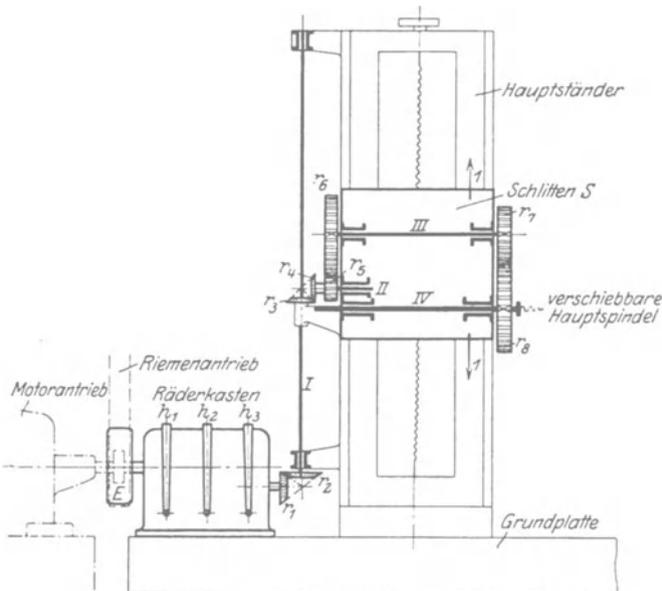


Abb. 72. Antrieb der auf- und abwärts verschiebbaren Hauptspindel.

Die querverschiebbare Hauptspindel der Rundschleifmaschine verlangt einen Spannrollenriemen, der sich auf verschiedene Wellenabstände einstellt (Abb. 68). Für die Genauigkeit der Arbeit empfiehlt es sich, den Riementrieb nach unten in das Kastenbett

zu verlegen, damit der Schleifschlitten gegen das Bett gezogen wird und ruhiger steht.

Will man den Spannrollenriemen umgehen, so muß, wie bei der waagerechten Rundschleifmaschine in Abb. 308, ein einfacher Riementrieb die Hauptspindel treiben. Der Antrieb vereinfacht sich noch, wenn die Hauptspindel zugleich Ankerwelle des Motors ist, der mit dem Schlitten die Querbewegungen ausführt.

Die auf- und abwärts verschiebbare Hauptspindel, die für das Loch- oder Ausbohren in verschiedenen Höhen $A B C$ (Abb. 69) in

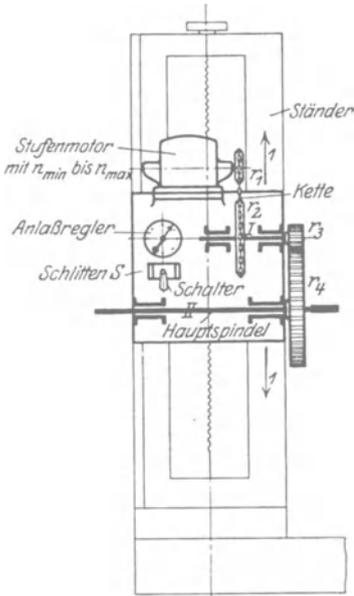


Abb. 73. Elektrischer Antrieb der auf- und abwärts verschiebbaren Hauptspindel.

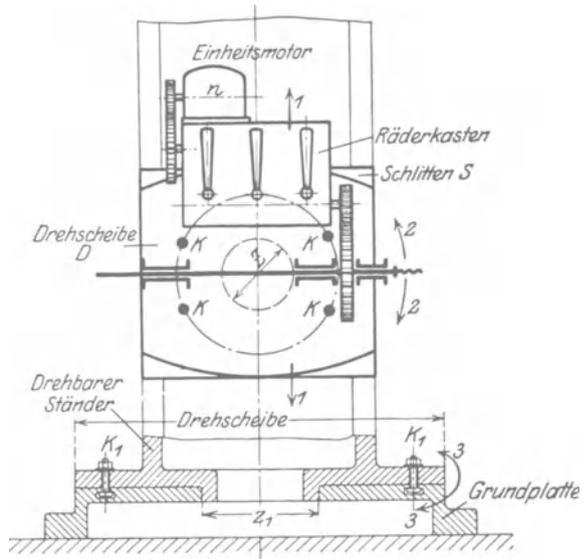


Abb. 74. Motorantrieb der verschiebbaren, schrägstellbaren und schwenkbaren Spindel.

Betracht kommt, erfordert nach Abb. 72, daß der auf dem Bohr- oder Frässlitten S untergebrachte Antrieb r_3 bis r_8 die Einstellbewegung nach 1 mit ausführt. Hierzu sitzt das Schieberad r_3 auf der senkrechten Antriebswelle I und die Vorgelege $\frac{r_3}{r_4}$, $\frac{r_5}{r_6}$, $\frac{r_7}{r_8}$ an dem Schlitten. Der Geschwindigkeitswechsel liegt im Räderkasten auf der Grundplatte. Der Antrieb hat den Übelstand, daß der Kraftweg vom Motor bis zur Spindel sehr verzweigt ist. Infolge der zahlreichen Lager und Räder ist der Wirkungsgrad schlecht, außerdem liegen die Bedienstellen verstreut. Bei elektrischem Einzelantrieb kann der Räderkasten durch einen Einheitsmotor angetrieben oder gar durch einen Stufenmotor ersetzt werden. Setzt man den Motor auf einen Sockel des Schlittens S , so vereinfacht sich der Antrieb bedeutend,

indem der ganze außenliegende Wellenantrieb fortfällt (Abb. 73). Mit dieser Anordnung sind kurze Kraftwege, ein besserer Wirkungsgrad und eine übersichtliche Bedienung verbunden.

Die nach 1 auf- und abwärts verschiebbare und nach 2 schrägstellbare Hauptspindel für das Bohren schräger Löcher D oder Fräsen schräger Flächen E (Abb. 69 u. 70) bedingt nach Abb. 74 für das Schrägstellen eine Drehscheibe D , die sich mit dem Zapfen Z auf S nach einer Gradteilung einstellen und mit den Klemmschrauben K festklemmen läßt. Die Einfachheit des elektrischen Einzelantriebes tritt hier zutage, da Motor, Räderkasten und Vorgelege auf der Drehscheibe D angeordnet sind.

Soll die Hauptspindel außer der Auf- und Abwärtsbewegung 1 und der Schrägstellbarkeit 2 noch die

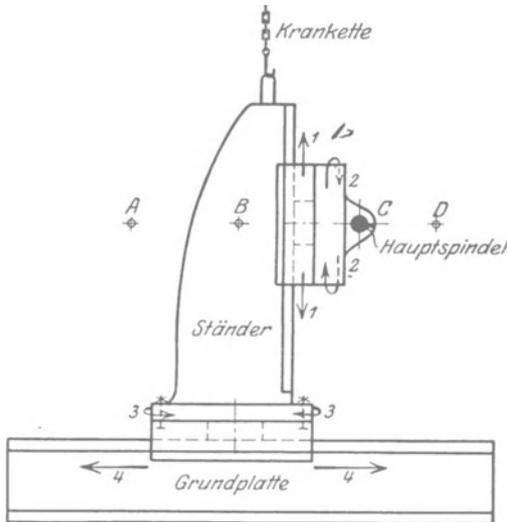


Abb. 75. Tragbares allgemeines Bohr- und Fräswerk.

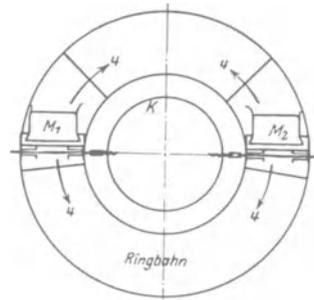


Abb. 76. Kesselbohrwerk.

Schwenkbarkeit nach 3 in der waagerechten Ebene für das mittige Bohren runder Flächen bei A, B, C (Abb. 71) erhalten, so muß sich der Ständer auf der Grundplatte mit dem Zapfen Z_1 drehen und mit den Schrauben K_1 festklemmen lassen (Abb. 74).

Wird außer den Verstellbarkeiten 1 bis 3 noch verlangt, daß in waagerechter Ebene bei A, B, C, D gebohrt werden kann, so muß der Ständer auf der Grundplatte nach 4 verschiebbar oder gar die Maschine mit dem Kran tragbar sein (Abb. 75). Derartige Bohrwerke erhalten zweckmäßig Mehrmotorenantrieb: einen Bohrmotor für die Hauptspindel, einen Hubmotor für den Bohrschlitten (1), einen Fahrmotor für den Ständer (4) und einen Schwenkmotor (3).

Gibt man der Grundplatte in Abb. 75 die Gestalt einer Ringbahn, so lassen sich mit den Maschinen M_1 und M_2 Kesselschüsse K in der Rund- und Längsnaht bohren (Abb. 76).

b) Bei der senkrechten Hauptspindel.

Die senkrechte Hauptspindel erschwert allgemein den Antrieb dadurch, daß sie das Deckenvorgelege kreuzt. Stufenscheibe oder Stufen-

räder können daher nicht unmittelbar auf der Hauptspindel sitzen, so daß der Kraftfluß von der Kraftquelle zum Werkzeug auf Umwegen erfolgen muß. Damit wird auch der Wirkungsgrad ungünstiger.

Die festliegende Spindel D des senkrechten Dreh- und Bohrwerkes in Abb. 153 läuft in den Lagern des unteren Maschinenbettes. Sie wird von einem Räderkasten mit Einheitsmotor nach Abb. 211 mit $8n$ angetrieben.

Die hochliegende, längsverschiebbare Hauptspindel der Planschleifmaschine in Abb. 334 ist die Ankerwelle des Motors, der zum Hoch- und Tiefstellen mit dem Schleifschlitten verschraubt ist.

Der früher übliche Winkelriemen wird nur noch bei kleinen Bohrmaschinen und Schleifmaschinen benutzt. Bei den übrigen Werkzeugmaschinen werden Stufenscheiben, Stufenräder oder regelbare Motoren bevorzugt (Abb. 246). Um einen handlichen Stufenriemen zu bekommen, ist hier das Deckenvorgelege als Fußvorgelege eingebaut. Der Deckenriemen auf b treibt von der Haupttriebwerkswelle aus das Fußvorgelege und der Stufenriemen ohne oder mit Vorgelegen (Schalthebel r) über 2 Kegelräder die Bohrspindel. In Abb. 77 sind die beiden Stufenscheiben durch einen Räderkasten mit $9n$ ersetzt.

Die Bohrspindel hat also unter Benutzung der oberen Vorgelege $\frac{r_1}{R_1} \frac{r_2}{R_2} \cdot 9 \cdot 2n$. In dem Antriebe ist noch ein Kegelräderwendegetriebe $\frac{r_3}{R_3}$ oder $\frac{r_3}{R_3}$, vorgesehen, so daß die Spindel für das Gewindeschneiden auf Rechts- und Linkslauf geschaltet werden kann. Bei dem leichten Kastenständer in Abb. 78 ist der Riemen II in Abb. 77 durch die senkrechte Welle I ersetzt und bei dem schweren Kastenständer in Abb. 79 der Antrieb ganz eingebaut und der Motor angeflanscht.

Eine große Vereinfachung des Kraftweges von der Kraftquelle bis zur senkrechten Hauptspindel bringt der stehende Motor in Abb. 80.

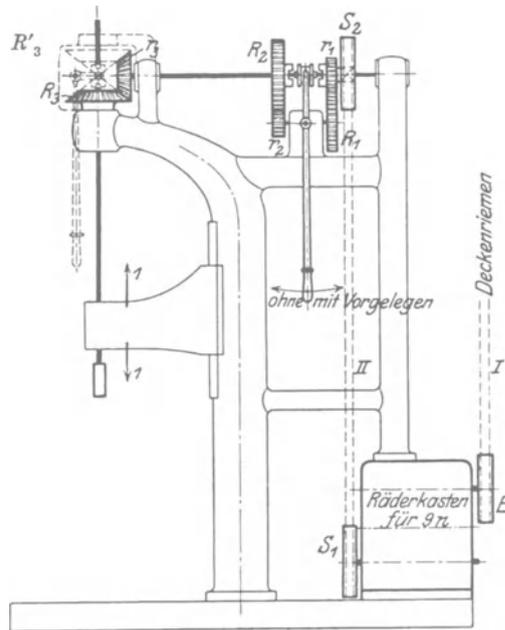


Abb. 77. Antrieb der senkrechten Hauptspindel bei einem Säulenständer.

Ist er ein Stufenmotor, so genügt der Antrieb mit einfachem Vorlege $\frac{r_1}{r_2}$, ist er ein Einheitsmotor, so muß ein Stufenrädergetriebe zwischengeschaltet werden. Diese Anordnung des Antriebes zeichnet sich durch einen guten Wirkungsgrad, eine einfache und handliche Bedienung aus. Baut man in den Stromkreis einen Strommesser ein, so läßt sich jederzeit die Belastung prüfen.

Die längs- und querverschiebbare Hauptspindel zum Keilnutenfräsen (Abb. 81 u. 82) wird nach Abb. 289 durch einen senkrechten Motor angetrieben. Der ganze Antrieb ist mit dem Querschlitzen nach 2 verschiebbar, so daß der senkrechte Stufenmotor den Antrieb wesentlich vereinfacht. Sollen Werkstücke in Richtung 2 und 3 nach Abb. 83 gebohrt werden, so muß sich die Hauptspindel (Abb. 86) mit dem Querträger Q auf dem Rahmenständer R nach 1 hoch- und tiefstellen und mit dem Schlitten S nach 2 auf dem Querträger Q und der Tisch in Richtung 3 verschieben lassen. Bei dieser doppelten Einstellbarkeit der Spindel kann der Antrieb von dem Räderkasten durch die Wellen I, II , die Kegel-

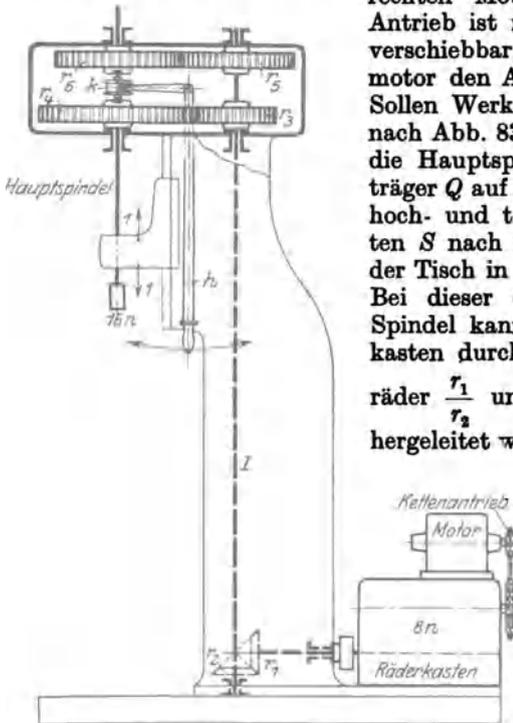


Abb. 78. Antrieb der senkrechten Hauptspindel bei einem leichten Kastenständer.

räder $\frac{r_1}{r_2}$ und das Schneckengetriebe $\frac{r_3}{r_4}$ hergeleitet werden. Wählt man einen senkrechten Motor, so kann er auf einem Sockel des Schlittens S sitzen (im Sinne der Abb. 87), so daß die ganze Wellenleitung fortfällt. Für 1 kann man einen Hubmotor vorsehen und für 2 und 3 je einen Fahrmotor, so daß damit der Mehrmotorenantrieb durchgeführt wäre. Alle Motoren lassen sich von einer Schalttafel mit Druckknöpfen oder Schalthebeln steuern.

Soll die Hauptspindel außer der Kreuzbewegung 1, 2 zum Bohren schwerer Werkstücke noch die Verschiebbarkeit nach 3 haben (Abb. 85), so muß der Rahmenständer R mit den Schlitten S_1 auf den Längsbetten L fahrbar sein (Abb. 87 u. 88). Der Antrieb der Spindel I erfolgt hier nach dem Grundsatz des Mehrmotorenantriebes vom Bohrmotor B aus, der auf dem Räderkasten des Bohrschlittens S sitzt. Die Verstellbarkeit des Querträgers Q in Richtung 1 wird vom Hubmotor H abgeleitet und die Einstellbewegung des Bohrschlittens S nach 2 vom Fahrmotor F_1 . Mit dem Fahrmotor F_2 wird der Rahmenständer R an die Arbeitsstelle gefahren. Sämtliche Motoren kann man

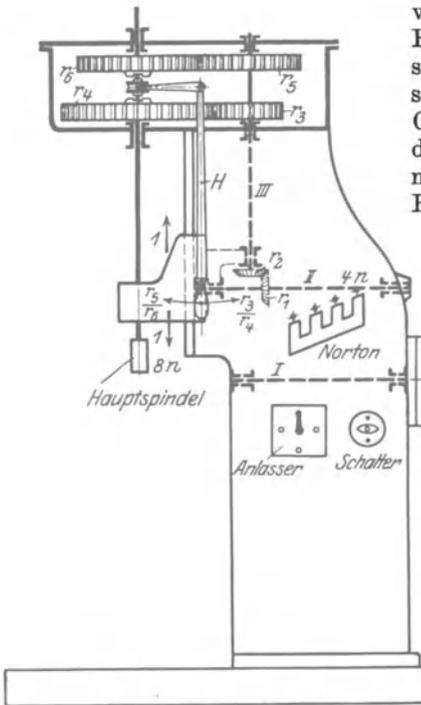


Abb. 79. Antrieb im schweren Kastenständer.

von der Schalttafel aus bedienen. Die Fahrmotoren und der Hubmotor lassen sich auf Rechts- und Rücklauf, sowie auf schnellen und langsamen Gang schalten. Wird verlangt, daß die Maschine auch gewölbte Flächen mittig bohrt (Abb. 84), so muß die Bohrspindel mit ihrem Antrieb auf

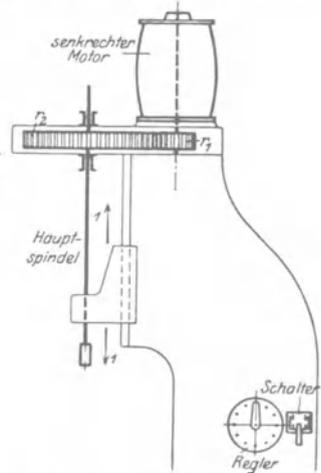


Abb. 80. Antrieb der senkrechten Spindel mit stehendem Stufenmotor.

der Drehscheibe *D* des Bohrschlittens *S* sitzen (Abb. 89). In dieser Anordnung kann die Spindel nach 4 schrägestellt werden. Die Leistung dieser Zweistöcker-Bohrwerke läßt sich bedeutend steigern, wenn auf dem Querträger *Q* eine Reihe Bohrschlitten sitzt, die sich auf die Teilung oder ein Vielfaches einstellen lassen. Mit einem derartigen Mehrspindelbohrwerk könnte mit einem Gang die ganze Zahl oder wenigstens eine größere Anzahl der Löcher in ein Blechpaket gebohrt werden.

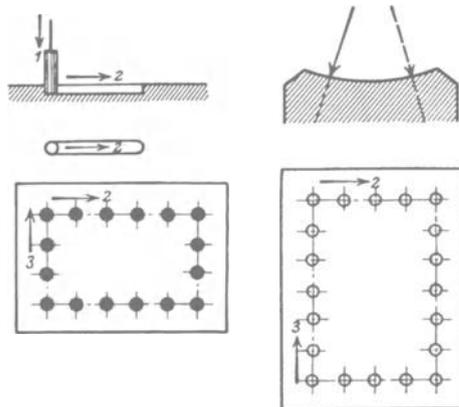


Abb. 81 bis 85. Einstellungen der senkrechten Hauptspindel.

Ist die Bedingung gestellt, daß sich die Spindel (Abb. 254) in waagerechter Ebene schwenken läßt, so muß der Schlitten *B* auf einem Ausleger *A* sitzen, der an dem

Säulenkopf mit einer Schelle drehbar aufgehängt ist. Der Antrieb der Bohrspindel geht vom Motor mit Polumschaltung über 3 Räder- vorgelege im Getriebekasten (Abb. 255). Werden noch die Einstellungen

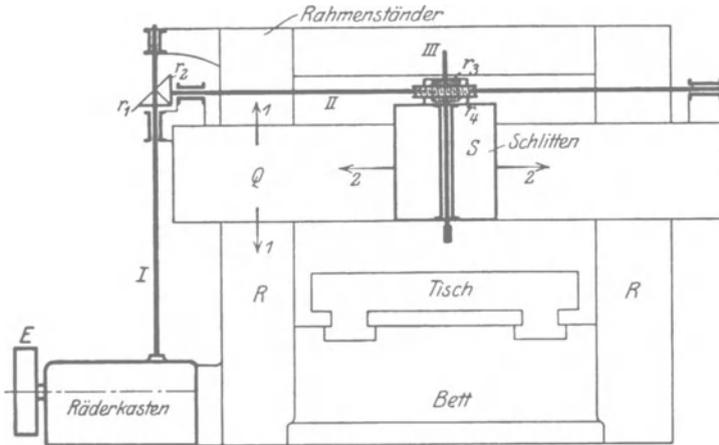


Abb. 86. Antrieb der waagrecht und senkrecht verschiebbaren Spindel bei einem Zweistönder-Bohrwerk mit beweglichem Tisch.

nach 4 und 5 verlangt (Abb. 90), so muß für 4 die Spindel mit einer Drehscheibe D_1 auf dem Schlitten S und für 5 der Ausleger mit der Drehscheibe D_2 auf dem Ständerschlitten S_2 sitzen. Der Wellenantrieb

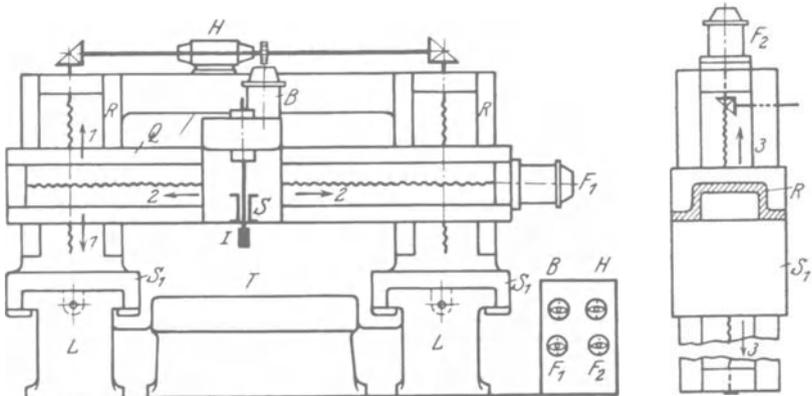


Abb. 87 u. 88. Antrieb der dreifach verschiebbaren, senkrechten Spindel bei einem Zweistönder-Bohrwerk mit fahrbarem Rahmenständer und feststehendem Tisch.

dieser nach 5 Richtungen einstellbaren Spindel erfordert, daß die Welle V durch Z_2 und VI durch Z_1 geht. Die Schwenkbarkeit nach I ist dadurch gelöst, daß der Ausleger mit dem drehbaren Holm H auf dem Kopf des Säulenständers S_1 sitzt und die Welle II in seiner Mitte steht. Die Anordnung zeigt recht deutlich die verwickelte Bauart des

Wellenantriebes und seine großen Kraftwege. Der elektrische Antrieb nach Abb. 89 würde auch hier die umständliche Wellenleitung überflüssig machen und den Wirkungsgrad wesentlich erhöhen. Bei langen und schweren Werkstücken kann man die elektrisch betriebenen Auslegerbohrmaschinen auf langen Grundplatten im Sinne der Abb. 75 fahrbar aufstellen und zu einer Bohrmaschinenstraße vereinen¹ (Abb. 91).

b) Die Antriebe für die gerade Hauptbewegung.

Die Antriebe für die gerade Hauptbewegung haben die Drehbewegung des Deckenvorgeleges oder des Motors in eine gerade Bewegung des Hobeltisches oder Stößels umzusetzen. Faßt man die gerade Bewegung als eine unendlich große Drehbewegung auf, so können als Antriebe benutzt werden:

1. Zahnrad und Zahnstange, letztere als Stirnrad mit $R = \infty$,

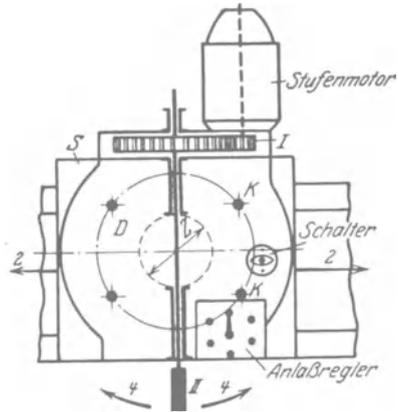


Abb. 89. Antrieb der Spindel mit senkrechtem Motor.

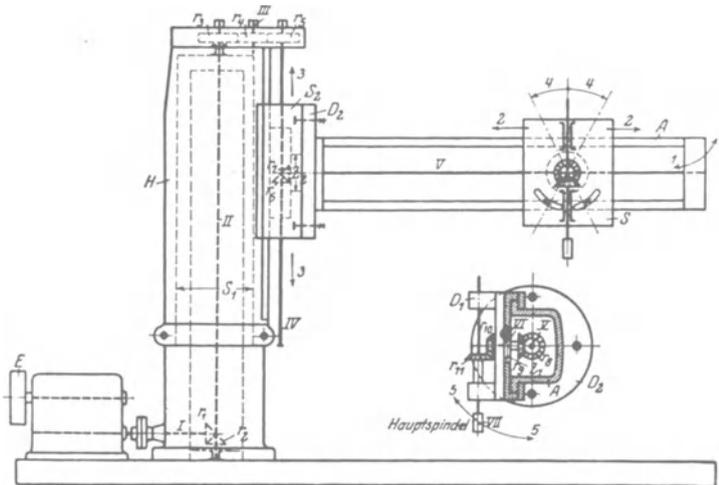


Abb. 90. Antrieb der nach 5 Richtungen einstellbaren Hauptspindel. (Auslegerbohrmaschine.)

2. Schnecke und Zahnstange, letztere als Schneckenrad mit $R = \infty$,
3. Schraube und Mutter.

Bei dem Zahnstangenantrieb wird die Zahnstange mit dem Tisch

¹ W. T. 1921, S. 403.

verschraubt und das Zahnrad oder die Schnecke durch Riemen und Räder von dem Deckenvorgelege oder dem Motor angetrieben (Abb. 92).

Bei dem Schraubenantrieb ist die Mutter mit dem Tisch verschraubt, und die Schraube erhält durch Riemen und Räder ihren Antrieb.

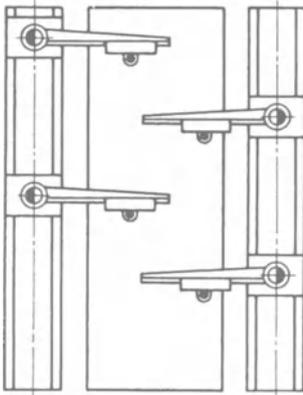


Abb. 91. Bohrmaschinenstraße.

Die Schnittgeschwindigkeit v_a m/min des Hobeltisches berechnet man aus:

$$v_a = \pi D n, \quad D = \text{Ø in m und } n = \text{Umläufe/min des Triebrades der Zahnstange.}$$

$$v_a = h n, \quad h = \text{Steigung in m und } n = \text{Umläufe/min der Schnecke oder Leitspindel.}$$

Soll auch bei diesen Antrieben die Leistung der Maschine bei den verschiedenen Werkzeugen und Werkstücken ausgenutzt werden, so muß das Triebrad oder die Schnecke der Zahnstange oder die Leitspindel mit verschiedenen Umläufen laufen können, damit die vorgeschriebene Schnittgeschwindigkeit v_a eingehalten wird. Der Antrieb der Maschine erfordert daher auch hier für den Geschwindigkeitswechsel als Antriebsmittel Stufenscheiben, Stufenräder oder einen regelbaren Umkehrmotor.

Bei der Tischhobelmaschine in Abb. 92 hat der Hobeltisch 3 Schnitt-

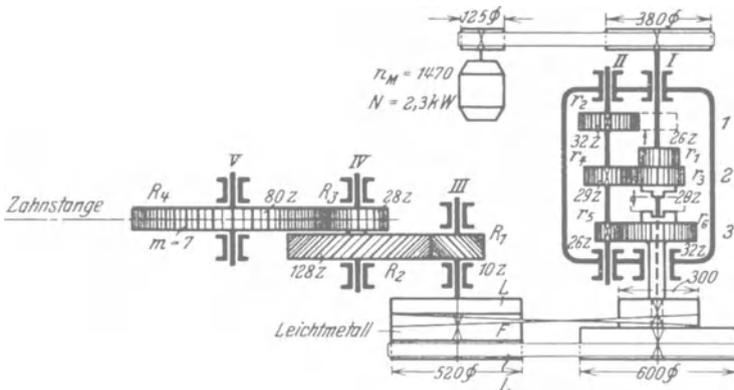


Abb. 92. Antriebsplan einer Tischhobelmaschine.

geschwindigkeiten und eine Rücklaufgeschwindigkeit. Der Räderkasten auf dem Querbalken der Maschine besitzt für das Hobeln 3 Schaltungen, nämlich 1. $r_1 \cdot r_5$, 2. $r_3 \cdot r_5$ und 3. r_3 auf r_6 , wobei die Hohlwelle auf I gekuppelt ist. Der schnelle Rücklauf wird hierbei von der Welle I abgeleitet. Die Maschine hat je eine Schnittgeschwindigkeit

für harte, mittelharte und weiche Werkstoffe. An die Stelle des Räderkastens könnte auch ein regelbarer Umkehrmotor treten, so daß man mit dem Anlaßregler die Geschwindigkeit des Tisches regeln kann (Abb. 107).

Die Güte der Arbeit verlangt auch von diesen Antrieben ruhigen Gang. Hierzu muß das Triebrad der Zahnstange möglichst groß sein, damit viel Zähne gleichzeitig kämmen. Die Zähne selbst müssen

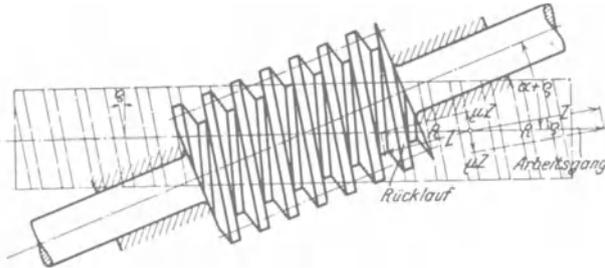


Abb. 93. Schnecken-Zahnstangenantrieb.

ohne Spiel sauber geschnitten sein. In dem großen Triebade liegt gewissermaßen das Kennzeichen einer guten Hobelmaschine. Soll dabei ein guter Wirkungsgrad erzielt werden, so müssen auch hier die Lager und Zapfen sauber geschliffen und gut geölt sein und die schnelllaufenden Wellen in Kugel- oder Rollenlagern laufen. Die Güte des Antriebes gewinnt noch durch Schrauben- oder Pfeilräder, die ständig in Öl laufen. Bei dem Leitspindeltrieb muß das Gewinde der Schraube und Mutter sauber geschnitten und die Mutter recht lang sein, damit der Arbeitsdruck sich auf viele Gewindegänge verteilt, ein gutes Schmieren möglich ist und der Verschleiß sich nicht so leicht bemerkbar macht. Die einfachste Bedienung gewährt der elektrische Antrieb nach Abb. 107, bei dem man mit 2 Handrädern die Schnitt- und Rücklaufgeschwindigkeit regeln und mit der Druckknopfsteuerung die ganze Maschine in der Gewalt hat.

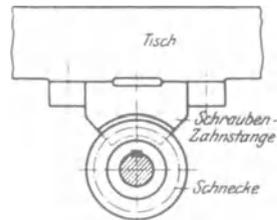


Abb. 94. Schrauben-Zahnstangenantrieb.

Bei dem Schneckenantrieb der Zahnstange (Abb. 93 u. 104) verlangt zunächst der Eingriff, daß die Schraube unter dem Steigungswinkel α schräg zur Zahnstange liegt, damit die schrägen Gänge der Schnecke in die Lücken der Zahnstange fassen können.

Prüft man diesen Antrieb auf ruhigen Gang, so wird durch die Zahnreibung μZ , die einmal nach rechts und das andere Mal nach links wirkt, ein Schlag auf den Tisch kommen, sobald umgesteuert wird oder sobald harte und weiche Stellen im Arbeitsstück vorhanden sind. Dieser Stoß läßt sich nur vermeiden, wenn die Mittelkraft R beim Hin- und Rücklauf in die Laufrichtung des Tisches fällt. Hierzu müssen die Zähne der Zahnstange nach Abb. 93 unter dem Winkel ρ schräg stehen und die Schnecke unter $\alpha + \rho$ liegen.

$$\operatorname{tg} \varrho = \frac{\mu Z}{Z} = \mu; \text{ bei } \mu = 0,1, \varrho = 5-6^\circ.$$

Schnittgeschwindigkeit $v_a = n \cdot h \cdot \cos(\alpha + \varrho)$ m/min.

Der Schneckenantrieb in Abb. 93 hat allerdings den Nachteil, daß die Schnecke an jedem Gewindegang der Zahnstange nur ein geringes Arbeitsfeld hat. Die Schmierung wird daher schlecht wirken. Die Eingriffsverhältnisse lassen sich aber verbessern, sobald die Zähne der Zahnstange nach einem Schraubengang geschnitten werden. Eine derartige Schraubenzahnstange (Abb. 94) ist daher nichts anderes als ein Ausschnitt aus einer langen Mutter oder einem Schneckenrad von unendlich großem Halbmesser. Die parallel liegende Schnecke wird die Zahnstange innerhalb des Mittelpunktswinkels mit jedem Gewindegang berühren, so daß die Druckverteilung und die Schmierung weit günstiger sind. Allerdings wirkt auf den Tisch wieder ein einseitiger Druck, der aber in etwa durch ein Hobeln nach der Gegenrichtung aufgehoben werden kann.

Da in den Mutter- und Schneckengängen große Drücke aufgenommen werden können, so eignen sich diese Antriebe besonders für schwere Maschinen und das Zahnrad für leichte und mittelschwere.

Aufgabe. Welche Schnitt- und Rücklaufgeschwindigkeit hat die Hobelmaschine, deren Antrieb in Abb. 92 dargestellt ist?

A. Schnittgeschwindigkeiten bei $n_M = 1470$ des Motors.

1. Schaltung:

$$n_{R_4} = 1470 \cdot \frac{125}{380} \cdot \frac{26}{32} \cdot \frac{26}{32} \cdot \frac{300}{520} \cdot \frac{10}{128} \cdot \frac{28}{80} = 5 \text{ Uml./min.}$$

$$v_a = \pi D \cdot n_{R_4} = \pi \cdot 7 \cdot 80 \cdot 5 = 8,8 \text{ m/min.}$$

2. Schaltung:

$$n_{R_4} = 1470 \cdot \frac{125}{380} \cdot \frac{29}{29} \cdot \frac{26}{32} \cdot \frac{300}{520} \cdot \frac{10}{128} \cdot \frac{28}{80} = 6,2 \text{ Uml./min.}$$

$$v_a = \pi \cdot 7 \cdot 80 \cdot 6,2 = 11 \text{ m/min.}$$

3. Schaltung:

$$n_{R_4} = 1470 \cdot \frac{125}{380} \cdot \frac{300}{520} \cdot \frac{10}{128} \cdot \frac{28}{80} = 7,6 \text{ Uml./min.}$$

$$v_a = \pi \cdot 7 \cdot 80 \cdot 7,6 = 13,4 \text{ m/min.}$$

B. Rücklaufgeschwindigkeit.

$$n_{R_4} = 1470 \cdot \frac{125}{380} \cdot \frac{600}{520} \cdot \frac{10}{128} \cdot \frac{28}{80} = 15,2 \text{ Uml./min.}$$

$$v_r = \pi \cdot 7 \cdot 80 \cdot 15,2 = 26,8 \text{ m/min.}$$

c) Die Antriebe für die gerade hin- und hergehende Hauptbewegung.

α) Der einfache Kurbelantrieb.

Die Antriebe der geraden hin- und hergehenden Hauptbewegung haben die Drehbewegung des Deckenvorgeleges oder des Motors in eine gerade hin- und hergehende Bewegung des Stößels umzusetzen. Diese Aufgabe erfordert ein Kurbelgetriebe nach Abb. 95. Es steuert die gerade Bewegung des Stößels in jedem Wendepunkte selbsttätig um, ohne daß die Maschinenwelle ihre Drehrichtung ändert.

Der einfache Kurbelantrieb besteht aus der Kurbelscheibe K , die, vom Deckenvorgelege angetrieben, mit der Schubstange L den Stößel hin- und herbewegt. Läuft die Kurbel gleichmäßig von T_r nach T_l , so macht der Stößel seinen Hub nach links. Die Geschwindigkeit des Stößels ist, $L = \infty$ vorausgesetzt, $v_a = v \cdot \sin \alpha$. Steht die Kurbel in T_r oder T_l , so ist $\alpha = 0^\circ$ oder 180° und daher auch $v_a = 0$. Bei senkrecht stehender Kurbel ist $\alpha = 90^\circ$ und die Stößelgeschwindigkeit $v_a = v$. Der Stößel hat also in den Wendepunkten die Geschwindigkeit $v_a = 0$ und gegen Hubmitte die größte Geschwindigkeit $v_a = v$. Prüft man den Kurbelantrieb auf ruhigen Gang, so hat die Maschine während der ersten Hubhälfte den Stößel von $v_a = 0$ auf $v_a = v$ zu

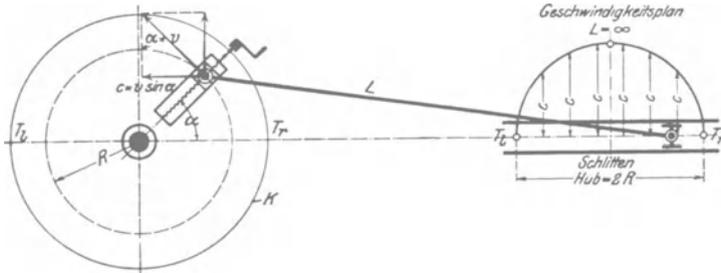


Abb. 95. Plan des einfachen Kurbelantriebes. (Lies v_a statt c .)

beschleunigen und während der zweiten Hubhälfte von v auf 0 zu verzögern. Der Gang des Stößels ist infolgedessen ungleichmäßig, so daß sich bei längeren Hübten keine saubere Arbeit erzielen läßt.

Die mittlere Geschwindigkeit des Stößels ist bei H m Hub: $v_m = 2 H n$ m/min.

Die Zeit für einen Doppelhub $t_1 = \frac{2 H}{v_m}$ und die Laufzeit der Maschine bei z Schaltungen

$$t_h = \frac{2 H}{v_m} \cdot z$$

Hub der Maschine = Hobellänge + $2 \cdot 25$ mm, Kurbeleinstellung $R = \frac{H}{2}$.

Aufgabe. Ein Gußstück von 450 mm Länge, 120 mm Breite ist mit $v_m = 7,5$ m/min und 1,5 mm Vorschub zu hobeln. Wie groß ist die Laufzeit?

$$\text{Hub} = L + 2 \cdot 25 = 450 + 50 = 500 \text{ mm} = 0,5 \text{ m}$$

$$\text{Schaltungen } z = \frac{B}{s} = \frac{123}{1,5} = 82$$

$$\begin{aligned} \text{Umläufe/min der Kurbel: } v_m &= 2 H n \\ 7,5 &= 2 \cdot 0,5 \cdot n \\ n &= 7,5 \end{aligned}$$

$$\text{Einstellen der Kurbel auf } R = \frac{H}{2} = 250 \text{ mm}$$

$$\text{Laufzeit } t_h = \frac{2 H}{v_m} \cdot z = \frac{2 \cdot 0,5}{7,5} \cdot 82 = 11 \text{ min.}$$

Prüft man den Kurbelantrieb auf Leistung, so gebraucht der Stößel für jeden Hin- und Rücklauf je einen halben Kurbelumlauflauf. Da die Maschinen mit Kurbelantrieb meist nur beim Hingang schneiden, so werden von 10 Arbeitsstunden nicht einmal 5 für das Hobeln ausgenutzt.

Die Hauptnachteile des einfachen Kurbelantriebes sind demnach: 1. ungleichmäßiger Gang der Maschine und 2. schlechte Ausnutzung der Zeit.

Die Verbesserung des Kurbelantriebes muß daher einen gleichmäßigeren Arbeitsgang und einen beschleunigten Rücklauf des Stößels anstreben.

Beides wird erreicht, sobald man zwischen Schubstange und Kurbel einen Schleifenhebel einbaut, der mit der Schubstange oder unmittelbar den Stößel hin- und herbewegt. Diese Anordnung ist bei der Schwingschleife und der Umlaufschleife in Abb. 96 und 97 getroffen.

β) Die Kurbelschwinge oder Schwingschleife.

Die Kurbel K (Abb. 96) kreist gleichmäßig wie ein Uhrzeiger um A und nimmt durch den auf dem Kurbelzapfen Z sitzenden Stein die Schwinge mit, die um B außerhalb des Kurbelkreises hin- und herschwingt. Geht die Schwinge aus ihrer rechten Totlage T_r in die

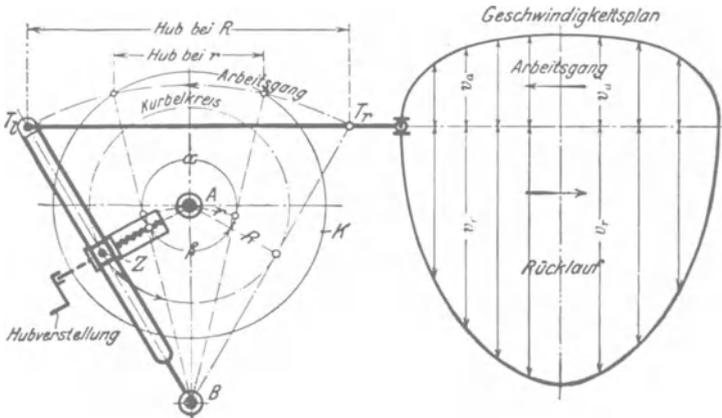
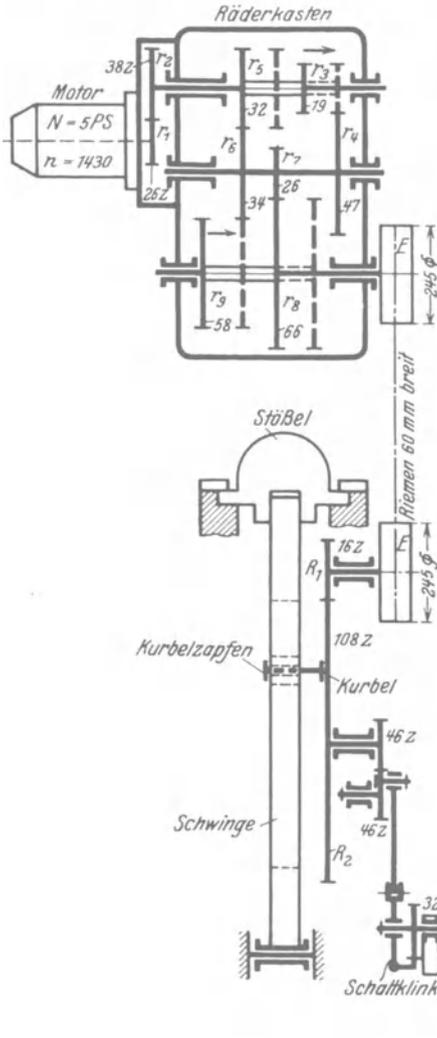


Abb. 96. Plan der Schwingschleife.

linke T_l , so geht der Tisch nach links. Während dieses Hubes durchläuft die Kurbel K den großen Winkel α . Geht die Schwinge von T_l nach T_r zurück, so vollzieht der Tisch den Hub nach rechts. Die Kurbel durchläuft dabei den kleinen Winkel β . Da die Kurbel gleichmäßig läuft, so wird sie für α mehr Zeit gebrauchen als für β . Infolgedessen wird der Stößelhub nach links langsamer und daher viel gleichmäßiger vor sich gehen. Der Hub nach rechts wird dagegen der kürzeren Zeit wegen stark beschleunigt werden. Der Stößelhub während des Kurbelwinkels α ist daher als Arbeitsgang der Maschine zu nehmen und der Hub während β als Rücklauf. Die Winkel α und β können dabei als Zeitmaße benutzt werden. Ist z. B. $\alpha = 240^\circ$ und $\beta = 120^\circ$, so wird der Rücklauf auf das Doppelte beschleunigt. Ist die Maschine 10 h in Betrieb, so wird sie $\frac{10}{2+1} = 3\frac{1}{3}$ h auf den Rücklauf verwenden und während knapp $6\frac{2}{3}$ h hobeln.

Die Umlaufschleife verlangt wegen ihrer vollen Umläufe mehr Platz als die Schwinge. Sie wird daher meist bei freiliegenden Antrieben benutzt. Die Schwinge erfordert weniger Platz und läßt sich daher bequem in den Maschinenständer einbauen. Sie ist daher der passende Antrieb für kleine Stößel-nobelmaschinen (Abb. 409).



δ) Die vereinigte Umlauf- und Schwingschleife.

Wird ein stärker beschleunigter Rücklauf verlangt, so läßt

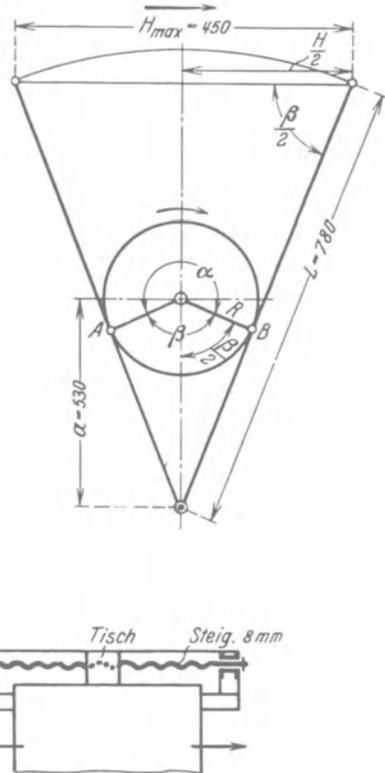


Abb. 99 u. 100. Getriebeplan einer Stößelhobelmaschine.

man die Schwingschleife *S* von der Umlaufschleife *U* antreiben (Abb. 98). Durchläuft hierbei die Kurbel *K* den großen Winkel α , so geht die Schwinge *S* langsam von T_1 nach T_2 und beim Durchlaufen des Winkels β schnell von T_2 nach T_1 zurück. Der Rücklauf wird hierbei im

Verhältnis von $\frac{\alpha}{\beta} \sim \frac{5}{1}$ beschleunigt, der Hobelgang vollzieht sich dagegen ziemlich gleichmäßig.

Die wirtschaftliche Ausnutzung der Maschine mit Kurbelantrieb verlangt,

1. daß sich der Hub des Stößels auf die Hobellänge des Werkstückes einstellen läßt und
2. daß bei den verschiedenen Werkstoffen die zulässigen Schnittgeschwindigkeiten ausgenutzt werden;
3. daß beim Umsteuern keine zu großen Massendrucke auftreten, die den Gang der Maschine erschüttern.

Die erste Bedingung erfordert eine Verstellbarkeit der Kurbelzapfen Z und Z_1 , die zweite setzt voraus, daß die Kurbelwelle durch Stufenscheiben (Abb. 409), Stufenräder (Abb. 99) oder durch einen Stufenmotor angetrieben wird. Die Massendrucke wachsen bekanntlich mit dem Quadrate der Geschwindigkeit und betragen $M \frac{v^2}{r}$. Bei schnellaufenden Maschinen muß man daher den Stößel aus Leichtmetall gießen, das etwa $\frac{1}{4}$ vom Gußeisen wiegt.

Aufgabe. Eine Stößelhobelmaschine hat Schwinghebelantrieb nach Abb. 99 u. 100. Der Schwinghebel wird durch ein Stufenrädernetriebe mit 4 Schaltungen betätigt. Der größte Hub der Maschine ist 450 mm. Welches sind die Schnitt- und Rücklaufgeschwindigkeiten bei größtem Hube?

Mittlere Schnittgeschwindigkeiten bei größtem Hub.

Durchläuft die Kurbel R den größeren Winkel α , so vollzieht bekanntlich der Stößel den Arbeitshub (Abb. 100). Ist der Stößelhub H m und nimmt er t_α min in Anspruch, so ist die mittlere Schnittgeschwindigkeit

$$v_\alpha = \frac{H}{t_\alpha} \text{ m/min.}$$

Die Zeit t_α für den Arbeitshub des Stößels läßt sich, wie folgt, berechnen: Während der Stößel vorgeht, durchläuft die gleichmäßig kreisende Kurbel R den Bogen $AB = 2R\pi \cdot \frac{\alpha}{360}$. Der Kurbelzapfen hat die Geschwindigkeit $v = 2R\pi n$ m/min. Infolgedessen gebraucht die Kurbel für das Durchlaufen des Winkels α

$$t_\alpha = \frac{2R\pi\alpha}{360} \cdot \frac{1}{v} = \frac{2R\pi\alpha}{2 \cdot R \cdot \pi \cdot 360 \cdot n} = \frac{\alpha}{360n} \text{ min.}$$

Es war
$$v_\alpha = \frac{H}{t_\alpha} = \frac{360Hn}{\alpha} \text{ m/min.}$$

Mittlere Schnittgeschwindigkeit
$$v_\alpha = \frac{360H \cdot n}{\alpha} \text{ m/min.}$$

Hierin n = Uml./min der Kurbel R , H = Hub in m.

Da die Kurbel beim Rücklauf des Stößels den $\sphericalangle \beta$ durchheilt, so ist die mittlere Rücklaufgeschwindigkeit
$$v_r = \frac{360Hn}{\beta} \text{ m/min.}$$

Die Winkel α und β lassen sich aus Abb. 100 bestimmen. Hierin ist

$$\cos \frac{\beta}{2} = \frac{H}{2L},$$

wenn L die Länge der Schwinge ist. Mithin ist $\alpha = 360 - \beta$.

Umläufe des Kurbelrades R_2 :

$$\begin{aligned} \text{Schaltung I: } n_1 &= n \cdot \frac{r_1}{r_2} \cdot \frac{r_5}{r_9} \cdot \frac{E}{E} \cdot \frac{R_1}{R_2} = 1430 \cdot \frac{26}{38} \cdot \frac{32}{58} \cdot \frac{16}{108} = 80 \text{ Uml./min,} \\ \text{,, II: } n_2 &= n \cdot \frac{r_1}{r_2} \cdot \frac{r_5}{r_6} \cdot \frac{r_7}{r_8} \cdot \frac{R_1}{R_2} = 1430 \cdot \frac{26}{38} \cdot \frac{32}{34} \cdot \frac{26}{66} \cdot \frac{16}{108} = 53,6 \text{ Uml./min,} \\ \text{,, III: } n_3 &= n \cdot \frac{r_1}{r_2} \cdot \frac{r_3}{r_4} \cdot \frac{r_6}{r_9} \cdot \frac{R_1}{R_2} = 1430 \cdot \frac{26}{38} \cdot \frac{19}{47} \cdot \frac{34}{58} \cdot \frac{16}{108} = 34,4 \text{ Uml./min,} \\ \text{,, IV: } n_4 &= n \cdot \frac{r_1}{r_2} \cdot \frac{r_3}{r_4} \cdot \frac{r_7}{r_8} \cdot \frac{R_1}{R_2} = 1430 \cdot \frac{26}{38} \cdot \frac{19}{47} \cdot \frac{26}{66} \cdot \frac{16}{108} = 23,1 \text{ Uml./min.} \end{aligned}$$

Die Kurbelschwinge ist bis zum Zapfen 780 mm lang, der größte Hub war 450 mm, demnach

$$\cos \frac{\beta}{2} = \frac{H}{2L} = \frac{0,45}{2 \cdot 0,78} = 0,288$$

$$\frac{\beta}{2} \sim 73^\circ, \beta = 146^\circ, \alpha = 360 - \beta = 214^\circ.$$

Die mittleren Geschwindigkeiten bei größtem Hub sind daher

$$\begin{aligned} \text{Schaltung I: } v_a &= \frac{360 H \cdot n_1}{\alpha} = \frac{360 \cdot 0,45 \cdot 80}{214} \sim 61 \text{ m/min.} \\ \text{,, II: } v_a &= \frac{360 H \cdot n_2}{\alpha} = \frac{360 \cdot 0,45 \cdot 53,6}{214} \sim 40 \text{ ,,} \\ \text{,, III: } v_a &= \frac{360 H \cdot n_3}{\alpha} = \frac{360 \cdot 0,45 \cdot 34,4}{214} \sim 26 \text{ ,,} \\ \text{,, IV: } v_a &= \frac{360 H \cdot n_4}{\alpha} = \frac{360 \cdot 0,45 \cdot 23,1}{214} \sim 17 \text{ ,,} \end{aligned}$$

Da sich die Geschwindigkeiten beim Hobelgang und Rücklauf des Stößels wie $\frac{\beta}{\alpha}$ verhalten, so ist $\frac{v_a}{v_r} = \frac{\beta}{\alpha}$ und die Rücklaufgeschwindigkeit:

$$v_r = v_a \frac{\alpha}{\beta} = v_a \frac{214}{146} = 1,47 v_a,$$

$$\begin{aligned} \text{Schaltung I: } v_r &= 1,47 \cdot 61 = 90 \text{ m/min,} \\ \text{,, II: } v_r &= 1,47 \cdot 40 = 59 \text{ ,,} \\ \text{,, III: } v_r &= 1,47 \cdot 26 = 38 \text{ ,,} \\ \text{,, IV: } v_r &= 1,47 \cdot 17 = 25 \text{ ,,} \end{aligned}$$

Größter Kurbelhalbmesser, auf den der Kurbelzapfen einzustellen ist. Nach Abb. 100:

$$\cos \frac{\beta}{2} = \frac{r_{\max}}{530}, \text{ für } \frac{\beta}{2} = 73^\circ$$

$$r_{\max} = 530 \cdot \cos \frac{\beta}{2} = 530 \cdot 0,29 = 154 \text{ mm.}$$

In ähnlicher Weise sind auch die Berechnungen für die Umlaufschleife durchzuführen. Für sie gilt ebenfalls:

$$v_a = \frac{360 H n}{\alpha} \text{ und } v_r = \frac{360 H n}{\beta} \text{ m/min,}$$

nur ist nach Abb. 97:

$$\cos \frac{\beta}{2} = \frac{e}{R}.$$

Für die vereinigte Schwing- und Umlaufschleife gelten dieselben Gleichungen: $v_a = \frac{360 H n}{\alpha}$ (m/min) und $v_r = \frac{360 H n}{\beta}$ (m/min). Für α und β sind die zu dem betreffenden Hub H gehörigen Winkel aus Abb. 98 einzusetzen.

Aufgabe. Das Gußstück von 450 mm Länge, 120 mm Breite ist auf einer Maschine mit Schwinge zu hobeln bei $v_a = 12$ m/min und 1,5 mm Vorschub. Die Schwinge sei 1000 mm lang.

$$\cos \frac{\beta}{2} = \frac{H}{2L} = \frac{500}{2 \cdot 1000} = 0,25; \beta = 150^\circ$$

$$\alpha = 360^\circ - 150^\circ = 210^\circ$$

$$\text{Uml./min der Kurbel: } n = \frac{\alpha \cdot v_a}{360 \cdot H} = \frac{210 \cdot 12}{360 \cdot 0,5} = 14$$

$$\text{Gewählt } n = 15; v_a = \frac{360 \cdot 0,5 \cdot 15}{210} = 13 \text{ m/min.}$$

$$\text{Kurbeleinstellung } r = 600 \cdot \cos \frac{\beta}{2} = 600 \cdot 0,25 = 150 \text{ mm}$$

$$\text{Rücklaufgeschwindigkeit } v_r = v_a \frac{\alpha}{\beta} = 13 \cdot \frac{210}{150} = 18 \text{ m/min.}$$

$$\text{Zeitdauer für den Hobelhub} = \frac{0,5}{13} = 0,038 \text{ min,}$$

$$\text{„ „ „ Rücklauf} = \frac{0,5}{18} = 0,028 \text{ „}$$

$$\text{Zeitdauer für 1 Hin- und Rücklauf} = 0,066 \text{ min.}$$

Da die Maschine $\frac{123}{1,5} = 82$ Schnitte macht, so ist die Laufzeit $82 \cdot 0,066 = 5,2 \sim 6$ min. Rechnet man für das Auf- und Abspannen, Anstellen und Messen 7 min, so kann die Maschine mit Schwinge bei 10 h Arbeitszeit $\frac{600}{13} = 46$ Stücke hobeln, die Maschine mit Kurbel hingegen nur $\frac{600}{10^{2/3} + 7} = 34$ Stücke. Bei 0,90 M Stundenlohn kostet das Stück an Löhnen 0,20 M oder 0 27 M.

Zeichnerische Ermittlung der Geschwindigkeiten.

Die augenblicklichen Geschwindigkeiten v_a und v_r in Abb. 96 findet man am schnellsten zeichnerisch nach Abb. 101. Der Kurbelzapfen Z erteilt durch seine Geschwindigkeit v der Schwinge S die Geschwindigkeit v_1 um den Schwingungspunkt B . Der Zapfen T hat daher die Geschwindigkeit v_2 und erteilt der Schubstange die Geschwindigkeit v_3 . Damit erfährt der Stößel die waagerechte Geschwindigkeit v_a (c_a in Abb 101), die als Lot aufzutragen ist.

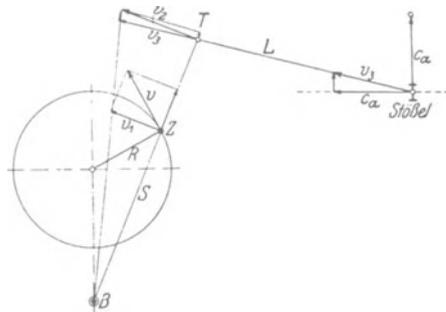


Abb. 101. Zeichnerische Ermittlung der Schnittgeschwindigkeiten.

Untersucht man andere Kurbelstellungen, so erhält man die Geschwindigkeitslinie (s. Bd. II, S. 107).

ε) Das Flüssigkeitsgetriebe.

Die hin- und hergehende Hauptbewegung des Stößels wird heute auch mit Flüssigkeitsgetrieben erzeugt (Abb. 102). Die Kapselpumpe P , von einem Motor angetrieben, drückt das Glycerin durch das rechte Rohr auf den Kolben K . Mit der Kolbenstange k schiebt er den Stößel nach links zum Hobeln vor. Die Flüssigkeit vor dem Kolben wird von der Pumpe angesaugt und wieder rechts in den Zylinder Z gedrückt. Da jedoch die Kolbenstange k nur einseitig ausgeführt ist, so saugt die

Pumpe P durch das linke Schnüffelventil S aus dem Behälter noch Glycerin an und füllt so den größeren rechten Zylinderraum. Gegen Hubende legt der Anschlag a_1 den Umsteuerhebel U herum, so daß die Pumpe den Flüssigkeitsstrom links auf den Kolben K drückt. Damit läuft der Stößel zurück, und der Kolben schiebt das Glycerin der Pumpe zu. Das rechte Schnüffelventil S wird zwangsläufig geöffnet und die überschüssige Flüssigkeit geht in den Behälter zurück. Das Glycerin macht daher im Betriebe einen wechselseitigen Kreislauf und ergänzt dabei seinen Verlust und Mehrbedarf aus dem Vorrat im Behälter. Die

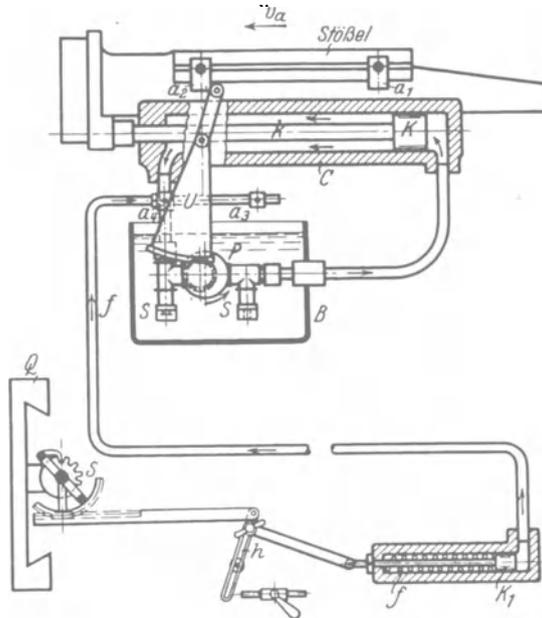


Abb. 102. Flüssigkeitsgetriebe für eine Stößelhubelmaschine.

Geschwindigkeit des Stößels läßt sich auch hier stufenlos regeln und zwar durch die von der Pumpe gelieferte Flüssigkeitsmenge. Wird nämlich durch Verstellen der Anschläge a_3 und a_4 der Ausschlag des Umsteuerhebels U vergrößert oder verkleinert, so läuft der Stößel schneller oder langsamer. Für den schnellen Rücklauf muß daher der Anschlag a_3 weiter nach rechts stehen. Stellt man den Steuerhebel U auf Mitte, so läuft die Pumpe leer und die Maschine steht still.

2. Die Umsteuerungen.

Die Umsteuerungen haben die Hauptbewegung umzusteuern. Bei den Maschinen mit gerader Hauptbewegung ist entweder der Hobeltisch oder der Stößel umzusteuern. Der wirtschaftliche Betrieb einer Werkzeugmaschine mit gerader Hauptbewegung stellt an die Umsteuerung die Bedingungen, daß das Umsteuern keine zu großen Überwege

erfordert, der Rücklauf beschleunigt wird und für die verschiedenen Werkstücke mehrere Schnittgeschwindigkeiten vorhanden sind. Die Güte der Arbeit verlangt, daß das Umsteuern stoßfrei vor sich geht.

Das Umsteuern kann erfolgen:

1. durch Räder: Räderumsteuerung;
2. „ Riemen: Riemenumsteuerung;
3. „ Umkehrkupplungen: Kupplungsumsteuerung;
4. „ den Umkehrmotor: elektrische Umsteuerung.

a) Die Umsteuerungen für die gerade Hauptbewegung.

α) Die Räderumsteuerungen.

1. Die Stirnräderwendegetriebe.

Soll mit Stirnrädern umgesteuert werden, so müssen abwechselnd 2 und 3 Räder arbeiten (Abb. 103). Liegt der Riemen auf der Scheibe *A*,

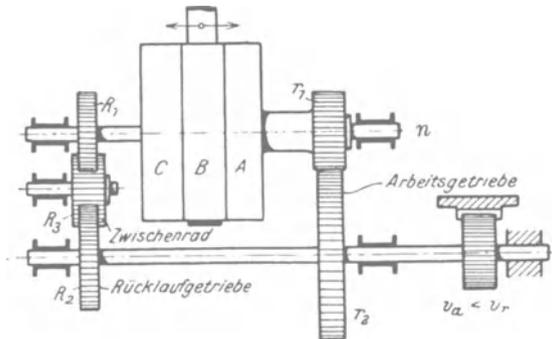


Abb. 103. Stirnräderwendegetriebe.

so bewirkt das Räderpaar $\frac{r_1}{r_2}$ den langsamen Arbeitsgang der Maschine.

Kommt der Riemen auf *C*, so treibt $\frac{R_1}{R_2}$ den Tisch zurück, dabei steuert das Zwischenrad R_3 um. Da das Getriebe $\frac{R_1}{R_2}$ ins Schnelle übersetzt, so ist der Rücklauf beschleunigt. Das stoßfreie Umsteuern ist dadurch gewahrt, daß der Riemen immer erst über die breite Losscheibe *B* muß, bevor er auf die Gegenscheibe kommt. Hierdurch gewinnt der Tisch jedesmal Zeit für einen ruhigen Auslauf.

2. Die Kegelhäderwendegetriebe.

Für das Umsteuern mit Kegelhädern genügt es schon, wenn das Hauptrad *R* abwechselnd von den beiden Gegenrädern r und r' angetrieben wird. Liegt der Riemen auf *C* (Abb. 104), so treibt $\frac{r'}{R}$ den langsamen Arbeitsgang des Tisches. Wird der Riemen auf *A* verschoben,

so vollzieht $\frac{r}{R}$ den beschleunigten Rücklauf. Das ruhige Umsteuern ist auch hier durch die mittlere Losscheibe *B* gesichert.

Die Räderumsteuerungen arbeiten selten vollkommen stoßfrei; sie werden daher bei Genauigkeitsmaschinen wenig angewandt, dagegen mehr bei leichten Blechbearbeitungsmaschinen. Die mitlaufenden Räder verschlechtern den Wirkungsgrad und lassen größere Geschwindigkeiten nicht zu. Dazu kommt infolge der großen Riemenwege ein starker Verschleiß der Riemen und infolge der großen Überwege des Tisches ein großer Zeitverlust.

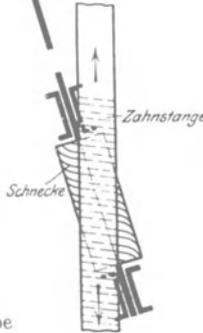
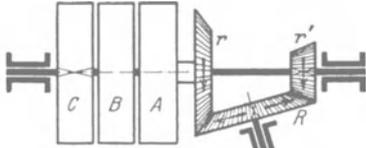


Abb. 104.
Kegelräderwendegetriebe

β) Die Riemenumsteuerungen.

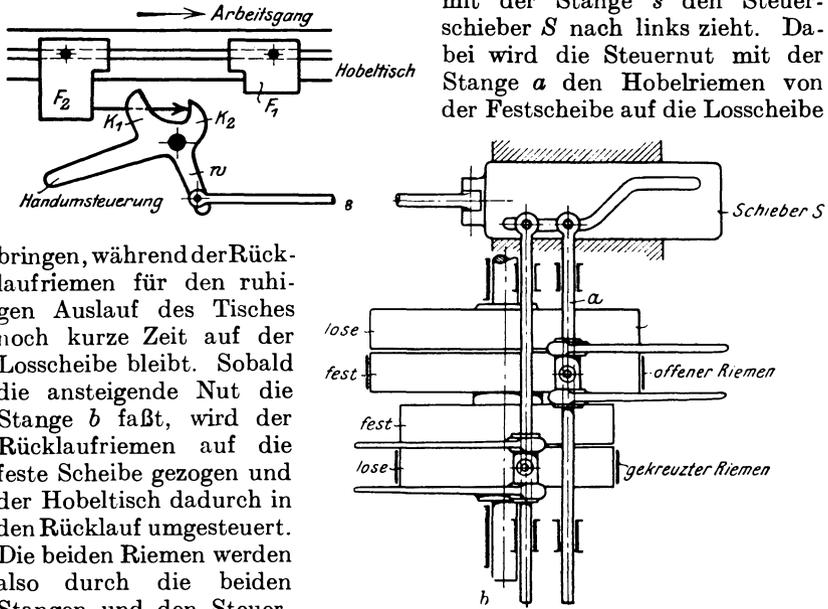
Die Riemenumsteuerungen steuern durch einen offenen und einen gekreuzten Riemen um, die abwechselnd auf ihre Fest- und Losscheiben geschoben werden. Soll dabei der Rücklauf beschleunigt werden, so muß der Rücklaufriemen ins Schnelle übersetzen. Hierfür sind die Rücklaufscheiben an der Maschine kleiner zu halten als die Hobelscheiben. Das stoßfreie Umsteuern hängt von der Schnelligkeit der Riemenverschiebung ab. Bedingung ist, daß der jeweils treibende Riemen auf die Losscheibe kommt, bevor der andere seine Festscheibe erreicht, so daß der Tisch in der Zwischenzeit auslaufen kann. Das Verschieben der beiden Riemen kann gleichzeitig oder nacheinander erfolgen.

Ein stoßfreies Umsteuern ist bei der gleichzeitigen Verschiebung der Riemen nur möglich, wenn die Losscheiben mindestens doppelt so breit sind wie die Festscheiben. Die Scheiben erfordern daher viel Platz, und die Riemen müssen jedesmal große Wege zurücklegen. Hierdurch wird bei dem häufigen Umsteuern ein starker Riemenverschleiß verursacht. Dazu kommen auch hier große Überwege und Zeitverluste.

Riemenwendegetriebe mit aufeinanderfolgender Riemenverschiebung.

Die Nachteile der gleichzeitigen Riemenverschiebung werden gemildert, wenn die Riemen nacheinander verschoben werden (Abb. 105). Es erfordert als äußeres Merkmal 2 Steuerstangen *a* und *b* mit je einer Gabel und einen Steuerschieber *S* mit \surd -förmiger Nut. Das Umsteuern geschieht hierbei wie folgt:

Steuert der Tisch aus dem Hobelgang in den Rücklauf um, so stößt die Knagge F_2 gegen K_2 und legt den Steuerhebel w herum, der mit der Stange s den Steuerschieber S nach links zieht. Dabei wird die Steuernut mit der Stange a den Hobelriemen von der Festscheibe auf die Losscheibe



bringen, während der Rücklaufriemen für den ruhigen Auslauf des Tisches noch kurze Zeit auf der Losscheibe bleibt. Sobald die ansteigende Nut die Stange b faßt, wird der Rücklaufriemen auf die feste Scheibe gezogen und der Hobeltisch dadurch in den Rücklauf umgesteuert. Die beiden Riemen werden also durch die beiden Stangen und den Steuerschieber S nach einander verschoben. Die Losscheiben können daher schmaler sein und die Riemenwege etwas größer als die einfache Riemenbreite. Infolgedessen wird die aufeinanderfolgende Riemenverschiebung weniger Platz erfordern und auch einen geringeren Riemenverschleiß verursachen.

Abb. 105. Riemenumsteuerung mit aufeinanderfolgender Riemenverschiebung.

γ) Die Kupplungsumsteuerung.

Das Verschieben der Riemen verursacht bei dem starken Riemenverschleiß hohe Betriebskosten. Sie wurden früher bei großen Hobelmaschinen, die viel zum Kurzhobeln benutzt wurden, auf 300 M für das Jahr geschätzt. Will man diese Unkosten vermindern, so müssen die Riemen liegen bleiben und die Scheiben abwechselnd gekuppelt werden. Hierzu wird die Vulkankupplung als Umkehrkupplung (Abb. 106) angewandt, die durch Elektromagnete umsteuert. Beim Umsteuern in den Hobelgang legt die Steuerknagge F_1 (Abb. 105) einen Schalter um, so daß die Magnetspulen E_1 Strom erhalten. Die Stufenscheibe S wird daher mit der festgekeilten Ankerscheibe M gekuppelt, so daß der Hobelriemen den Tisch treibt. Beim Umsteuern in den Rücklauf wird die Knagge F_2 den ersten Kontakt ausschalten und den Gegenkontakt einschalten. Die Magnetspulen E_2 erhalten jetzt Strom. Die Rücklaufscheibe R wird daher mit M gekuppelt, während S durch die Federn f zurückgeschoben wird. Der Hobeltisch

vollzieht also den schnellen Rücklauf. Das Riemenverschieben ist daher durch das elektromagnetische Ein- und Ausrücken der Kupplung ersetzt. Das Umsteuern erfolgt daher schneller, zumal wenn die Scheiben aus Leichtmetall bestehen. Mit der Stufenscheibe *S* sind zugleich mehrere Geschwindigkeiten geboten für das Schruppen und Schlichten der Werkstücke mit Werkzeugstahl und Schnellstahl. Der Antrieb bietet also eine weit bessere Ausnutzung der Maschine.

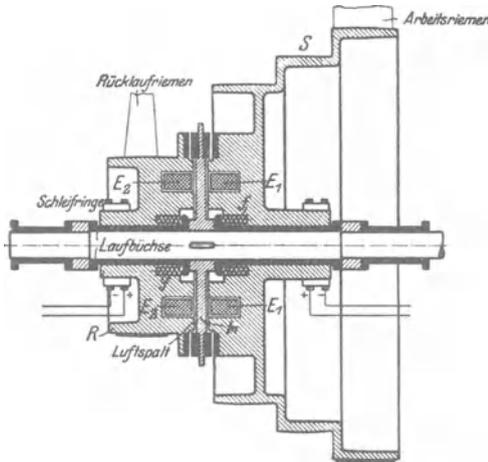


Abb. 106. Elektromagnetische Umkehrkupplung.

Um ein genaues und sicheres Umsteuern zu erreichen, tritt bei den neueren elektrischen Umsteuerungen vor jedem Hubwechsel zuerst

d) Die elektrische Umsteuerung.

Das elektrische Umsteuern geschieht mit dem Reversier- oder Umkehrmotor, dessen Steuerschalter *a*

durch die Knaggen *k* des Tisches

betätigt werden (Abb. 107).

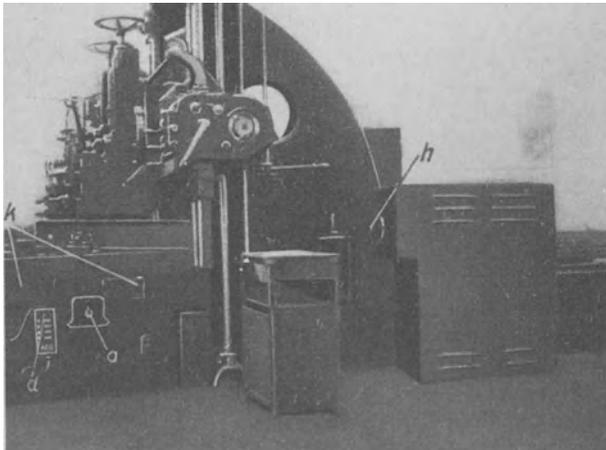


Abb. 107. Elektrische Umsteuerung der Hobelmaschinen.

eine Bremse in Kraft, die die sich bewegenden Massen abbremst. Dabei ist eine zwangsläufige Verriegelung vorgesehen, die einerseits den Gegenstrom für das Umsteuern erst einsetzen läßt, wenn genügend abgebremst ist, und andererseits durch eine Lichtbogensperre Kurz-

schluß verhindert. Mit den Druckknöpfen d läßt sich die Maschine augenblicklich stillsetzen, einrücken und umsteuern. Drückt man auf den Knopf „Ein“, so wird das Sicherheitsschütz eingeschaltet und der Antrieb ist betriebsbereit. Wird nun auf einen der Knöpfe „Hobeln“ oder „Rücklauf“ gedrückt, so läuft der Tisch in der gewünschten Richtung. Mit dem Halteknopf wird das Sicherheitsschütz ausgelöst, das eine Bremsung bewirkt. Sie wird noch dadurch wirksamer, daß das Motorfeld durch die eigene Ankerspannung erregt wird. Sämtliche Steuerungsteile, wie Schützen, Stromwächter, Auslöser, Sicherungen, Hauptschalter, Stromzeiger sind im Schaltkasten untergebracht. Mit 2 Handrädern h lassen sich Schnitt- und Rücklaufgeschwindigkeit regeln (S. 214). Das Umsteuern mit dem Motor empfiehlt sich besonders bei schweren Maschinen, bei denen sich die elektromagnetischen Kupplungen zu stark erwärmen. Ist der Umkehrmotor regelbar, so übernimmt er auch den Geschwindigkeitswechsel. Statt des Umkehrmotors können auch zwei Einzelmotore abwechselnd benutzt werden, von denen der eine den Hobelgang und der andere den schnellen Rücklauf vollzieht. Das Umsteuern mit dem Motor bietet eine Reihe Vorzüge: Der Riemenverschleiß fällt fort, das Triebwerk wird einfacher und es wird an Kraft gespart, da der Motor beim Abbremsen Stromerzeuger ist und Strom ins Netz schickt. Die Schnittgeschwindigkeit ist in z. B. 5 Stufen regelbar und der Rücklauf läßt sich auf 30—40—60 m/min beschleunigen. Die Maschine kann daher dem Werkzeug und Werkstück, sowie der Arbeitsgenauigkeit gut angepaßt und gut ausgenutzt werden.

b) Die Umsteuerungen für die kreisende Hauptbewegung.

Die kreisende Hauptbewegung wird nur in besonderen Fällen umgesteuert. Soll z. B. beim Gewindeschneiden die Drehbank den Werkzeugschlitten in die anfängliche Schnittstellung zurückführen, so wird die Maschine mit einem gekreuzten Riemen ins Deckenvorgelege umgesteuert. So wird in Abb. 32 der Arbeitsriemen mit $n_{II} = 150$ das Gewindeschneiden und der Rücklaufriemen mit $n_{III} = 200$ den schnellen Rücklauf vollziehen. Die Riemen müssen hierzu abwechselnd auf die mittlere Festscheibe geschoben werden. Das Deckenvorgelege in Abb. 39 kann ebenfalls zum Umsteuern benutzt werden, wenn auf der linken Scheibe ein offener Riemen mit $n = 150$ und auf der rechten ein gekreuzter mit $n = 250$ läuft.

Die Räderwendegetriebe sitzen meist in der Maschine. Die Bohrspindel in Abb. 77 kann man mit dem Kegelhäderwendegetriebe r_3, R_3, R_3' zum Gewindebohren auf Rechts- und Linkslauf schalten. Beim Stufenräderantrieb wird zum Umsteuern ein Stirnräderwendegetriebe für schnellen Rücklauf beim Gewindeschneiden eingebaut, das in Abb. 55

aus $\frac{r_1}{r_2}$ oder $\frac{r_3}{r_4}$ und $\frac{r_1'}{r} \frac{r}{r_9}$ besteht, von denen das Zwischenrad r umsteuert.

Mit dem Umsteuerhebel U kann der Dreher die Maschine auf Rechtslauf und schnellen Linkslauf schalten. In der Mittelstellung von U setzt eine Bandbremse die Maschine augenblicklich still. Der Cleveland-Automat hat ein Stirnräderwendegetriebe nach Abb. 103, bei dem er

den Riemen auf Scheibe *A* oder *C* verschiebt. Den Drehstrommotor mit Polumschalter kann man mit dem Handrade an der Schloßplatte (Abb. 57) auf schnellen Rücklauf umsteuern.

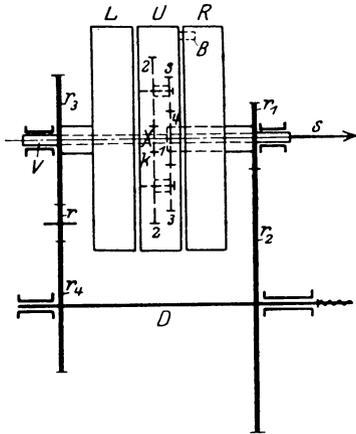


Abb. 108. Umsteuerung für große Geschwindigkeitsunterschiede.

Werden größere Geschwindigkeitsunterschiede zwischen dem Rechts- und Linkslauf der Spindel verlangt, so benutzt man ein Umlaufräderwerk, das in Abb. 108 in der Scheibe *U* sitzt. Liegt der Riemen auf *R*, so macht die Maschine den gewöhnlichen langsamen Rechtslauf mit $\frac{r_1}{r_2}$, auf *L* den schnellen Linkslauf mit $\frac{r_3}{r_4}$. In beiden Fällen hat das Umlaufräderwerk keinen Einfluß, da *R* durch Bremsbolzen *B* die Scheibe *U* mitnimmt. Schiebt die Steuerung der Maschine den Riemen auf *U*, und rückt sie die Kupplung *k* auf das Rad 1 ein, so steht dies still und treibt auf die Umlaufräder 2, 3, die über 4 und $\frac{r_1}{r_2}$ für das Gewindeschneiden auf größere Drehdurchmesser die Spindel *D* in ganz langsamen Rechtslauf versetzen.

3. Die Ausrücker.

Die Ausrückvorrichtung hat die Maschine nach Bedarf ein- und auszurücken. Das Ausrücken kann bei den Maschinen mit Stufenscheibenantrieb dadurch erfolgen, daß der Antriebsriemen des Deckenvorgeleges mit einer Stange *c*, wie in Abb. 109 u. 110, von der rechten Festscheibe auf die linke Losscheibe gebracht wird. An Stelle des Verschieberiemens kann man auch eine Kuppelscheibe benutzen (Abb. 39). Bei beiden muß der Arbeiter bei langen Maschinen stets zum Ausrückhebel laufen. Eine Erleichterung ist bei den Maschinen mit Stufenräderantrieb erreicht. Bei ihnen wird die Einscheibe *E* (Abb. 49) zum Ein- und Ausrücken der Maschine gekuppelt und entkuppelt und zwar mit einer Stange, die sich über die ganze Maschine erstreckt, so daß sie der Dreher von seinem jeweiligen Stande bequem fassen kann. Bei Maschinen mit Wendegetrieben (Abb. 55) braucht man nur den Umsteuerhebel *U* auf Mitte zu stellen und so die Lamellenkupplung ausrücken. Werkzeugmaschinen mit Einzelantrieb werden mit dem Ausschalter oder von dem Arbeitsstande aus mit einem Handrade stillgesetzt, das auf eine Schaltwalze wirkt (Abb. 57). Bei der Druckknopfsteuerung kann man durch Niederdrücken des Halteknopfes die Maschine stillsetzen (Abb. 61).

Die Massenherstellung verlangt an ihren Arbeitsmaschinen Selbstausrücker. So muß sich die Zahnradfräsmaschine stillsetzen, sobald

das Rad fertig ist, und der Schraubenautomat, sobald die Rohstange abgearbeitet ist. Ein derartiger Selbstausrücker läßt sich am Deckenvorgelege durch ein Fallgewicht oder eine Spiralfeder erreichen, die den Riemen auf die Losscheibe schnellt. Die Spiralfeder *a* ist in Abb. 110 auf das Gegenende der Riemenstange *b* gesteckt. Mit dem Handhebel *c* rückt man die Maschine ein. Dabei wird die Feder *a* angespannt

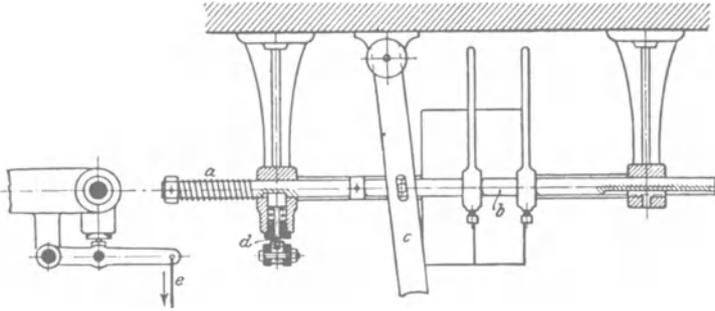


Abb. 109 u. 110. Selbstausrücker.

und die Stange *b* durch den Schnäpper *d* in ihrer Lage gehalten. Ist der letzte Zahn gefräst oder die letzte Schraube abgestochen, so zieht die Maschine mit der Schnur *e* den Schnäpper *d* aus der Stange *b* zurück. Infolgedessen wird die Feder *a* die Stange *b* nach links zurückschnellen und dadurch den Riemen von der Fest- auf die Losscheibe bringen. Die Maschine ist damit stillgesetzt.

B. Die Vorschub- oder Schaltgetriebe oder Schaltsteuerungen.

Die Vorschubgetriebe haben

1. die Vorschub- oder Schaltbewegung von der Hauptspindel der Maschine oder von einem besonderen Deckenvorgelege oder einem Motor herzuleiten — Antrieb —,
2. den Vorschub nach der Schneidhaltigkeit des Werkzeuges, der Härte und Form des Werkstückes und dem Arbeitsverfahren — Schrappen oder Schlichten — zu regeln — Vorschubwechsel —,
3. ihn nach Bedarf umzusteuern — Umsteuerung — und
4. auszurücken — Ausrücker.

Sind gerade Vorschubbewegungen zu erzeugen, so wird ein Schlitten, z. B. der Werkzeugschlitten der Drehbank, durch Schraube und Mutter, Zahnrad und Zahnstange oder Schnecke und Zahnstange vorgeschoben. Für die geraden Vorschübe kommen also die Getriebe der geraden Hauptbewegung in Betracht. Ist eine kreisförmige Vorschubbewegung hervorzubringen, wie beim Rundhobeln, Rundstoßen und Rundfräsen, so wird ein Aufspanndorn oder eine Drehscheibe durch Räder und Schneckengetriebe rundgeschaltet (Abb. 139), beim Rundschleifen durch einen Riemen (Abb. 310) oder Motor (Abb. 308).

a , b verschieden groß und zum handlichen Umstecken fliegend angeordnet sind. Das Umsteuern der Schaltbewegung besorgt ein Räderwendegetriebe (Abb. 274 u. 275), mit dessen Ausrücker h man den Tisch auch stillsetzen kann.

Der Kettenantrieb der Vorschubsteuerungen arbeitet im Vergleich zum Riemen zwangsläufig. Er eignet sich daher für schwere Maschinen. Der Größenwechsel des Vorschubes wird mit Rädern ausgeführt (Abb. 115), ebenso das Umsteuern mit einem Räderwendegetriebe nach Abb. 113.

b) Die Rädervorschubgetriebe.

Der Räderantrieb wird heute in der Zeit des Schnellbetriebes allgemein bevorzugt. Er gewährt durch seine Zwangsläufigkeit genauere Vorschübe als der schleichende Riemen. Infolgedessen ist der Räderantrieb der Schaltsteuerungen beim Gewindeschneiden, bei dem es auf hohe Genauigkeit der Steigungen ankommt, geradezu eine Notwendigkeit. Die Leitspindel der Drehbank wird daher durch Räder nach Abb. 112 von der Drehspindel angetrieben. Für das Schneiden von Rechts- und Linksgewinde oder für das Drehen nach rechts oder links muß dieser Räderantrieb eine Umsteuerung enthalten. Sie besteht aus dem Wendeherz w , mit dem die Leitspindel umgesteuert werden kann. Stellt man w auf C , so hat die Leitspindel Linkslauf und auf A Rechtslauf. Das Umsteuern geschieht durch die Schwenk- oder Herzräder r_2 , r_3 , von denen bei C beide und bei A nur r_2 in Eingriff steht. Stellt man w auf B , so ist der Leitspindelantrieb ausgerückt.

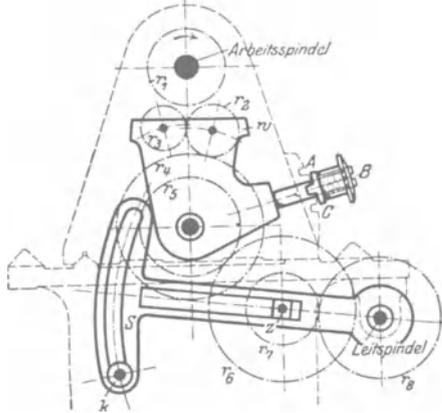


Abb. 112. Wechsleräderantrieb der Leitspindel.

Bei größeren Maschinen wird meist das Kegelräderwendegetriebe (Abb. 113) bevorzugt, das mit Kuppelrädern geschaltet wird. Steht die Kupplung k auf r_4 , so läuft die Leitspindel, von links gesehen, rechts herum, auf r_6 , links herum. Schaltet man das Verschieberad r_2 auf das Stufenscheibenrad r_1' , so wird bei eingerückten Rädervorgelegen von der Übersetzung 1 : 10 der Vorschub für das Schneiden von steilem Gewinde verzehnfacht.

Bei größeren Maschinen wird meist das Kegelräderwendegetriebe (Abb. 113) bevorzugt, das mit Kuppelrädern geschaltet wird. Steht die Kupplung k auf r_4 , so läuft die Leitspindel, von links gesehen, rechts herum, auf r_6 , links herum. Schaltet man das Verschieberad r_2 auf das Stufenscheibenrad r_1' , so wird bei eingerückten Rädervorgelegen von der Übersetzung 1 : 10 der Vorschub für das Schneiden von steilem Gewinde verzehnfacht.

Die Größe der Vorschübe wird für die verschiedenen Gewindesteigungen mit den Wechselrädern r_5 — r_8 geändert, die zum Auswechseln vor dem Kopf der Bank leicht zugänglich sind. Das Einsetzen der verschieden großen Räder erfordert eine Wechselräderschere S mit einem verstellbaren Zapfen z , auf den die mittleren Räder r_6 , r_7 gesteckt werden. Die Schere ist um die Leitspindel drehbar, so daß sie durch Rechtsdrehen die Räder in Eingriff bringt. Mit der Klemmschraube k wird sie in ihrer Arbeitsstellung festgeklemmt.

Übersetzung des Räderantriebes in Abb. 112:

$$\left. \begin{aligned} w \text{ auf } C: \varphi &= \left(\frac{r_1}{r_3} \cdot \frac{r_3}{r_2} \cdot \frac{r_2}{r_4} \right) \cdot \left(\frac{r_5}{r_6} \cdot \frac{r_7}{r_8} \right) \\ w \text{ auf } A: \varphi &= \left(\frac{r_1}{r_2} \cdot \frac{r_2}{r_4} \right) \cdot \left(\frac{r_5}{r_6} \cdot \frac{r_7}{r_8} \right) \end{aligned} \right\} = \frac{r_1}{r_4} \cdot \left(\frac{r_5}{r_6} \cdot \frac{r_7}{r_8} \right)$$

Die Übersetzung ist also in beiden Stellungen von w gleich, da die Herzwäder r_2, r_3 als Zwischenräder nur umsteuern. Sind die Räder r_1

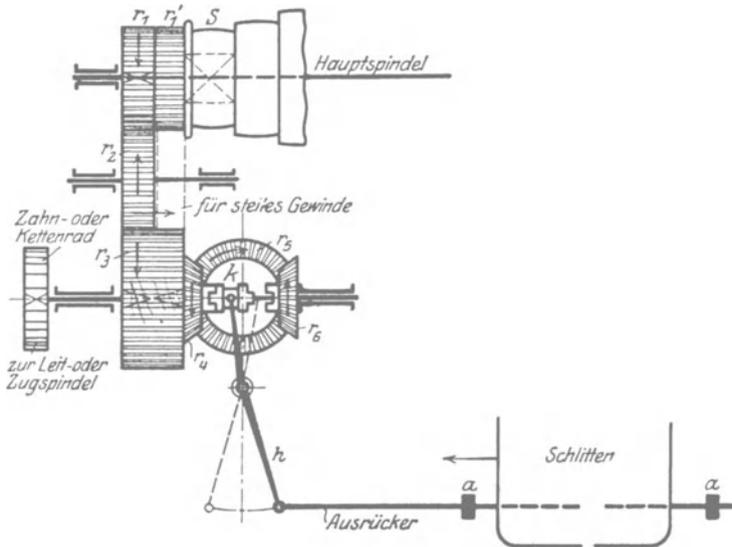


Abb. 113. Kegelräderwendegetriebe mit Selbstausrücker.

und r_4 gleich, so haben nur die Wechselräder Einfluß auf die Übersetzung:

$$\varphi = \frac{r_5}{r_6} \cdot \frac{r_7}{r_8}$$

Neuerdings werden auch zum Umsteuern der Vorschubbewegung Schieberäder bevorzugt. In Abb. 55 wird für Normalgewinde der Vorschub von der langsam laufenden Welle V abgeleitet, indem man den Räderblock a mit 2 auf 1 einschiebt. Für Steilgewinde stellt man a mit 2' auf R_3 ein, so daß bei $\frac{R_3}{R_4} \cdot \frac{R_7}{R_8}$ der Vorschub 4mal so groß und bei $\frac{R_1}{R_2} \cdot \frac{R_7}{R_8}$ 16mal so groß ist. Zum Umsteuern dient hier der Räderblock b , der mit $\frac{5}{6} \cdot \frac{6}{7}$ und mit $\frac{3}{4}$ die Bewegungsrichtung umsteuert. Der Vorzug der Schieberäder liegt bekanntlich darin, daß die toten Räder ausgeschaltet sind.

c) Das Umlaufrädergetriebe.

Wird, wie bei den Automaten, von dem Antrieb der Schaltsteuerung verlangt, daß die Steuerwelle langsam läuft, solange die Werkzeuge arbeiten, und schnell läuft, sobald sie ihre Arbeit beendet haben, so ist ein Umlaufrädergetriebe oder Planetengetriebe einzubauen. Das Wechselrad r treibt in Abb. 114 das Gehäuse G , dessen Umlaufräder Z_2, Z_3 sich auf den Rädern Z_1, Z_4 abrollen. Solange die Werkzeuge schneiden, ist das lose Rad Z_1 durch das Sperrrad s und den Riegel s_1 gesichert, so daß Z_1 auf Z_2 treibt. Macht das Gehäuse G einen Umlauf, so wird das Umlaufrad Z_2 je $\frac{Z_1}{Z_2} = \frac{19}{13}$ Umläufe machen. Dabei wälzt Z_3 auf dem Rade Z_4 jedesmal

$\frac{19}{13} Z_3 = 19$ Zähne ab. Da das Antriebsrad Z_4 20 Zähne hat, so muß es sich bei jeder Umdrehung von G um

1 Zahn drehen, also $\frac{1}{20}$ Umlauf

machen. Die Übersetzung vom Umlaufgetriebe auf die Steuerwelle Z

ist demnach: $\varphi = 1 - \frac{Z_1 \cdot Z_3}{Z_2 \cdot Z_4} =$

$1 - \frac{19 \cdot 13}{13 \cdot 20} = \frac{1}{20}$. In dem kleinen

Gehäuse steckt also die große Übersetzung von $\frac{1}{20}$, die beiden üblichen

Übertragungen 4 Räderpaare mit je 1 : 2,1 erfordern würde. Haben die

Werkzeuge den Schnitt beendet, so zieht der Schieber S den Riegel s_1 aus dem Sperrrad s zurück und schaltet die Kupplung k ein. Von da ab ist das Getriebe in sich gesperrt, und die vollen Umläufe von G gelangen auf die Steuerwelle Z , die beim Leerlauf des Automaten zwanzigmal so schnell läuft.

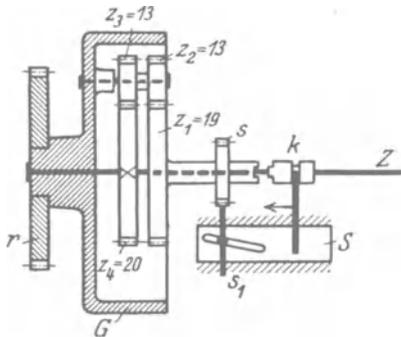


Abb. 114. Umlaufrädergetriebe.

so zieht der Schieber S den Riegel s_1 aus dem Sperrrad s zurück und schaltet die Kupplung k ein. Von da ab ist das Getriebe in sich gesperrt, und die vollen Umläufe von G gelangen auf die Steuerwelle Z , die beim Leerlauf des Automaten zwanzigmal so schnell läuft.

d) Die Wechselrädergetriebe.

Der Nachteil der Wechselräderschere liegt darin, daß das Auswechseln der Wechselräder r_5 — r_8 viel Zeit erfordert. Der Zeitaufwand fällt besonders ins Gewicht, wenn der Vorschub häufiger gewechselt werden muß. Hat der Dreher im Tage z. B. zehnmal die Räder auszuwechseln, so verursacht dies einen Zeitverlust von etwa 50 min. Man kann diesen Zeitverlust dadurch kürzen, daß man die für die gebräuchlichsten Vorschübe erforderlichen Räderpaare gleich in einen Kasten einbaut, wie dies bei den Wechselrädergetrieben der Fall ist. Von diesen Räderpaaren darf, wie bei den Stufenrädergetrieben, immer nur eins arbeiten, die anderen müssen lose mitlaufen. Die Wechselrädergetriebe sind daher ebenfalls mit Kuppel-, Schiebe- oder Schwenkrädern einzurichten.

Bei dem Ziehkeil-Wechselrädergetriebe in Abb. 115 sind für 5 Vorschübe 5 Räderpaare vorgesehen. Die obere Rädergruppe ist auf

I festgekeilt, die untere besteht aus 5 Kuppelrädern. In der hohlen Welle *II* liegt in einem langen Schlitz ein Ziehkeil *Z* (Abb. 116), der beim Drehen der Kurbel *k* von einem Rade ins andere gezogen wird und hier durch Federdruck in die Keilnut *n* einspringt. Um hierbei

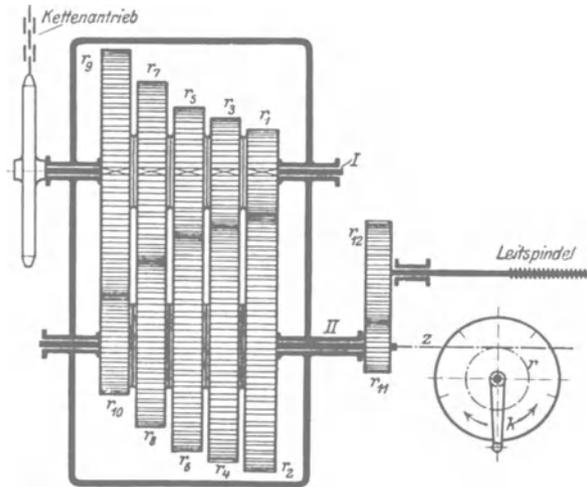


Abb. 115. Ziehkeil-Wechselrädernetze.

das gleichzeitige Kuppeln von 2 Räderpaaren zu verhindern, drücken die Ringe *s* den Ziehkeil *Z* jedesmal in die hohle Welle zurück.

Wenn möglich, soll der Ziehkeil in der getriebenen Welle liegen, damit die Kuppelräder nicht ins Schnelle getrieben werden und das Öl herausschleudern. Der Hauptvorteil dieses Getriebes ist, daß man mit der Kurbel *k* den Vorschub jederzeit ohne nennenswerte Zeitverluste nach einer Zahntafel einstellen kann.

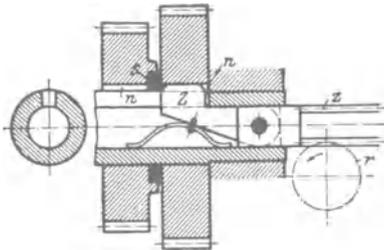


Abb. 116. Ziehkeil.

n = Keilnut, *s* = Ring, *z* = Rundzahnstange zum Verstellen des Ziehkeiles *Z*.

Bei dem Norton-Wechselrädernetze in Abb. 117 u. 118 ist die untere Rädergruppe der Abb. 115 durch das Schieberad *r* und das Schwenkrad *z* ersetzt. Dadurch ist die Zahl der Räder stark vermindert. Während das einfache Ziehkeilgetriebe für 6 Vorschübe 12 Räder verlangt, würde das Nortongetriebe

nur 6 + 2 Räder beanspruchen. Dabei stehen nur die arbeitenden Räder in Eingriff, so daß der Wirkungsgrad günstiger wird. Der Vorschub wird beim Nortongetriebe mit der Tasche *S* geändert, die sich auf die verschiedenen Käme 1—6 einstellen läßt. Mit der Nortontasche *S* kann nämlich das Schwenkrad *z* auf jedes der Räder *R*₁—*R*₆ eingeschwenkt werden.

Hierzu ist sie mit dem Federgriff g auszuklinken, unter das betreffende Rad zu verschieben, einzuschwenken und einzuklinken. Auch bei diesem Vorschubgetriebe kann man die Vorschübe nach einer Tafel einstellen.

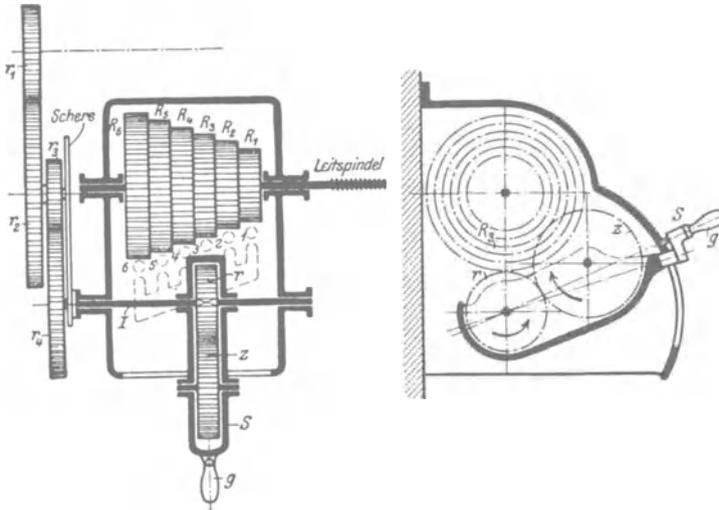


Abb. 117 u. 118. Norton-Wechselrädernetriebe.

Will man die Zahl der Vorschübe erhöhen, so kann man 2 Ziehkeil- oder 2 Nortongetriebe hintereinander bauen. Das Ziehkeilgetriebe in Abb. 119 ist für 2×4 Vorschübe eingerichtet, denn der Ziehkeil Z_1 kann mit h_1 auf I und II 2 mal und der Ziehkeil Z_2 mit h_2 auf 1 bis 4

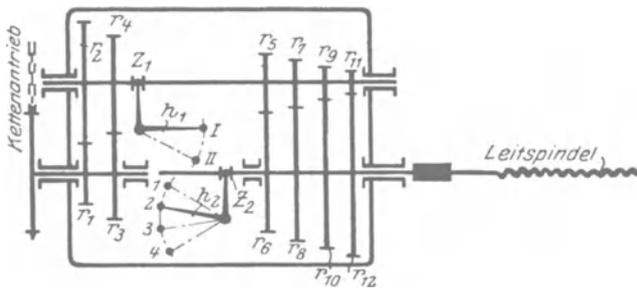


Abb. 119. Doppelt Ziehkeilgetriebe für 8 Vorschübe.

4 mal geschaltet werden. Bei dem Nortongetriebe in Abb. 120 kann die Schwinge S_1 auf I bis III 3 mal und die Schwinge S_2 auf I bis 5 5 mal geschaltet werden. Es sind also 3×5 Vorschübe verfügbar.

Die Wechselrädernetriebe sind bei allen Maschinen zu empfehlen, bei denen ein häufiger Vorschubwechsel erforderlich wird, weil sie Griffzeiten sparen, dadurch daß sie das Auswechseln der Wechselräder durch ein Verstellen des Ziehkeils oder der Stelltasche ersetzen. Es sind dies

wieder die Maschinen für die Einzelfertigung, wie Drehbänke, Fräsmaschinen, Bohrmaschinen usw. Bei leichten Maschinen genügt es,

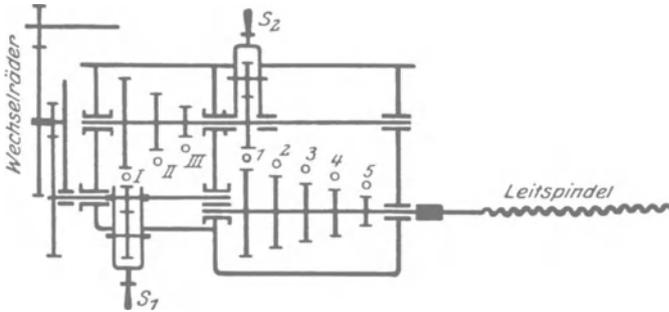


Abb. 120. Doppeltres Nortongetriebe für 15 Gewindesteigungen.

diese Rädergetriebe durch Riemen anzutreiben. Bei schweren und mittelschweren Maschinen ist der Ketten- oder Räderantrieb vorzuziehen. Rechnet man für das Einstellen des Ziehkeiles 3 s, der Stelltasche

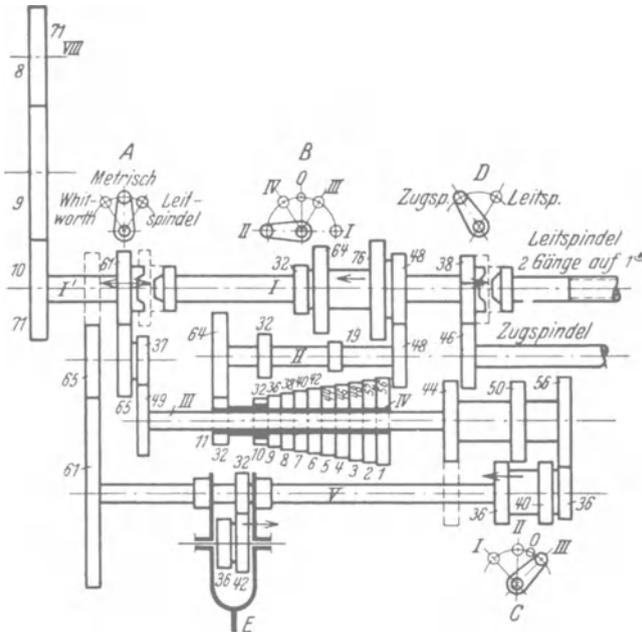


Abb. 121. Vorschubgetriebe der VDF-Drehbank.

6 s, so wäre bei zehnmalem Räderwechsel der Zeitverlust auf $\frac{1}{2}$ min oder 1 min vermindert gegen etwa 50 min bei der Wechselräderschere.

Auch bei den Wechselrädergetrieben wird das Schieberad heute mit Vorliebe verwendet. Abb. 121 zeigt den Antriebsplan der Leit-

und Zugspindel der „deutschen Einheitsdrehbank“ der *VDF*. Hier sind Norton- und Schieberadgetriebe in sinnreicher Weise vereinigt. Man kann 4 Gewindearten schneiden: 1. Gewinde von außergewöhnlicher Steigung, 2. Whitworthgewinde, 3. metrisches Gewinde, 4. Modulgewinde. Dazu kommen die Längs- und Planschübe.

Schalttafel:

1. Außergewöhnliches Gewinde: *B* auf *O*, *A* und *D* auf Leitspindel. Damit geht der Antrieb vom *VIII* über $\frac{8}{10}$ auf die Leitspindel. Das sonstige Räderwerk ist ausgeschaltet.
2. Whitworth-Gewinde: *A* auf Whitworth, *C* auf *O*, *B* auf *I—IV*, *D* auf Leitspindel, *E* auf 1—10, also 40 Gewindesteigungen. Der Kraftfluß geht von *VIII* über *I'* auf *V*, über das Nortongetriebe und mittlere Schieberädergetriebe auf die Leitspindel.
3. Metrisches Gewinde: *A* auf Metrisch, *D* auf Leitspindel, *B* auf *I—IV*,
 C auf *III*, E auf 10, C auf *II*, E auf 7,
 C „ *III*, E „ 11, C „ *I*, E „ 5,
 C „ *I*, E „ 10, C „ *II*, E „ 3,
 C „ *II*, E „ 9,
 Dabei kann man im Räderkasten in Abb. 55 den Antrieb auf Normal- und Steilgewinde schalten.
4. Modulgewinde: Dieselben Schaltungen wie unter 3., nur sind die Wechslerräder 8—10 auszuwechseln gegen $\frac{71}{80} \cdot \frac{160}{113} = \frac{\pi}{4}$.
5. Langdrehen: *D* auf Zugspindel.

| A | E | C | B | | | |
|-----------|----|-----|------|------|------|------|
| | | | I | II | III | IV |
| Metrisch | 10 | III | 2,15 | 1,08 | 0,57 | 0,27 |
| | 9 | | 1,9 | 0,96 | | |
| Withworth | 10 | 0 | | | 0,48 | 0,24 |
| | 11 | | 1,7 | 0,84 | 0,43 | 0,22 |
| | 6 | | 1,5 | 0,75 | 0,38 | 0,19 |
| | 4 | | 1,35 | 0,67 | 0,34 | 0,17 |
| | 2 | | 1,2 | 0,6 | 0,3 | 0,15 |
| Metrisch | 2 | I | | | | 0,14 |
| | 1 | | | | | 0,12 |

6. Plandrehen.

Es gilt dieselbe Schalttafel wie beim Langdrehen, die Planvorschübe haben $\frac{1}{3}$ von der Größe der Längsvorschübe.

e) Das Reibscheiben-Schaltgetriebe.

Der Reibscheibenantrieb des Vorschubes (Abb. 122 u. 123) gewährt einen raschen, stetigen Vorschubwechsel, Vorschubrampe, und ein bequemes Umsteuern. Er ersetzt also Wechselräder und Wendeherz.

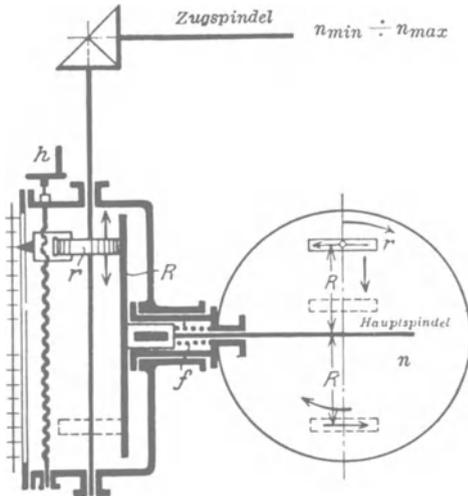


Abb. 122 u. 123. Reibscheibenantrieb.

Für kleine Vorschübe ist die Reibscheibe r auf R nach der Mitte und für große nach außen zu schieben, da $R_{min} \cdot n = r \cdot n_{min}$ und $R_{max} \cdot n = r \cdot n_{max}$ ist. Zum Umsteuern des Vorschubes hat man r über die Mitte hinaus in die gestrichelte Lage zu ziehen. Für beides läßt sich r mit h nach dem Maßstabe verstellen. Die Durchzugskraft des Antriebes, die durch die Feder f hervorgebracht wird, genügt aber nur für leichte Maschinen.

f) Die Selbstumsteuerung des Vorschubes.

Wird von der Maschine eine selbsttätige Umsteuerung des Vorschubes und dazu ein schneller Rücklauf des Schlittens verlangt, so ist in seinen Antrieb ein Räderwendegetriebe einzubauen.

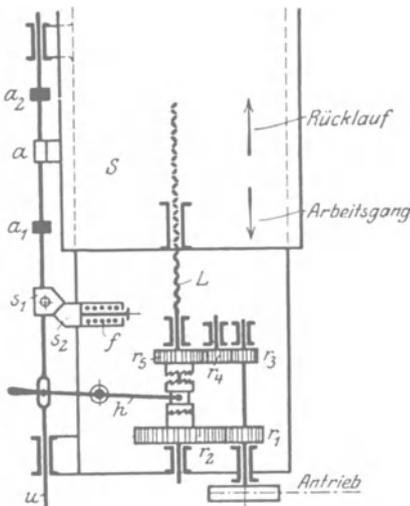


Abb. 124. Selbstumsteuerung — Schneidenumsteuerung — des Schlittens mit schnellem Rücklauf.

In Abb. 124 treiben $\frac{r_1}{r_2}$

den Arbeitsgang, $\frac{r_3}{r_4} \frac{r_4}{r_5}$ den schnellen

Rücklauf, und die Schneiden s_1 s_2 steuern den Schlitten S augenblicklich um. Kommt nämlich S mit a gegen den Anschlag a_1 , so drückt s_1 die Schneide s_2 zurück und spannt die Feder f . In dem Augenblick, in dem die Spitzen aneinander vorbeigehen, drückt die Feder f die Schneide s_2 vor, so daß die Umsteuerstange u mit einem Ruck die Kupplung k auf r_5 umschaltet. Am Ende des Rücklaufes wiederholt sich das Spiel mit a_2 auf der Gegenseite. Würden die Umsteuerschneiden fehlen, so würde der langsam laufende Schlitten zwar allmählich durch die Anschläge a_1 oder a_2 stillgesetzt, nicht aber umgesteuert.

g) Der Selbstausrücker des Vorschubes.

Heute verlangt man von fast jeder Werkzeugmaschine, daß sie einen Selbstausrücker für den Vorschub besitzt, um bei der Massenfertigung die Maßgleichheit der Teile zu sichern und gegebenenfalls zwei oder mehrere Maschinen durch einen Arbeiter bedienen zu lassen, so daß sich die Löhne verteilen. In Abb. 113 rückt der Werkzeugschlitten mit dem einstellbaren Anschlag α und dem Hebel h an der Arbeitsgrenze die Kupplung k aus, so daß der Vorschub aufhört.

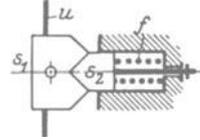


Abb. 125. Schneidenausrücker.

Die Schneidenumsteuerung kann auch als Selbstausrücker ausgebildet werden, indem man nach Abb. 125 eine doppelte Schneide s_1 auf der Ausrückstange u anbringt. Beim Ausrücken springt hierbei s_2 augenblicklich auf die Mittelbrust ein. Das Umsteuern muß jetzt mit dem Handgriff h geschehen.

2. Die Vorschubsteuerungen für Ruckvorschübe.

Die Schaltsteuerung darf bekanntlich bei den Maschinen mit gerader Hauptbewegung nur arbeiten, wenn der Hobeltisch oder Stößel aus dem Rücklauf in den Arbeitsgang umsteuert. Bei der Stoßmaschine muß

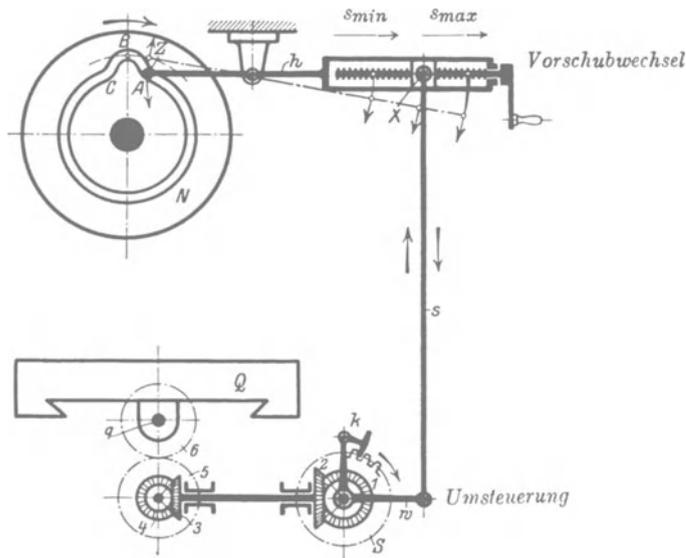


Abb. 126. Klinkensteuerung der Stoßmaschine.

daher das Schalten des Tisches in der höchsten Stellung des Stößels erfolgen. Hierzu wird die Klinkensteuerung in Abb. 126 durch die Steuerscheibe N angetrieben. Ihre Kennzeichnung liegt in der ausgekragten Steuernut ABC . Umläuft die ansteigende Nut AB den Zapfen Z , so

kommt der Hebel h in die strichpunktierte Lage. Die Stange s wird den Winkelhebel w nach rechts drehen und die Schaltklinke k das Schaltrad S mitnehmen. Dieser kurze Ausschlag des Winkelhebels w wird durch die Nut AB erzeugt und durch die Kegelräder 1—4 und die Stirnräder 5, 6 auf die Spindel q übertragen, die den Querschlitten Q des Arbeitstisches mit einem Ruck um den Vorschub verschiebt. Gleich

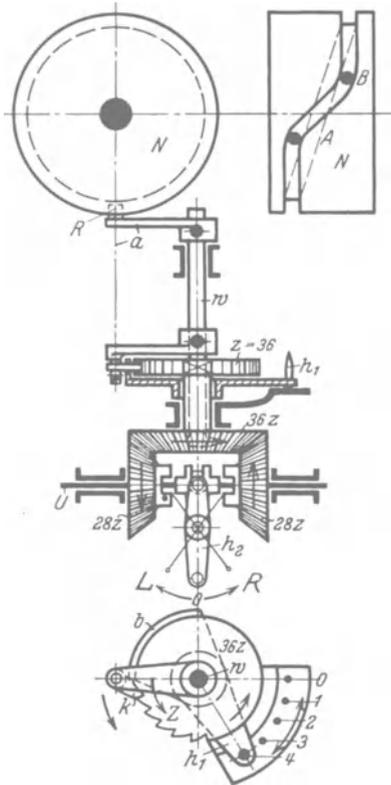


Abb. 127 u. 128. Klinkensteuerung mit vereinfachtem Vorschub- und Richtungswechsel.

einem Kegelräderwendegetriebe und der Größenwechsel mit dem Klinkenschalter vollzogen, deren Handgriffe in nächster Naheliegen (Abb. 127 und 128). Beim Umsteuern in den Stogang bewirkt die Steuerrolle N mit der Nute AB und dem Kurbelarm a eine kurze Linksdrehung der senkrechten Steuerwelle w , auf der unten der Klinkenschalter k sitzt. Das Schaltrad Z wird nach links gedreht und das Kegelräderwendegetriebe betätigt. Stellt man h_2 auf R , so läuft die Umsteuerwelle U nach rechts, auf L nach links. Für den Größenwechsel des Vorschubes ist um das Schaltrad Z eine drehbare Kappe b gelegt, die man mit dem Griff h_1 auf 0 bis 4 einstellen kann. Auf 0 ist der Vorschub ausgeschaltet,

Gleich darauf bringt die Nut BC den Hebel h in die alte Lage zurück. Die Steuerstange s geht hoch, und der Winkel w schlägt nach links aus. Die Schaltklinke k wird daher über einen oder mehrere Zähne in die alte Lage zuruckklicken, der Querschlitten aber stehen bleiben. Die Nut AB verursacht also das Schalten, und die Nut BC zieht die Steuerung für die nächste Schaltung auf. Die Vorschubgröße wird durch Verstellen des Zapfensteines x nach einem Maßstab geändert. Er ist für kleine Vorschübe nach links, für große nach rechts zu verschieben, so daß die Klinke k das Schaltrad S um einen oder mehrere Zähne schaltet (S. 8). Soll die Maschine nach beiden Richtungen arbeiten können, so muß der Vorschub umgesteuert werden. Hierzu ist die doppelte Schaltklinke k nach links herumzulegen, so daß die Nut AB die Steuerung aufzieht und BC schaltet. Zum Ausrücken stellt man die Klinke k senkrecht, die in dieser Lage durch einen Federriegel gehalten wird. Die Schaltklinke ersetzt hier das Wendeherz des Dauervorschubes.

Bei neueren Stoßmaschinen wird das Umsteuern des Vorschubes mit

da die Klinke stets auf der Kappe b gleitet. Auf 1 schaltet die Klinke k das Rad Z um 1 Teilung, d. h. um $\frac{1}{36}$, auf 4 um $\frac{4}{36}$ Umdrehungen.

3. Die Anordnung der wichtigsten Vorschubsteuerungen.

Der Aufbau der Vorschubsteuerung richtet sich 1. nach der Art des Vorschubes (Längs-, Quer- oder Rundvorschub), 2. nach dem Schaltgetriebe (Leitspindel oder Zahnstange) und 3. nach der Größe des Vorschubwechsels. Dazu muß jede Steuerung ein Wendegetriebe und einen Ausrücker enthalten. Ihre Räder sollen geschützt liegen und die

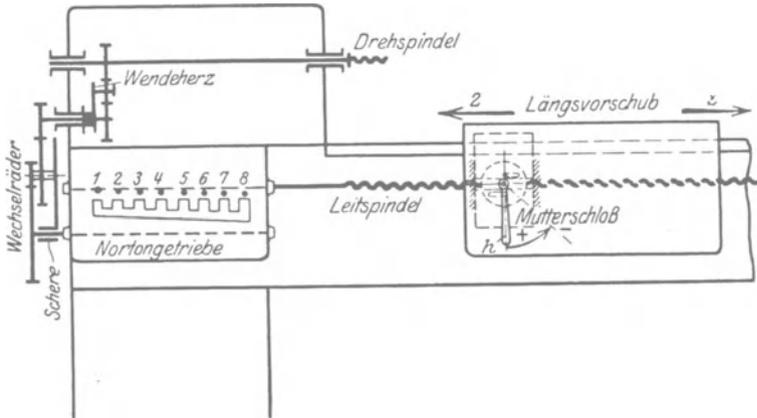


Abb. 129. Längszug mit Leitspindel für eine Gewindedrehbank.

Schaltgriffe handbereit, damit die Griffzeiten klein ausfallen. Die Vorschubreihe soll genügend große Vorschübe aufweisen, da viele Werkzeugmaschinen bei großem Vorschub wirtschaftlicher arbeiten als bei kleinem. Je einfacher und übersichtlicher die Anordnung getroffen und je ruhiger ihr Gang ist, um so besser ist die Steuerung. Die Räderzahl soll daher so klein als möglich gehalten werden, weil der Wirkungsgrad um so günstiger ist, je weniger Reibstellen vorhanden sind. Die Radbolzen sollen doppelt gelagert sein, damit die Räder nicht ecken.

Die Arbeitsweise der Drehbank verlangt nach Abb. 2/3 einen Längsvorschub 2, der beim Gewindeschneiden durch eine Leitspindel erzeugt wird. Die Steuerung besitzt nach Abb. 129 im Wendeherz ihren Antrieb und ihre Umsteuerung. Mit dem Nortongetriebe können 8 der gebräuchlichsten Gewindesteigungen geschnitten werden und durch Austauschen der Wechselräder auch außergewöhnliche Gewinde. Mit dem Mutterschloß (Abb. 130—132) wird der Werkzeugschlitten an den Arbeitsgrenzen eingerückt und stillgesetzt. Es besteht hierzu aus den Mutterbacken a und b , die durch die geraden Nuten des Schlüssels S von der Leitspindel abgezogen werden, sobald man den Griff h nach links dreht. Beim Rechtsdrehen von h wird das Mutterschloß geschlossen.

Der Längszug in Abb. 133 hat eine Schaltzahnstange Z , die mit dem Bett verschraubt ist. Mit dem Kegelräderwendegetriebe kann

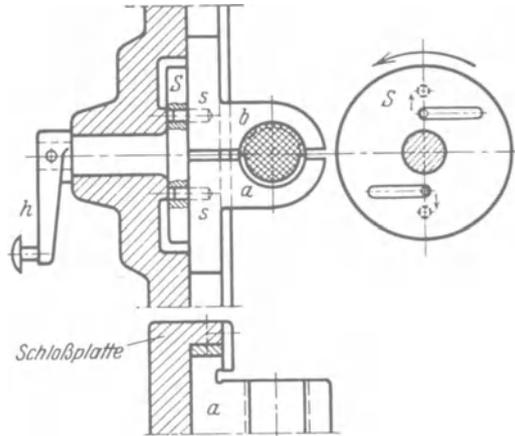


Abb. 130 bis 132. Mutterschloß.

man nach beiden Richtungen 2 drehen. Die 4 Vorschübe werden mit dem Griff h_2 eingestellt. Die Zugspindel vermittelt den Längsgang

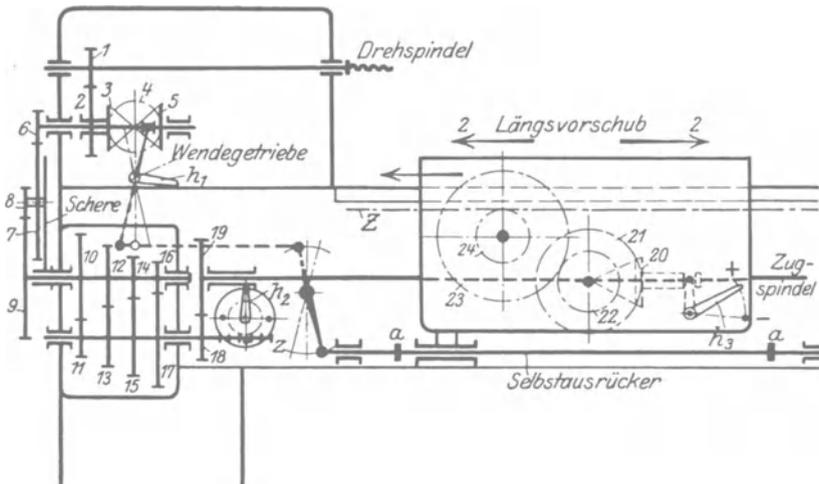


Abb. 133. Längszug mit Zahnstange für eine Bolzendrehbank.

nach 2 durch die Kegelräder 20/21 und die Stirnräder 22, 23, 24, von denen das letzte an der Zahnstange Z entlangläuft. Der erste Ausrücker h_3 sitzt am Schieberad 20, der zweite h_1 und der Selbstausrücker im Wendegetriebe. Beim Plandrehen muß die Zugspindel die Planspindel treiben. In Abb. 134 ist dies durch das Schneckengetriebe

20, 21 und die Stirnräder 22, 23, 24 erreicht. Der Planzug wird hier mit dem Schwenkrad 23 ausgerückt.

Da die allgemeinen Drehbänke sowohl zum Gewindeschneiden als auch zum Lang- und Plandrehen eingerichtet sein müssen, so sind Gewindezug, Längs- und Planzug hinter der Schloßplatte zu vereinigen.

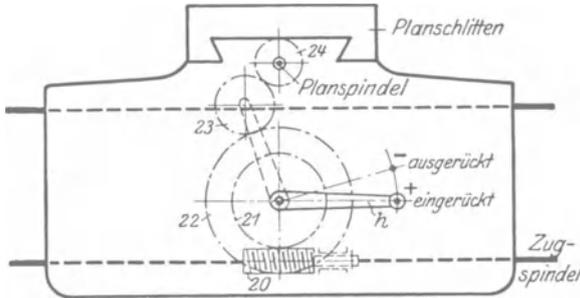


Abb. 134. Planzug mit Schwenkrad.

Dabei soll die Zahl der Räder und Schalthebel möglichst gering sein. In Abb. 135 ist diese Aufgabe durch den gemeinsamen Antrieb 1—3 und durch die beiden Schwenkräder 4 u. 7 gelöst. Stellt man h_2 auf P , so ist der Planzug 1—6 eingeschaltet, auf L , der Längszug 1—3, 7—9. Das Schwenkrad bietet den Vorzug, daß sich beide Züge mit einem Griff

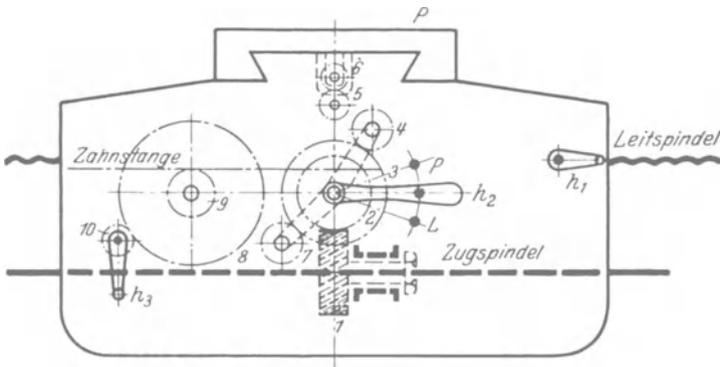


Abb. 135. Längs- und Planzug mit 2 Schwenkrädern.

fehlerlos schalten lassen. Mit dem Griff h_1 kann man das Mutterschloß des Gewindeguges öffnen und schließen und mit h_3 den Schlitten auf dem Bett einstellen.

Wird von dem Querschlitten Q (Abb. 136) verlangt, daß er sich nach 1 hoch oder tief und nach 2 längs verstellen läßt, so muß sich die Vorschubsteuerung mit dem Tische einstellen. Dies wird am einfachsten mit der ausziehbaren Gelenkwelle erreicht. Die Querschlittensteuerung in Abb. 136 hat in dem Räderkasten 4 Vorschübe, die man mit den Umsteckscheiben ab auf 8 erhöhen kann.

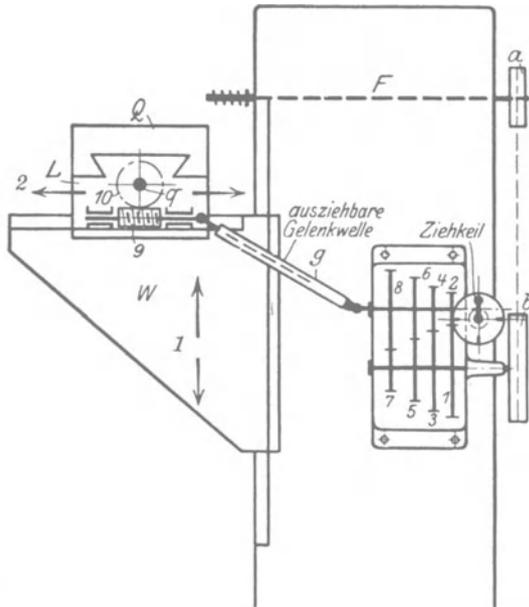


Abb. 136. Steuerung für den hoch- und längsverstellbaren Querschlitten Q .

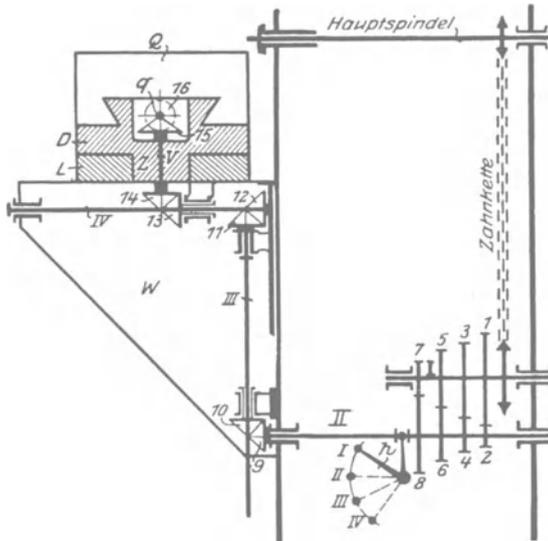


Abb. 137. Steuerung des drehbaren Querschlittens.

Die Gelenkwelle wird bei schweren Maschinen zweckmäßig nach Abb. 137 durch sich schneidende Wellen ersetzt. Der ganze Antrieb liegt hier geschützt in der Maschine. Beim Hochstellen des Winkeltisches *W* verschiebt sich die Welle *III* in 10 und beim Verstellen des Längsschlittens *L* das Rad 13 auf *IV*. Um den Querschlitten *Q* mit der Drehscheibe *D* schräg stellen zu können, läuft *V* in der Mitte des Zapfens *Z*. Der Ausrücker des Querschlittens ist in Abb. 275 dargestellt.

Soll der Arbeitstisch nach allen 3 Richtungen Selbstgang erhalten, so ist für den Längsgang die Spindel von *L* durch ein Stirnräderpaar von *IV* anzutreiben und für den Hochgang die Tischwinde von *III* aus. Diese Selbstgänge können mit einer Umsteuerung oder einem Ausrücker nach Abb. 124 und 125 versehen werden. Hierdurch würden die Schlitten an der Hubgrenze selbsttätig stillgesetzt oder in den Schnellgang umgesteuert. Die Bedienungszeit wäre damit auf ein Kleinstmaß herabgedrückt und der Arbeiter von dem Kurbeln entlastet.

Die Arbeitsweise der Bohrmaschine verlangt nach Abb. 4, daß die Bohrspindel die Hauptbewegung 1 und den Vorschub 2 ausführt. Der Selbstgang der Vorschubsteuerung

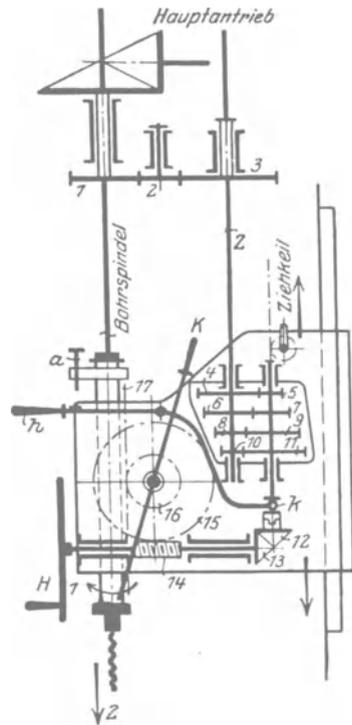


Abb. 138. Selbsttätige Steuerung der Bohrspindel.

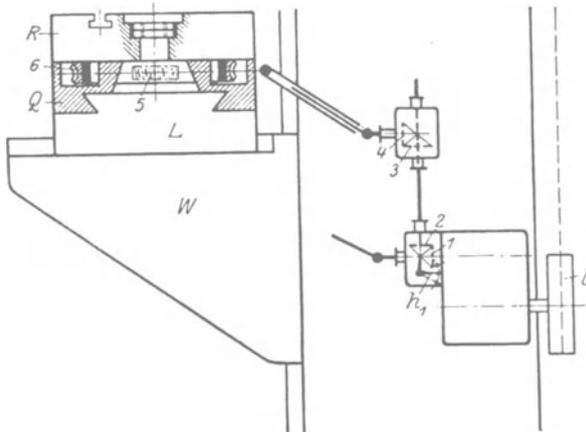


Abb. 139. Rundsteuerung für den Drehtisch *R*.

wird in Abb. 138 durch die Stirnräder 1 bis 3 von dem Antriebsrade der Bohrspindel abgeleitet. Die Zugspindel Z treibt über das Ziehkeilschaltwerk mit 4 Schaltungen die Kegelräder 12/13, das Schneckengetriebe 14/15 und das Zahnstangengetriebe 16/17, das die Bohrspindel nach 2 vorschreibt. Mit dem Griff h wird die Steuerung von Hand ausgelöst und mit dem Anschlag a durch die Maschine, indem die Kupplung k das Kegelrad 12 entkuppelt. Bei ausgerückter Kupplung k kann man mit dem Handrade H den Bohrer fein einstellen oder auch bohren. Zieht man den Schaltgriff K etwas vor, so wird das Schneckenrad 15 entkuppelt, so daß man den Bohrer mit K rasch ansetzen oder hochschlagen kann.

Das *Rundfräsen* bedingt auf dem Arbeitstisch einen Rundtisch R , der von der Steuerung angetrieben wird. In Abb. 139 wird die Rundsteuerung 1 bis 6 mit dem Griff h_1 eingerückt. Der Rundtisch R ist außen durch eine Rundbahn und in der Mitte durch einen starken Zapfen auf dem Querschlitzen geführt.

4. Die Anwendung der Flüssigkeitsgetriebe bei den Vorschubsteuerungen.

Die bisher besprochenen Vorschubsteuerungen waren fast alle Rädersteuerungen, die mit ihrer großen Räderzahl viel Reibung verursachen und für ihre Bedienung eine Anzahl Schalthebel erfordern. Wesentlich einfacher gestalten sich die Flüssigkeitssteuerungen nach Abb. 140. Die auf dem Ständer sitzende Pumpe P drückt beim Bohren das Glycerin auf den Kolben K , der den Bohrschlitten vorschreibt. Die Flüssigkeit unter K wird von P angesaugt und auf K gedrückt. Dabei entnimmt die Pumpe das fehlende Glycerin durch das rechte Schnüffelventil aus dem Behälter. Der Bohrvorschub wird eingeleitet durch Niederdrücken der Handhebel H , der mit dem Gestänge G den Umsteuerhebel U der Pumpe nach rechts einstellt. Der Vorschub wird dabei um so größer, je mehr U nach rechts gegen den Anschlag kommt. Hiermit ist zugleich die Möglichkeit geboten, den Bohrschlitten schnell an das Werkstück zu fahren, hierauf

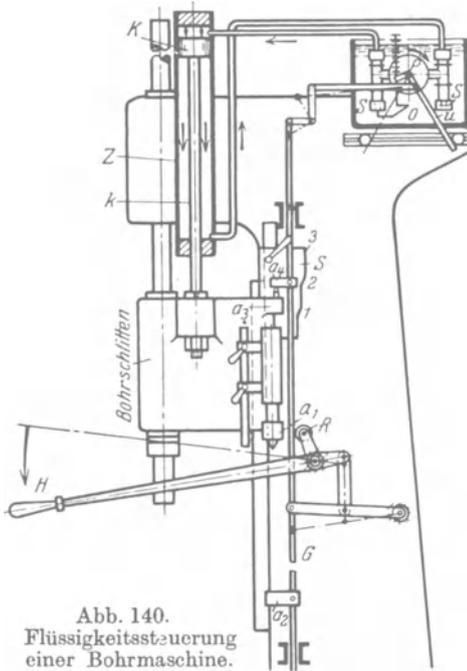


Abb. 140.
Flüssigkeitssteuerung
einer Bohrmaschine.

mit dem vorgesehenen Vorschub zu bohren und mit kleinerem Vorschub das Loch durchzubohren. Diese Aufgabe ist dadurch gelöst,

daß beim schnellen Ansetzen die Schablone mit ihrer Rast 1 gegen die Leitrolle R des Handhebels H kommt. Durch die Rast 2 wird der Bohrvorschub eingestellt, wobei die Umsteuerstange U der Pumpe mehr nach der Mitte geht. Die Rast 3 vermindert die Vorschubgröße, damit das Loch nicht ausbricht. Nach dem Durchbohren stößt der Tiefenanschlag a_1 auf den Gegenschlag a_2 . Das Gestänge legt den Umsteuerhebel U ganz nach links um. Die Pumpe drückt daher den Flüssigkeitsstrom unter den Kolben, der den Bohrschlitten schnell hochzieht. Beim Hochgehen stößt a_3 auf a_4 , das Gestänge wird angehoben und der Umsteuerhebel U auf Mitte gestellt. Damit steht der Bohrschlitten still.

Die Stößelhebemaschine in Abb. 102 schaltet den Arbeitstisch ebenfalls mit Flüssigkeitsdruck. Sobald der Stößel zum Hobeln vorgeht, wird der Steuerkolben K_1 von dem Druck der Flüssigkeit entlastet. Die Feder f schiebt ihn zurück und zieht durch das Gestänge den Klinkenschalter auf. Beim Rücklauf des Stößels drückt die Pumpe den Glycerinstrom wieder auf K_1 . Der vorgehende Kolben vollzieht jetzt den Vorschub des Querschlittens Q .

5. Sicherheitskupplungen für Vorschubsteuerungen.

Der wirtschaftliche Betrieb einer Werkzeugmaschine verlangt, daß man aus ihr jederzeit die höchste Leistung herausholt. Nicht minder muß man sie aber auch gegen Überlastungen schützen, da Brüche die Maschine

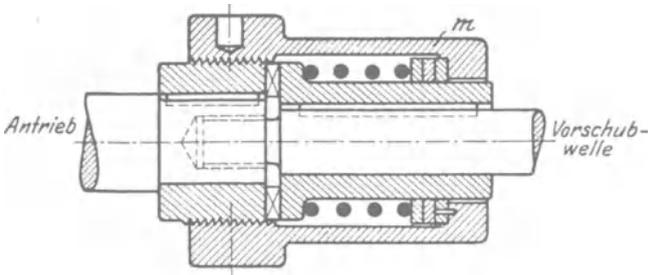


Abb. 141. Zahnkupplung als Sicherheitskupplung.

für längere Zeit aus dem Betriebe ausschalten. Je roher die Arbeitsstücke gegossen oder geschmiedet sind, um so mehr sind Sicherungen in der Vorschubsteuerung erforderlich. Die Sicherungen gegen Überlastung der Maschine sind Sicherheitskupplungen an der Vorschubwelle, z. B. Zugspindel, die nachgeben, sobald der Spanquerschnitt zu groß angesetzt wird. Bei Muffenkupplungen wird ein Sicherheitskeil an der Stelle des Wellenstoßes abgeschert, bei Scheibenkupplungen Abscherstifte, sobald die Steuerung überlastet wird. Zahnkupplungen mit schrägen Klauen werden durch Federdruck bis zur Höchstlast geschlossen gehalten. Durch die Gewindemuffe m läßt sich die Kupplung genau einstellen. Sobald Überlastung eintritt, wird die Feder zusammen-

gedrückt und die Kupplung durch die Schräge der Zähne geöffnet (Abb. 141). Die Reibkupplung in Abb. 142 wird mit den Federbolzen f

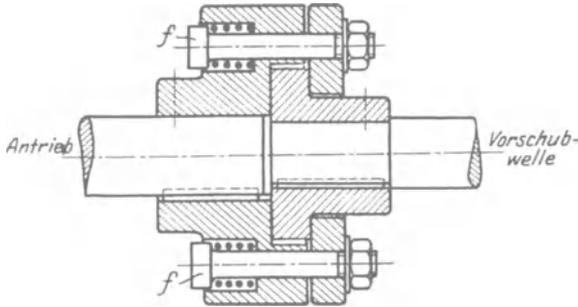


Abb. 142. Reibkupplung als Sicherheitskupplung.

eingestellt. Bei der kleinsten Überlastung schleift die Kupplung um die Mitnehmerscheibe auf der Vorschubwelle.

6. Die Berechnung der Vorschübe und Wechselräder.

Aufgabe 1. Es sind die Vorschübe des Nortongetriebes in Abb. 117 zu berechnen. Die Wechselräder haben $z_1 = 12$, $z_2 = 36$, $z_3 = 15$, $z_4 = 30$. Das Verschieberad r hat 20 Zähne. Die Räder auf der Leitspindel haben 56, 52, 48, 44, 40, 36 Zähne. Die Leitspindel hat 6 mm Steigung.

$$s_1 = \frac{12}{36} \cdot \frac{15}{30} \cdot \frac{20}{56} \cdot 6 = 0,357 \text{ mm/Uml.}$$

$$s_2 = \frac{12}{36} \cdot \frac{15}{30} \cdot \frac{20}{52} \cdot 6 = 0,385 \quad ,,$$

$$s_3 = \frac{12}{36} \cdot \frac{15}{30} \cdot \frac{20}{48} \cdot 6 = 0,417 \quad ,,$$

$$s_4 = \frac{12}{36} \cdot \frac{15}{30} \cdot \frac{20}{44} \cdot 6 = 0,455 \quad ,,$$

$$s_5 = \frac{12}{36} \cdot \frac{15}{30} \cdot \frac{20}{40} \cdot 6 = 0,500 \quad ,,$$

$$s_6 = \frac{12}{36} \cdot \frac{15}{30} \cdot \frac{20}{36} \cdot 6 = 0,556 \quad ,,$$

Aufgabe 2. Bei dem Ziehkeilgetriebe in Abb. 115 hat der Kettenantrieb die Übersetzung $1 : 3$, die Räderpaare $\frac{r_1}{r_2} = \frac{12}{48}$, $\frac{r_3}{r_4} = \frac{16}{44}$, $\frac{r_5}{r_6} = \frac{20}{40}$, $\frac{r_7}{r_8} = \frac{24}{36}$, $\frac{r_9}{r_{10}} = \frac{28}{32}$, das Vorgelege $\frac{r_{11}}{r_{12}} = \frac{12}{36}$ und die Leitspindel 6 mm Steigung.

$$s_1 = \frac{1}{3} \cdot \frac{r_1}{r_2} \cdot \frac{r_{11}}{r_{12}} \cdot 6 = \frac{1}{3} \cdot \frac{12}{48} \cdot \frac{12}{36} \cdot 6 = 0,167 \text{ mm/Uml.}$$

$$s_2 = \frac{1}{3} \cdot \frac{r_3}{r_4} \cdot \frac{r_{11}}{r_{12}} \cdot 6 = \frac{1}{3} \cdot \frac{16}{44} \cdot \frac{12}{36} \cdot 6 = 0,242 \quad ,,$$

$$s_3 = \frac{1}{3} \cdot \frac{r_5}{r_6} \cdot \frac{r_{11}}{r_{12}} \cdot 6 = \frac{1}{3} \cdot \frac{20}{40} \cdot \frac{12}{36} \cdot 6 = 0,333 \quad ,,$$

$$s_4 = \frac{1}{3} \cdot \frac{r_7}{r_8} \cdot \frac{r_{11}}{r_{12}} \cdot 6 = \frac{1}{3} \cdot \frac{24}{36} \cdot \frac{12}{36} \cdot 6 = 0,444 \text{ mm/Uml.}$$

$$s_5 = \frac{1}{3} \cdot \frac{r_9}{r_{10}} \cdot \frac{r_{11}}{r_{12}} \cdot 6 = \frac{1}{3} \cdot \frac{28}{32} \cdot \frac{12}{36} \cdot 6 = 0,583 \text{ ,,}$$

Das Gewindeschneiden auf der Drehbank (Abb. 143) verlangt, daß bei jedem Umlauf des Bolzens der Gewindestahl um die Steigung s

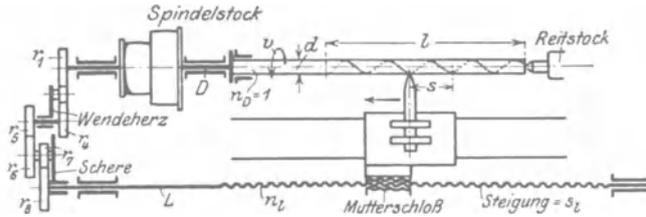


Abb. 143. Gewindeschneiden.

des zu schneidenden Gewindes vorgeschoben wird. Dies besorgt die Leitspindel L , die hierzu bei s_l mm Steigung n_l Umläufe macht.

Der durch die Leitspindel erzeugte Vorschub ist daher $s = s_l \cdot n_l$.

Hieraus folgt $\frac{n_l}{1} = \frac{s}{s_l}$.

1. Berechnung der Wechselräder:

Nach Abb. 112 u. 143 ist: $\frac{r_1}{r_4} \cdot \frac{r_5}{r_6} \cdot \frac{r_7}{r_8} = \frac{n_l}{1} = \frac{s}{s_l}$

Ist im Wendeherz $r_1 = r_4$, so ist: $\frac{r_5}{r_6} \cdot \frac{r_7}{r_8} = \frac{n_l}{1} = \frac{s}{s_l}$, d. h.

$$\frac{\text{treibende Räder}}{\text{getriebene Räder}} = \frac{\text{Gewindesteigung}}{\text{Leitspindelsteigung}}$$

Da sich die Gewindesteigungen umgekehrt wie die Gangzahlen auf

1'' verhalten, so ist: $\frac{r_5}{r_6} \cdot \frac{r_7}{r_8} = \frac{g_l}{g}$, d. h.

$$\frac{\text{treibende Räder}}{\text{getriebene Räder}} = \frac{\text{Leitspindel-Gangzahl}}{\text{Gewinde-Gangzahl}}$$

Aufgabe 1. Es ist Gewinde von 15 mm Steigung zu schneiden, die Leitspindel hat 12 mm Steigung:

a) bei 4 Wechselrädern (Abb. 143): $\frac{r_5}{r_6} \cdot \frac{r_7}{r_8} = \frac{s}{s_l} = \frac{15}{12}$
 $= \frac{3}{2} \cdot \frac{5}{6} = \frac{30}{20} \cdot \frac{35}{42}$

treibende Räder $r_5 = 30$, $r_7 = 35$ Zähne,
 getriebene „ $r_6 = 20$, $r_8 = 42$ „

b) bei 3 Wechselrädern nach Abb. 144: $\frac{r_5}{r_7} = \frac{15}{12} = \frac{30}{24}$

treibendes Rad $r_5 = 30$ Zähne,
 getriebenes „ $r_7 = 24$ „
 Zwischenrad r_6 an der Schere beliebig.

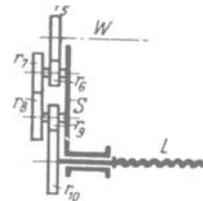


Abb. 144. Antrieb mit 3 Wechselrädern.

Hat am Wendeherz r_1 25 Zähne und r_4 40 Zähne, so ist

$$\frac{r_1 \cdot r_5 \cdot r_7}{r_4 \cdot r_6 \cdot r_8} = \frac{15}{12}$$

$$\frac{r_5 \cdot r_7}{r_6 \cdot r_8} = \frac{15 \cdot 40}{12 \cdot 25} = \frac{30}{24} \cdot \frac{40}{25}$$

treibende Räder $r_5 = 30$, $r_7 = 40$ Zähne,
getriebene „ $r_6 = 25$, $r_8 = 24$ „

In der Regel muß man die Zähnezahlen der Räder am Wendeherz durch einen Versuch bestimmen, da alles eingebaut ist. Hierzu baut man zwischen Wendeherz und Leitspindel 2 gleichgroße Wechselräder mit einem beliebigen Zwischenrad ein, d. h. $r_5 = r_7$ in Abb. 144. Jetzt zieht man am Riemen, um das Zahnspiel zu beseitigen. Durch Kreidestriche am großen Spindelrade und seiner Verschalung wird die Stellung der Drehspindel festgestellt und durch einen Kreidestrich auf dem Bett die Lage des Werkzeugschlittens. Man zieht jetzt am Riemen so lange, bis die Spindel 10 Umläufe gemacht hat und mißt den Weg des Werkzeugschlittens, z. B. 20 mm. Der Vorschub ist mithin $s = \frac{20}{10} = 2$ mm. Hat das Wendeherz $\frac{r_1}{r_4} = 1$, so muß die Steigung der Leitspindel $s_l = 2$ mm sein. Mißt man $s_l = 4$ mm, so muß $\frac{r_1}{r_4} = \frac{1}{2}$ sein.

r_4 Aufgabe 2. Das Gewinde hat $\frac{3}{8}$ '' Steigung und die Leitspindel 12 mm:

1. Mit 127er Rad.

bei 4 Wechselrädern: $\frac{r_5 \cdot r_7}{r_6 \cdot r_8} = \frac{3 \cdot 25,4}{8 \cdot 12} = \frac{21}{56} \cdot \frac{127}{60}$

treibende Räder $r_5 = 21$, $r_7 = 127$ Zähne,
getriebene „ $r_6 = 56$, $r_8 = 60$ „

2. Ohne 127er Rad.

$$\frac{r_5 \cdot r_7}{r_6 \cdot r_8} = \frac{3 \cdot 25,4}{8 \cdot 12} = \frac{3 \cdot 25,4 \cdot 6,5}{8 \cdot 12 \cdot 6,5} \sim \frac{3 \cdot 11 \cdot 15}{52 \cdot 12} = \frac{33}{52} \cdot \frac{75}{60}$$

$r_5 = 33$, $r_7 = 75$ Zähne,
 $r_6 = 52$, $r_8 = 60$ „

Aufgabe 3. Das Gewinde hat 8 Gänge auf 1'', die Leitspindel 12 mm Steigung:

1. Mit 127er Rad.

$$s = \frac{25,4}{8} \text{ mm,}$$

$$\frac{r_5 \cdot r_7}{r_6 \cdot r_8} = \frac{25,4}{8 \cdot 12} = \frac{127}{4 \cdot 120} = \frac{127}{120} \cdot \frac{15}{60}$$

treibende Räder $r_5 = 15$, $r_7 = 127$ Zähne,
getriebene „ $r_6 = 60$, $r_8 = 120$ „

2. Ohne 127er Rad.

$$\frac{r_5 \cdot r_7}{r_6 \cdot r_8} = \frac{25,4}{8 \cdot 12} = \frac{11 \cdot 15}{8 \cdot 6,5 \cdot 12} = \frac{11 \cdot 15}{26 \cdot 24} = \frac{22}{26} \cdot \frac{45}{72}$$

$r_5 = 22$, $r_7 = 45$ Zähne,
 $r_6 = 52$, $r_8 = 72$ „

Aufgabe 4. Das Gewinde hat 6 Gänge und die Leitspindel 2 Gänge.

$$\frac{r_5 \cdot r_7}{r_6 \cdot r_8} = \frac{g_l}{g} = \frac{2}{6} = \frac{30}{90} = \frac{25}{45} \cdot \frac{36}{60}$$

treibende Räder $r_5 = 25$, $r_7 = 36$ Zähne,
getriebene „ $r_6 = 45$, $r_8 = 60$ „

Aufgabe 5. Das Gewinde hat $\frac{1}{2}$ '' Steigung und die Leitspindel 2 Gänge auf 1'' = $\frac{1}{2}$ '' Steigung.

$$\frac{r_5 \cdot r_7}{r_6 \cdot r_8} = \frac{1 \cdot 2}{5 \cdot 1} = \frac{2}{5} = \frac{30}{75} = \frac{6}{5} \cdot \frac{5}{15} = \frac{24}{20} \cdot \frac{15}{45}$$

treibende Räder 24 und 15 Zähne,
getriebene „ 20 „ 45 „

Aufgabe 6. Das Gewinde hat $\frac{1}{12}$ '' und die Leitspindel $\frac{1}{2}$ '' Steigung

$$\frac{r_5 \cdot r_7}{r_6 \cdot r_8} = \frac{1 \cdot 2}{12 \cdot 1} = \frac{2}{12} = \frac{2}{3} \cdot \frac{1}{4} = \frac{30 \cdot 12}{45 \cdot 48}$$

treibende Räder 30 und 12 Zähne,
getriebene „ 45 „ 48 „

Aufgabe 7. Das Gewinde hat $4\frac{3}{4}$ Gänge auf 1'', die Leitspindel $6\frac{1}{2}$ mm Steigung. Ohne 127er Rad;

$$\frac{r_5 \cdot r_7}{r_6 \cdot r_8} = \frac{4 \cdot 25,4 \cdot 2 \cdot 6,5}{19 \cdot 13 \cdot 6,5} = \frac{11 \cdot 15 \cdot 8 \cdot 2}{19 \cdot 13 \cdot 13} = \frac{120 \cdot 22}{169 \cdot 19}$$

Diese Räder sind zu groß, es werden 3 Wechselräderpaare nach Abb. 145 benutzt:

$$\frac{r_5 \cdot r_7 \cdot r_9}{r_6 \cdot r_8 \cdot r_{10}} = \frac{16 \cdot 11 \cdot 15}{19 \cdot 13 \cdot 13} = \frac{32 \cdot 22 \cdot 45}{38 \cdot 26 \cdot 39}$$

treibende Räder: $\begin{cases} r_5 - 32 \text{ Zähne} \\ r_7 - 22 \text{ „} \\ r_9 - 45 \text{ „} \end{cases}$ getriebene Räder: $\begin{cases} r_6 - 38 \text{ Zähne} \\ r_8 - 26 \text{ „} \\ r_{10} - 39 \text{ „} \end{cases}$

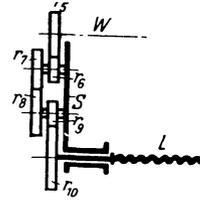


Abb. 145.
Antrieb mit
6 Wechselrädern.

Aufgabe 8. Eine Schnecke hat Modul $2 = 2\pi$ mm Steigung, die Leitspindel 2 Gänge auf 1''.

$$\frac{r_5 \cdot r_7}{r_6 \cdot r_8} = \frac{2 \cdot \pi}{\frac{1}{2} \cdot 25,4}. \text{ Setzt man } \pi = \frac{22}{7}, \text{ so ist}$$

$$\frac{r_5 \cdot r_7}{r_6 \cdot r_8} = \frac{2 \cdot 22 \cdot 2}{7 \cdot 25,4} = \frac{88 \cdot 30}{127 \cdot 42}$$

treibende Räder $r_5 - 30, r_7 - 88$ Zähne,
getriebene „ $r_6 - 42, r_8 - 127$ „

Aufgabe 9. Eine Schnecke von 8 Diametral-Pitch soll geschnitten werden. Die Leitspindel hat 10 mm Steigung. Es sind 8 Diametral-Pitch = $\frac{\pi''}{8}$

$$\frac{r_5 \cdot r_7}{r_6 \cdot r_8} = \frac{\pi \cdot 25,4}{8 \cdot 10} = \frac{22 \cdot 25,4}{7 \cdot 8 \cdot 10} = \frac{22 \cdot 127}{40 \cdot 70}$$

treibende Räder $r_5 - 22, r_7 - 127$ Zähne,
getriebene „ $r_6 - 40, r_8 - 70$ „

Kommen in der Übersetzung Primzahlen vor, so kann man zur genauen Ermittlung der Wechselräder das Kettenbruchverfahren benutzen.

Beispiel: $\frac{r_5 \cdot r_7}{r_6 \cdot r_8} = \frac{127}{331} = \frac{1}{2 + \frac{1}{1 + \frac{1}{1 + \frac{1}{1 + \frac{1}{1 + \frac{1}{5 + \frac{1}{1 + \frac{1}{3}}}}}}}}$

Streicht man hierin das letzte $\frac{1}{3}$ und berechnet den Wert des Kettenbruches

rückwärts, so ist $\frac{127}{331} \approx \frac{33}{86}$, d. h. $\frac{r_5 \cdot r_7}{r_6 \cdot r_8} = \frac{33}{86} = \frac{3 \cdot 11}{2 \cdot 43} = \frac{36 \cdot 22}{24 \cdot 86}$; $r_5 - 36$ z | $r_6 - 24$ z
 $r_7 - 22$ z | $r_8 - 86$ z

oder $\frac{r_5}{r_8} = \frac{33}{86}$, d. h. $r_5 - 33$ z, $r_8 - 86$ z, Zwischenrad beliebig.

2. Berechnung der Laufzeit für das Gewindeschneiden.

$$t_h = \frac{l}{n s} i = \frac{l}{s} \cdot \frac{\pi \cdot d}{v} \cdot t \cdot 1,5$$

hierin l = Gewindelänge, s = Steigung, t = Gewindetiefe, $0,1$ = Spantiefe, Rücklaufgeschwindigkeit = $2 \cdot v$.

Aufgabe. $d = 74$ mm, $d_1 = 65$ mm, 2 Gänge auf 1", Gewindelänge = 100 mm, $v = 130$ mm/s.

$$t_h = \frac{100}{12,7} \cdot \frac{\pi \cdot 74}{130} \cdot \frac{4,5}{0,1} \cdot 1,5 = 16 \text{ min.}$$

Um die wirkliche Zeit für das Gewindeschneiden zu ermitteln, macht man am besten mit der Stoppuhr Beobachtungen und stellt die Ergebnisse zahlenmäßig zusammen.

III. Die Führungen der Werkzeugmaschinen.

A. Die Führungen der kreisenden Hauptbewegung.

1. Die Spindellager.

Die Güte der Arbeit hängt bei den Maschinen mit kreisender Hauptbewegung in hohem Maße von der Hauptspindel und ihrem Lauf ab. Soll die Maschine genaue Arbeit gewährleisten, so darf ihre Arbeitsspindel nicht zittern oder gar schlagen, damit das Werkstück oder Werkzeug ruhig läuft. Ein guter Wirkungsgrad setzt voraus, daß die Laufzapfen und Lagerschalen sauber geschliffen und gut geölt sind und den Hauptdruck, wo möglich, auf Kugeln aufnehmen.

Das Zittern oder Schlagen der Spindel kann verursacht werden 1. durch zu schwache Abmessungen und 2. durch eine schlechte Lagerung. Die Güte der Arbeit verlangt daher eine Spindel, die unter dem Riemenzug, dem Gewicht des Werkstückes und dem Druck des Werk-

zeuges nicht zittert. Die Gleichung $f = \frac{P l^3}{C E \frac{\pi d^4}{64}}$ lehrt nämlich, daß

die Durchbiegung f der Spindel mit l^3 zunimmt und mit d^4 abnimmt. Die wichtigste Forderung für gute Arbeit ist daher eine kurze und dicke Spindel aus widerstandsfähigem Baustoff (E_{max}), die bei den Stufenräderngetrieben noch vom starken Riemenzug entlastet ist (P_{min}).

Soll die Spindel nicht schlagen, so darf sie sich in ihren Lagern weder längs noch quer bewegen. Sie muß also in ihren Lagern unver-schiebbar sein und genau rund laufen. Der größte Feind einer ruhig laufenden Spindel ist die unvermeidliche Abnutzung, die man auf ein Mindestmaß herabdrücken muß. Die Lager sind daher möglichst lang zu halten, die Zapfen zu härten und die Schalen aus Rotguß, Gußeisen oder harter Phosphorbronze zu wählen. Dazu kommt noch die wichtigste Forderung, daß die Lagerung der Spindel genau nachstellbar sein muß.

Die Nachstellbarkeit der Spindellagerung kann mit einem Kegelpapfen oder mit einer Kegelschale erreicht werden.

Im Hauptlager der Abb. 147 läuft die Spindel mit einem gehärteten Kegelzapfen. Die Lagerschale läßt sich in dem Deckellager mit der Ringmutter r_1 auf den Zapfen ziehen oder nach Bedarf etwas lüften. Man kann daher den richtigen Lauf genau einregeln. Zur Schmierung

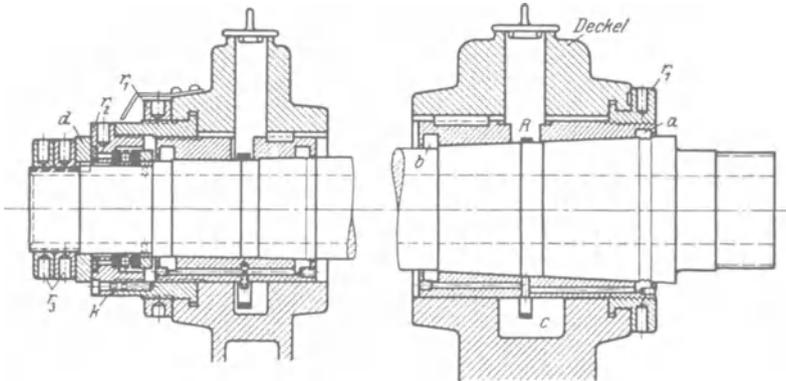


Abb. 146 u. 147. Haupt- und Schwanzlager mit Kegelzapfen.

des Lagers ist ein Ring R eingebaut, der das Öl aus dem Ölraum auf den Zapfen fördert. Das gebrauchte Öl läuft aus den Kammern a und b in den Ölraum c zurück.

Das Schwanzlager in Abb. 146 ist ähnlich gebaut. Löst man die

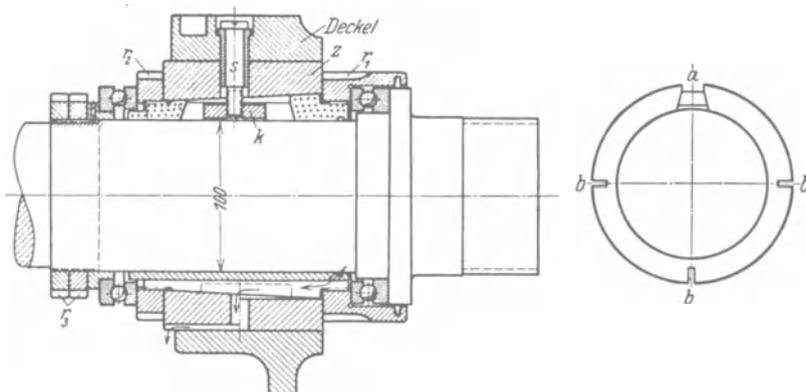


Abb. 148 u. 149. Hauptlager mit Kegelschale.

Ringmutter r_1 , so läßt sich die Lagerschale mit r_2 genau einregeln. Hierauf zieht man r_1 wieder an und stellt so die Schale in ihrer Lage fest. In der eingeschraubten Kappe k ist ein Kugellager eingebaut, das die Kegelzapfen entlastet. Vor der Kappe k sitzt der Druckring d mit den Ringmuttern r_3 . Mit dieser Anordnung ist die Spindel nach rechts und links festgelegt. Beim Drehen nach dem Spindelstock wird der Spindelruck demnach von den beiden Kegelzapfen und dem Kugellager aufgenommen.

Läuft der Werkzeugschlitten nach dem Reitstock, so fängt der Druckring d mit den Ringmuttern r_3 den Spindelzug auf und überträgt ihn auf die Kappe k . Gegen etwaiges Längsschlagen wird die Spindel mit den Ringmuttern r_3 nachgezogen. Beim Warmlaufen kann sie sich nach rechts ausdehnen.

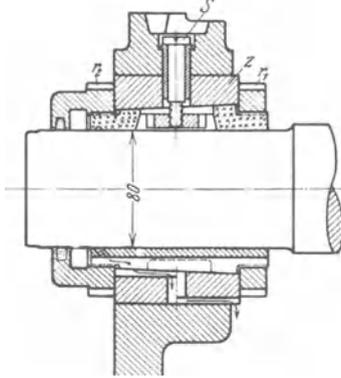


Abb. 150. Schwanzlager.

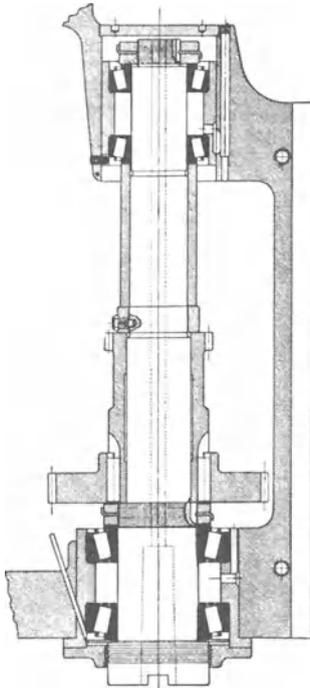


Abb. 151. Rollenlager.

Das Hauptlager in Abb. 148 und 149 hat eine Kegelschale, in der die Spindel mit einem Zylinderzapfen läuft. Die Schale ist, wie die Kegel der Sellerskupplung, oben bei a aufgeschnitten und zum guten Anschmiegen an den Zapfen bei b angeschnitten. Mit den Ringmuttern r_1 und r_2 wird sie in dem Gußzylinder Z ausgerichtet. Zu beiden Seiten sind Kugellager eingebaut, so daß hier die Spindel am Hauptlager gegen Längsschlagen festgelegt ist. Beim Drehen nach dem Spindelstock empfängt das vordere Kugellager den Druck von dem Bund der Spindel, beim Drehen nach dem Reitstock nimmt das hintere Kugellager den Zug auf. Die Spindel wird mit den Ringmuttern r_3 gegen Längsschlagen ausgerichtet. Gegen Querschlagen werden r_1 und r_2 gemeinsam angezogen, während man zum Feineinstellen der Schale den Stellkeil k mit der Schraube s etwas anhebt. Das Schwanzlager ist nach Abb. 150 in gleicher Weise gebaut, nur fehlen hier die beiderseitigen Kugellager. Die Spindel kann sich hier nach links frei ausdehnen. Die Schmierung erfolgt durch einen Docht, der aus einer Ölrinne des Räderkastens das Öl dem oberen Schlitz der Schalen zuführt. Durch die äußere Ölrinne fließt das Öl in der Pfeilrichtung wieder dem Kasten zu. Der Vorzug der großen Zylinder Z liegt darin, daß man die fertige Spindel in den Räderkasten einlegen kann.

Die Kegelschalen sind empfindlich gegen Heißlaufen, sobald sie etwas scharf angezogen werden. Aus diesen Gründen bevorzugt man meist die Zylinderzapfen.

Der Kegelzapfen bietet aber den Vorzug eines starken Spindelkopfes, dessen Zapfen sich aufs genaueste ausrichten läßt.

In letzter Zeit verwendet man auch Rollenlager mit Kegelrollen, die

gegenüber den gewöhnlichen Rollen- und Kugellagern den Vorzug haben, daß sie sich nachstellen lassen (Abb. 151). Mit diesen Rollenlagern sind geringere Reibungswiderstände verbunden. Bei Genauigkeitsmaschinen wird jedoch allgemein an der Hauptspindel das Gleitlager bevorzugt während das Kugellager den Druck aufnehmen soll.

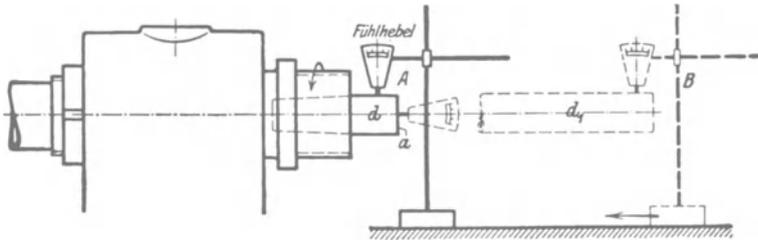
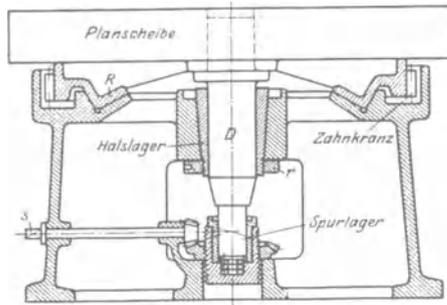


Abb. 152. Prüfen der Spindel.

Das Prüfen der Spindel auf ruhiges Laufen geschieht mit dem Fühlhebel, den man an den Prüforn d ansetzt (Abb. 152) und dabei am Riemen zieht. Das Längsschlagen wird an der senkrechten Stirnfläche a und das Querschlagen am Umfang des Dornes geprüft. Gibt der Zeiger des Fühlhebels stärkere Ausschläge an, so muß die Spindel neu eingestellt werden. Schwache Ausschläge rühren von der Ölverdrängung im Lager her, sie dürfen aber $\frac{1}{500}$ mm bei Genauigkeitsmaschinen nicht übersteigen.

2. Die Führung der waagerechten Planscheibe.

Sollen die Werkzeugmaschinen mit waagerechter Planscheibe genaue Arbeit liefern, so muß man auf ein genaues Rundlaufen besonders achten. Hierzu ist die Planscheibe in Abb. 153 doppelt geführt und zwar 1. in der Mitte durch die starke Drehspindel D , die oben in einem langen Halslager läuft und unten in einem kräftigen Spurlager. Das Halslager wird mit der Ringmutter r und das gegen Drehen gesicherte Spurlager mit der Spindel s nachgestellt; 2. am Umfang durch die schräge Ringbahn R , die in erster Linie das Gewicht der Planscheibe und des Werkstückes und den schräg gerichteten Schnittdruck aufnehmen soll. Die genaue Lage der Scheibe prüft man mit der Wasserwaage und ihren Lauf mit dem Fühlhebel.

Abb. 153.
Lagerung der waagerechten Planscheibe.

B. Die Führungen der geraden Hauptbewegung.

Bei der geraden Hauptbewegung handelt es sich um die Führung des Hobeltisches und des Stößels. Soll diese Führung genaue Arbeit sichern, so darf der Tisch weder ecken, noch kippen, noch entgleisen, noch Stöße erfahren. Wie die Spindel der kreisenden Hauptbewegung, so muß auch

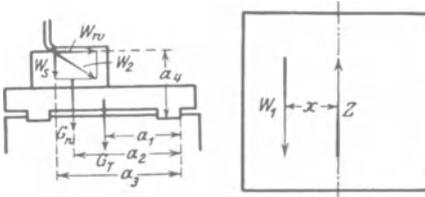


Abb. 154 u. 155. Ecken und Kippen des Hobeltisches.

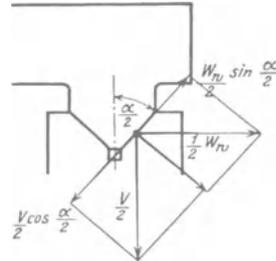


Abb. 156. Entgleisen des Hobeltisches.

der Tisch und der Stößel einen ruhigen Gang und geringe Abnutzung in seiner Führung haben. Gut tragende, lange und nicht zu breite Gleitbahnen mit guter Schmierung, Staub- und Späneschutz sind daher unerlässlich. Durch Hartgießen kann ihre Abnutzung vermindert werden. Das Ecken des Tisches wird dadurch hervorgerufen, daß der Zahn-

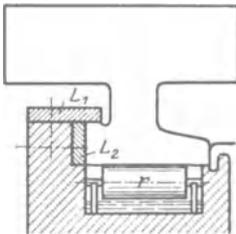


Abb. 157. Flachführung.

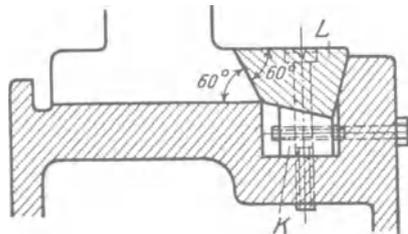


Abb. 158. Schwalbenschwanzführung.

druck Z in der Mitte des Tisches angreift und der Schnittwiderstand W_1 fast stets außerhalb der Mitte (Abb. 154 u. 155). Das Kräftepaar $W_1 x$, das bei breiten Stücken groß ist, sucht den Tisch zu ecken, der deshalb recht lang geführt sein muß. Die Gefahr des Kippens ist bei hohen Werkstücken besonders groß. Man soll daher beim Hobeln nach rechts das Stück möglichst weit links aufspannen, damit nach Abb. 154 $G_T a_1 + G_w a_2 + W_s a_3 > W_w a_4$ ist und beide Gleitbahnen ziemlich gleich belastet sind.

Bei Dachführungen kann der Tisch entgleisen, da die Seitenkraft W_w des Schnittdruckes W_2 den Tisch gegen die rechten Dachflächen drückt, auf denen die Gewichte des Tisches und Arbeitsstückes, sowie W_s des Schnittdruckes ruhen und zwar für die Mittellage mit je $\frac{V}{2} = \frac{G_T + G_w + W_s}{2}$

(Abb. 156). Soll der Tisch nicht entgleisen, so muß, abgesehen von der Reibung,

$$\frac{1}{2} W_w \sin \frac{\alpha}{2} \leq \frac{1}{2} V \cos \frac{\alpha}{2} \text{ sein und } \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} < \frac{V}{W_w}.$$

Die Führung des Hobeltisches ist eine Flachführung, Schwalbenschwanz- oder eine Dachführung. Bei der Flachführung (Abb. 157) kann der Stahldruck bei ungünstiger Lage des Werkstückes den Tisch um die

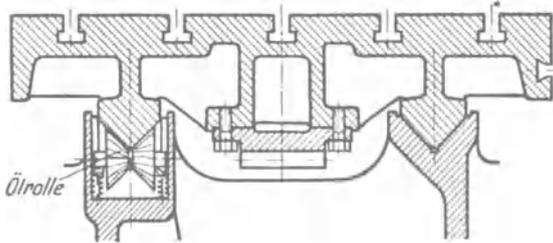


Abb. 159. Offene Dachführung.

eine Führungskante kippen. Es wird vermieden, wenn, wie bekannt, beim Hobeln nach rechts das Werkstück genügend weit links liegt. Baulich verhindert man das Kippen durch die Deckleisten L_1 und das Querschlagen des Tisches durch die Stelleiste L_2 . Die Flachführung

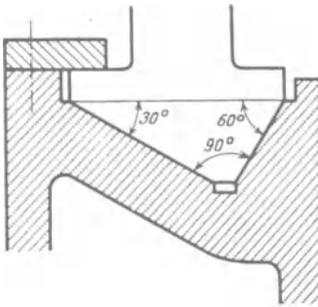


Abb. 160. Ungleichschenklige Dachführung.

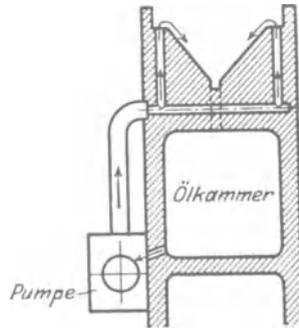


Abb. 161. Dachführung mit Druckölschmierung.

trägt gut und erzeugt wenig Reibung. Auf Federn laufende Ölrollen r schmieren die Gleitbahnen.

Die Schwalbenschwanzführung (Abb. 158) verhindert das Kippen durch die schräge Deckleiste L , die auf einer Keilleiste K ruht. Sie wird nachgestellt, indem man die Keilleiste lüftet und die Deckleiste anzieht.

Bei der Dachführung kann der Tisch durch den Stahldruck entgleisen, sobald der Dachwinkel zu groß ist. Er soll daher nur 100 bis 120° sein. Die Dachflächen selbst (Abb. 159) sind sauber zu schaben und einzupassen, damit alle vier gut tragen. Die umständlichen Stelleisten

fallen hier fort, da sich der Tisch unter seiner Last selbst nachstellt. Größere Maschinen mit starkem Seitendruck erhalten die ungleichschenklige Dachleiste mit Deckleiste gegen Entgleisen (Abb. 160). Die Schmierung der Dachführung geschieht durch eingedrehte Rollen, die in Öl laufen und durch Federn angedrückt werden¹. Bei großen Maschinen wird das Öl durch eine Pumpe auf die Gleitbahn gedrückt (Abb. 161), auf der es der laufende Tisch verteilt. Durch Abtropflöcher gelangt es wieder in die Ölkammer.

Das Prüfen des Hobeltisches auf seine genaue Lage geschieht durch Abtasten mit der Wasserwaage, auf ruhigen Gang mit dem Fühlhebel, den man in den Hobelschlitten spannt und mit dem Taster

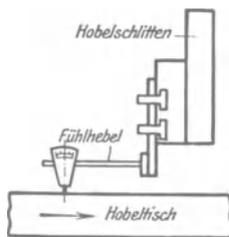


Abb. 162. Prüfen des Hobeltisches auf ruhigen Gang.

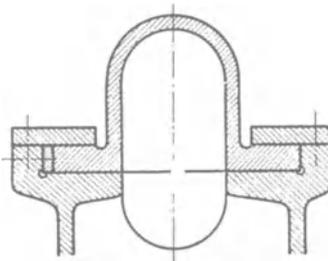


Abb. 163. Stoßführung.

seitlich und oben an den Tisch ansetzt (Abb. 162). Der Zeiger wird dabei jeden Stoß des Tisches angeben.

Der Stoßel der Stoß- und Hobelmaschine hat nach Abb. 163 Flachführung, die durch lange Deckleisten gegen Abheben und durch eine Seitenleiste gegen Querschlagen geschützt ist. Bei einzelnen Ausführungen findet man auch Dachleisten nach Abb. 159.

Sollen die Geradführungen einen guten Wirkungsgrad sichern, so müssen sie sauber geschabt oder geschliffen sein. Die Gleitflächen dürfen nicht zu breit sein, da Schmalführungen genauer herzustellen sind und daher besser tragen.

C. Die Führungen der geraden Vorschubbewegung.

Die Schlittenführungen der Vorschubbewegung sind ebenfalls Schwalbenschwanz- oder Dachführungen. Auch diese Führungen sind lang und breit zu halten, gegen Staub und Späne zu schützen. Die Schwalbenschwanzführung verlangt für das Nachstellen gegen Querschlagen Stelleisten L , die man mit mehreren Stellschrauben s andrücken kann (Abb. 164 und 165). Die Dachführungen sind für Bett-schlitten bestimmt. Sie verlangen gegen Entgleisen des Schlittens eine Führungsschiene F (Abb. 166). Der Querschlitten Q des Hobelschlittens (Abb. 385) hat oben auf dem Querträger Flachführung und unten Schwalbenschwanzführung und ist so besonders gesichert gegen Kippen durch den Schnittdruck. Den besten Späneschutz gewährt eine lange,

¹ Maschinenbau 1923, G. 188.

ausziehbare Schutzkappe. Der in Abb. 164 dargestellte Schlitten ist ein Kreuzschlitten, von dem der Unterschlitten die Vorschubrichtung 1 und der Oberschlitten die Schalrichtung 2 hat (Abb. 167). Beide Vorschubrichtungen kreuzen sich daher rechtwinklig. Soll der Oberschlitten auch

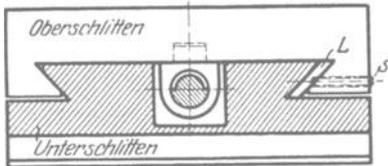


Abb. 164. Kreuzschlitten mit Schwalbenschwanzführung.

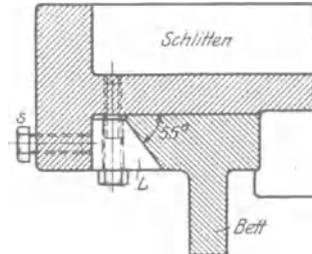


Abb. 165. Schwalbenschwanzführung eines Bettschlittens.

in schräger Richtung 3 geschaltet werden, so muß in dem Kreuzschlitten eine Drehscheibe eingebaut sein (Abb. 168). Sie sitzt mit einem Zapfen drehbar auf dem Unterschlitten und läßt sich mit zwei Klemmschrauben festklemmen.

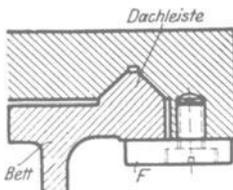


Abb. 166. Dachführung eines Bettschlittens.

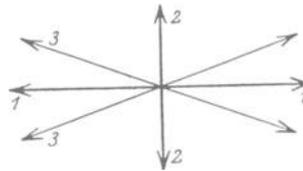


Abb. 167. Vorschubrichtungen bei Dreharbeiten. 1 = Längsvorschub. 2 = Planvorschub. 3 = Schrägvorschub.

Auch die Schlitten der geraden Vorschubbewegung sind mit der Wasserwaage auf ihre genaue Lage und mit dem Fühlhebel auf ihren Gang zu prüfen. Man untersucht den Werkzeugschlitten einer Drehbank, indem man den Fühlhebel *D* in den Stahlhalter *C* spannt (Abb. 169).

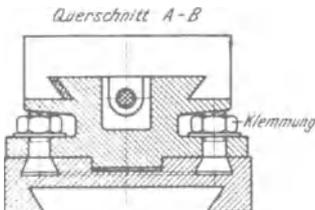


Abb. 168. Drehscheibe.

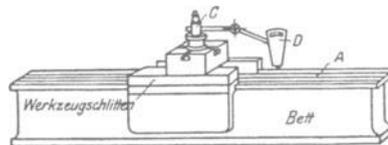


Abb. 169. Prüfen eines Schlittens.

Bei der Schwalbenschwanzführung setzt man den Taster an die ebene Tragfläche, bei der Dachführung an eine der schrägen Dachflächen. Zeigt der Fühlhebel Ausschläge, so sind die Stelleisen nachzustellen oder die Flächen nachzuschaben.

D. Die Führungen der kreisenden Vorschubbewegung.

Der Rundtisch für das Rundfräsen ist in der Mitte um einen nachstellbaren Zapfen drehbar und läuft am Umfang auf einer flachen Rundbahn des Unterschlittens (Abb. 139). Grundsätzlich stimmt seine Führung mit der in Abb. 153 überein. Wird der Rundtisch nicht gebraucht, so kann man ihn durch Anziehen der Ringmuttern festklemmen und so ein genaueres Arbeiten sichern.

E. Die Führungen der Einstellbewegungen.

Die Führungen für die Einstellungen stimmen mit denen der Vorschubschlitten überein. Nur muß man an sie noch die Forderung stellen, daß sie sich leicht bewegen lassen und beim Arbeiten der Maschine nicht nachgehen. Die leichte Beweglichkeit des Bohrschlittens *B* auf dem Ausleger *A* wird durch den Rollenkeil gefördert (Abb. 170), in

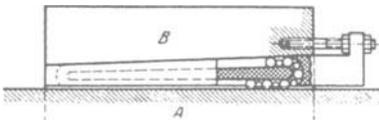


Abb. 170. Raboma-Rollenkeil.

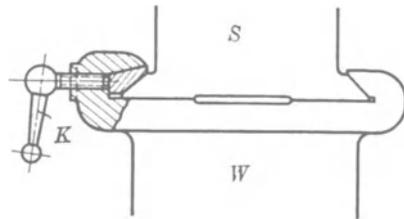


Abb. 171. Festklemmung des Winkeltisches.

dessen Nuten Rollen laufen. Die obere Nut ist tiefer als die untere, so daß das Gewicht von *B* auf den unteren Rollen ruht. Damit die größeren Tragrollen nicht aneinander reiben, sind kleinere Zwischenrollen eingelegt. Das Feststellen der Schlitten beim Arbeiten der Maschine erreicht man allgemein durch Anziehen der Stelleisten. In Abb. 171 wird z. B. der verstellbare Winkeltisch *W* am Ständer *S* mit den Klemmschrauben *K* festgeklemmt, die die Keilleiste andrücken.

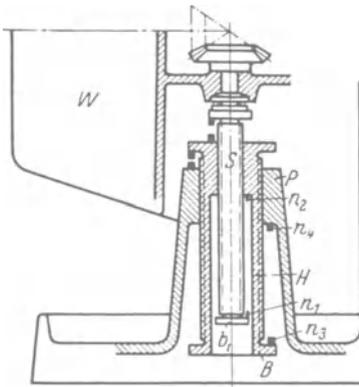


Abb. 172. Tischwinde.

Zum Hoch- und Tiefstellen des Winkeltisches wird heute die Glieder-spindel als Tischwinde benutzt, um ein Durchbrechen des Fußbodens zu vermeiden (Abb. 172). Beim Hochwinden des Tisches wird zuerst die dünne Spindel *S* aus der Hohlspindel *H*

herausgeschraubt. Sobald sich die Nase n_1 am unteren Bund b_1 gegen n_2 legt, wird die Hohlspindel sich hoch drehen und zwar so lange, bis n_3 gegen n_4 stößt. Ähnlich vollzieht sich das Tiefstellen des Tisches.

IV. Der Aufbau der wichtigsten Werkzeugmaschinen.

A. Drehbänke.

Die Drehbänke dienen zum Abdrehen von Drehkörpern, die zwischen Spitzen oder in Einspannvorrichtungen gespannt werden. Trägt die Drehbank das abzudrehende Werkstück zwischen zwei Spitzen, so heißt sie Spitzendrehbank.

1. Die Spitzendrehbank.

Die Spitzendrehbank (Abb. 173 und 174) beansprucht für das Einspannen und für die Hauptbewegung des Werkstückes einen Spindelstock und einen Reitstock. In dem Spindelstock ist die Hauptspindel mit der laufenden Spitze gelagert. Das angekörnte Werkstück wird auf diese Spitze gesteckt und durch Mitnehmer und Drehherz von der Spindel angetrieben. Mit der Gegenseite reitet das Werkstück auf der toten Spitze des Reitstockes. Die Handlichkeit der Bank verlangt, daß der Reitstock rechts auf dem Bett sitzt, damit der Dreher mit der rechten Hand den Reitnagel ansetzen kann. Für den Vorschub des Werkzeuges ist ein Werkzeugschlitten erforderlich, der auf dem Bett zwischen Spindelstock und Reitstock geführt ist.

Die Hauptteile einer Drehbank sind daher: Spindelstock, Reitstock, Werkzeugschlitten und Bett, die Hauptmaße: Spitzenhöhe H und Spitzenweite L , von denen Drehdurchmesser und Drehlänge abhängen. Größter Drehdurchmesser für das Langdrehen:

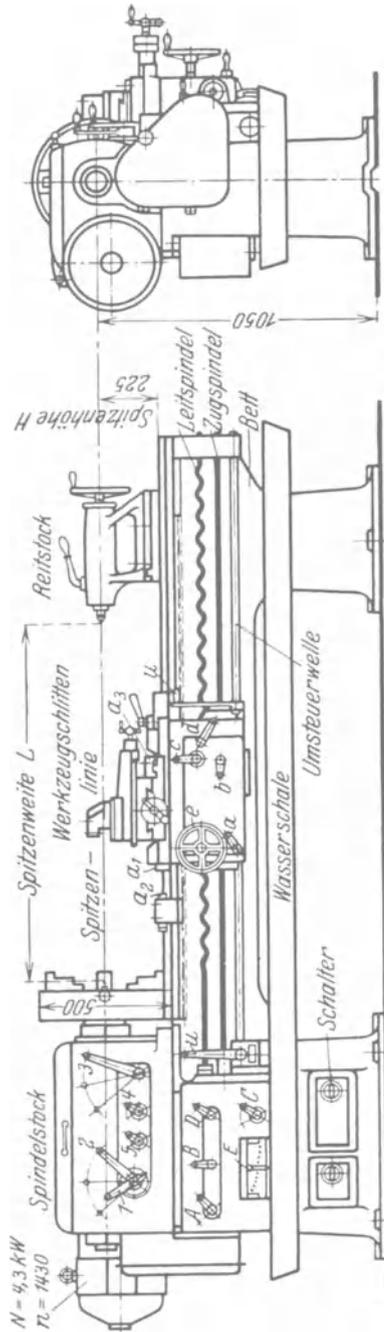


Abb. 173 u. 174. Spitzendrehbank.

$D \leq 2(H-h) \sim 1,4 H$ mm, h = Höhe des Schlittens über dem Bett.
 Größter Drehdurchmesser für das Plandrehen: $D \sim 2,25 H$ mm. Größte
 Drehlänge = Spitzenweite L .

a) Der Spindelstock.

Der Spindelstock soll das Werkstück tragen und antreiben. Soll dabei die Leistung der Bank wirtschaftlich ausgenutzt werden, so muß der Antrieb mit einer Stufenscheibe und zwei oder mehreren Rädervorgelegen erfolgen (Abb. 38 bis 43). Der Spindelstock in Abb. 534 hat 3 ausrückbare Rädervorgelege, die sich durch die Schieberäder R_1 , R_2 paarweise einschalten lassen. Dadurch erhält die Bank eine Reihe von 9 Umlaufzahlen, die gestatten, bei den verschiedenen Baustoffen und Drehdurchmessern die Schnittgeschwindigkeit besser auszunutzen. Die Wirtschaftlichkeit wird noch erhöht durch ein Deckenvorgelege mit $2n$ (Abb. 39), das die Drehzahlreihe auf $18n$ steigert.

Bei schweren Bänken ist der Stufenräderrantrieb wegen seiner großen Leistungsfähigkeit vorzuziehen und bei leichten Bänken für Einzelarbeiten wegen des raschen Schaltens und leichten Umstellens (Abb. 49 bis 56). Die Wirtschaftlichkeit des Betriebes wird noch gesteigert durch den Stufenmotor mit seiner größeren Regelbarkeit oder durch das Preßölgetriebe mit der stufenlosen Regelung. Dazu bietet der Einzelantrieb eine größere Unabhängigkeit in der Aufstellung, die bei der Fließarbeit besonders wertvoll ist (Abb. 57 bis 66).

Die Güte der Arbeit verlangt eine kurze, kräftige Drehspindel, die in nachstellbaren Lagern läuft und nach keiner Richtung schlägt (Abb. 146 bis 151). Sie ist nach Abb. 152 auf ruhigen Lauf zu prüfen und mit dem langen Prüfdorn d_1 auf ihre waagerechte Lage.

Der Wirkungsgrad wird um so größer, je genauer die Räder verzahnt sind und je weniger Räder in Eingriff stehen, ferner je sauberer die Zapfen und Lager geschliffen sind und je mehr Wellen in Kugeln oder Rollen laufen. Die Einfachheit und Sicherheit der Bedienung verlangt bei Stufenräderrgetrieben eine Sperre der Schalthebel und beim Einzelantrieb Handsteuerung oder Druckknopfsteuerung (Abb. 59 u. 61).

b) Der Reitstock.

Der Reitstock (Abb. 175 u. 176) trägt den Reitnagel als tote Gegenspitze für lange Werkstücke. Für das Ansetzen der Spitze dienen Schraube und Mutter. Die Mutter m sitzt in der Patrone P , die vorn geführt den Reitnagel R trägt. Mit dem Handrad H wird die innere Spindel S gedreht und dadurch die Patrone mit dem Reitnagel an das Werkstück angesetzt. Für einen ruhigen Lauf des Werkstückes zur Sicherung genauer Arbeit muß man die Patrone P in dem Reitstock festklemmen können. Hierzu ist der Mantel des Reitstockes geschlitzt und durch Schraube und Mutter zusammenzuklemmen. Diese Mantelklemmung wird mit der Griffmutter g angezogen.

Bei dem Aufbau des Reitstockes sind folgende Gesichtspunkte zu beachten: Soll die Drehbank genaue Zylinder drehen, so müssen die Spitzen des Reit- und Spindelstockes in gleicher Höhe und Richtung

liegen, d. h., die Spitzen müssen fluchten. Die gleiche Spitzenhöhe wird schon bei der Bearbeitung angestrebt, indem man Reit- und Spindelstock nach Lehren hobelt und in Bohrkästen bohrt. Kleinere Unterschiede werden weggeschabt. Schlägt die laufende Spitze, so

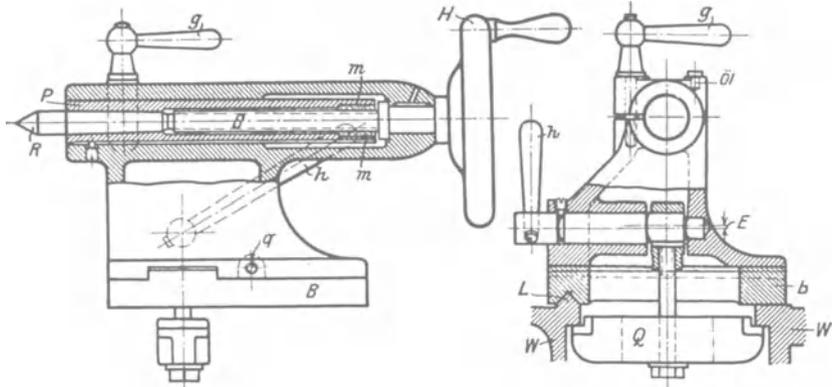


Abb. 175 u. 176. Reitstock.

stellt man die Spindellagerung wieder auf die genaue Spitzenhöhe ein. Für das seitliche Fluchten der Spitzen ist der Reitstock auf der Bettplatte *B* geführt und mit der Schraube *q* quer zur Bank auszurichten. Mit dieser Querverschiebung *q* können die Spitzen auch beim Abdrehen schlanker Kegel nach einem Maß-

stab um $\frac{d_1 - d_2}{2} \frac{L}{l}$ oder um Stei-

gung mal Werkstücklänge ver-

stellt werden. Wäre in Abb. 179 $d_1 = 80$, $d_2 = 50$, $l = 150$ und $L = 200$ mm, so ist $e = \frac{80 - 50}{2} \cdot \frac{200}{150} = 20$ mm oder $\frac{1}{10} \cdot 200 = 200$ mm.

Für das Einstellen zum Kegeldrehen wird zweckmäßig am Reitstock ein Maßstab vorgesehen.

Die Spitzenlänge der Bank muß man ohne große Zeitverluste der Werkstücklänge anpassen können. Hierzu läßt sich der Reitstock auf dem Bett verschieben und rasch festklemmen. Damit er dabei die Spitzenrichtung nicht verliert, ist die Bettplatte auf einer Dachleiste *L* des Bettes geführt. Das Festklemmen gegenüber dem Druck des Werkstückes geschieht mit einer Kurbelwelle *E*, die beim Umlegen des Handgriffes *h* die Querplatte *Q* gegen die Bettwangen *W* zieht. Mit diesen Einrichtungen beschränkt sich die Bedienung auf 3 oder höchstens 4 Stellen.

Das Fluchten der Spitzen prüft man mit dem Fühlhebel und einem genau geschliffenen, langen Prüfstab. Den Prüfstab spannt man

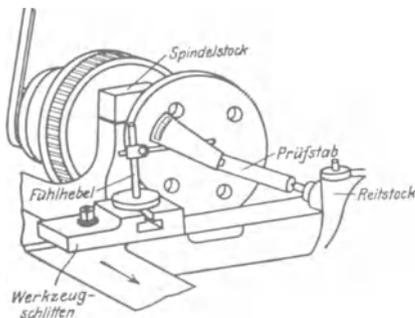


Abb. 177. Prüfen der Spitzen.

zwischen die Spitzen und den Fühlhebel in den Stahlhalter und führt ihn so mit dem Werkzeugschlitten im Sinne der Abb. 177 an dem Dorn entlang.

c) Der Werkzeugschlitten.

Der Werkzeugschlitten (Abb. 178) hat das Werkzeug aufzunehmen und daher drei Bedingungen zu erfüllen:

1. die Vorschübe beim Lang- und Plandrehen, sowie beim Kegeldrehen und Bohren zu erzeugen (Abb. 167);
2. den Stahl bei allen Dreh- und Bohrarbeiten in die richtige Schnittstellung zu bringen;
3. durch seinen kräftigen Bau und gute Führungen ein erschütterungsfreies Arbeiten des Drehstahles zu gewährleisten.

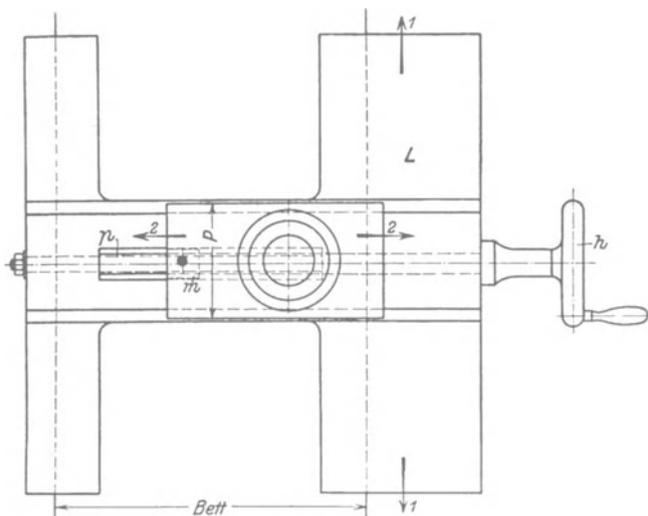


Abb 178. Werkzeug-Kreuzschlitten.

Da sich beim Lang- und Plandrehen die Vorschübe 1 und 2 kreuzen, so muß der Unterschlitten ein Kreuzschlitten sein. Er besteht daher aus dem Bettschlitten L und dem Planschlitten P . Der breitflanschtige Γ -Bettschlitten L ist für das Langdrehen l mit langen Führungsflanschen auf dem Drehbankbett geführt (Abb. 166), damit er bei dem einseitigen Zug der Leit- oder Zugspindel nicht eckt. Der Planschlitten P sitzt mit seiner Führung auf dem Steg von L (Abb. 164). Er läßt sich mit dem Handrad h quer zum Bett verschieben. Die Länge des Bettschlittens soll etwa $1,5 H$ und die des Planschlittens etwa $0,5 H$ betragen, wenn H die Spitzenhöhe der Bank ist.

Beim Kegeldrehen muß nach Abb. 179 der Stahl gleichlaufend zum Kegelmantel, also schräg zur Bank, geschaltet werden. Dieser schräge Vorschub 3 kann weder mit L noch mit P erzeugt werden. Er verlangt vielmehr im Werkzeugschlitten eine Drehscheibe D , auf deren Brücke

der Aufspannschlitten *A* geführt ist. Die Drehscheibe *D* sitzt mit einem Zapfen *Z* auf dem Planschlitten *P*. Den Oberschlitten kann man daher

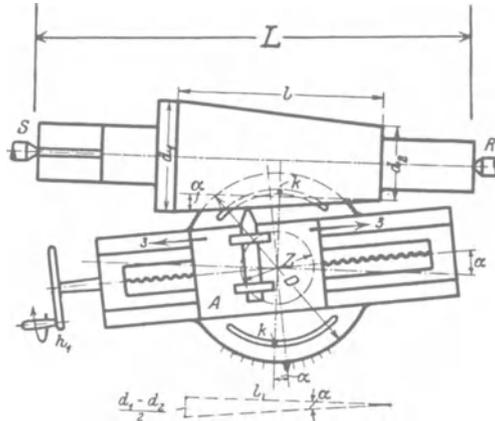


Abb. 179. Werkzeug-Oberschlitten.

auf den Kegelwinkel α schrägstellen und mit 2 Klemmschrauben *k* festklemmen ($\operatorname{tg} \alpha = \frac{d_1 - d_2}{2l}$). Das Schalten des Stahles beim Kegeldrehen

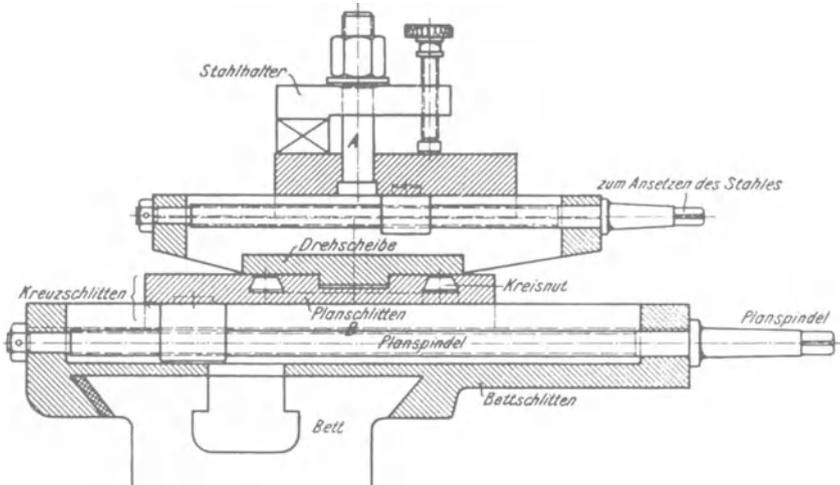


Abb. 180. Aufbau des Werkzeugschlittens.

geschieht mit der Kurbel h_1 , mit der der Aufspannschlitten *A* schräg zur Bank nach 3 verschoben wird (Abb. 168 u. 179).

Der Drehstahl wird mit der Klemmschraube und Klemmplatte in den Stahlhalter gespannt (Abb. 180). Damit er in die richtige Schnitt-

stellung beim Lang-, Plan- und Kegeldrehen gebracht werden kann, ist der Halter um die Schraube *A* drehbar. Der Oberschlitten (Abb. 180) besteht daher aus der Drehscheibe und dem Aufspannschlitten mit dem Stahlhalter.

d) Die Steuerung des Werkzeugschlittens.

a) Bei einfachen Leitspindelbänken.

Soll die Drehbank selbsttätig lang- und plandrehen, so muß die Steuerung des Werkzeugschlittens einen Längszug und einen Planzug

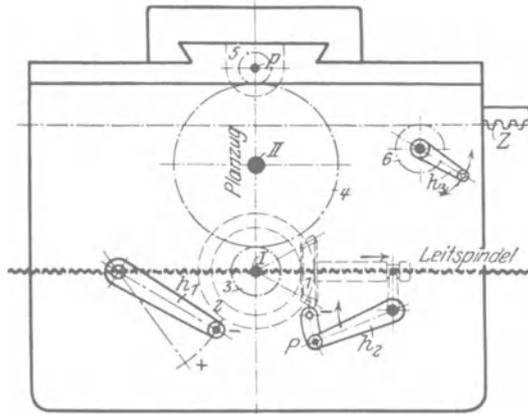


Abb. 181. Schloßplatte einer Leitspindelbank.

enthalten. Da beim Langdrehen der Planzug ausgerückt sein muß und umgekehrt beim Plandrehen der Längszug, so müssen sich beide Züge mit einem Schloß öffnen und schließen lassen. Zum Schutz des Drehers sollen die Züge hinter der Schloßplatte liegen und ihre Schalthebel griffbereit vor ihr.

Der Längszug (Abb. 181 u. 181 a) besteht daher aus dem Mutter-schloß und der Leitspindel nach Abb. 130–132. Wird der Handgriff h_1 auf + gestellt, so gehen die Backen aufeinander zu und das Schloß wird geschlossen.

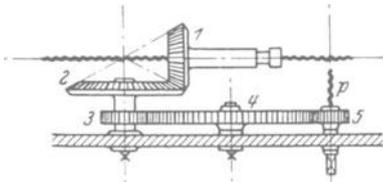


Abb. 181a. Planzug.

Der Planzug besteht aus den Kegelrädern *1*, *2* und den Stirnrädern *3*, *4*, *5*, die die Planspindel *p* treiben. Das Planschloß liegt hier in dem verschiebbaren Kegelrade *1*.

Stellt man die Kurbel h_2 auf –, so ist das Planschloß offen, d. h., *1* und *2* sind außer Eingriff. Stellt man h_2 auf *P*, so ist der Planzug für das Plandrehen eingerückt.

Als Planschloß kann auch das Planrad *5* benutzt werden. Hierzu müßte es als Schieberad mit einem Handgriff auf der Planspindel zu verschieben sein, so daß es mit *4* in und außer Eingriff gebracht werden könnte.

Sitzt der Bolzen I höher oder tiefer als die Leitspindel, d. h. kreuzen sich beide, so muß das Getriebe $1, 2$ ein Schnecken- oder Schraubenrädergetriebe sein (Abb. 182 u. 135).

Der Handzug soll das schnelle Einstellen des Werkzeugschlittens auf dem Bett vermitteln. Hierzu besteht er aus dem Handrad h_3 und dem Stirnrade 6 , das mit der Zahnstange Z des Bettes kämmt. Bei jeder Umdrehung von h_3 läuft daher der Schlitten um den Umfang des Rades 6 an der Zahnstange entlang. Die ganze Einrichtung hinter der Schloßplatte besteht daher aus dem Mutterschloß und einigen Rädern.

Bedienungsplan: Langdrehen und Gewindeschneiden:

h_2 auf —, h_1 auf +

Plandrehen: h_1 auf —, h_2 auf P .

Einstellen mit h_3 : h_1 auf —, h_2 auf —.

β) Bei Leit- und Zugspindelbänken.

Bei den Leitspindelbänken muß die Leitspindel ständig den Werkzeugschlitten steuern. Sie wird sich daher stark abnutzen und beim Gewindeschneiden ungenau arbeiten. Die Ungenauigkeit im Gewinde der Leitspindel soll aber bei einer guten Gewindedrehbank 0,015 mm

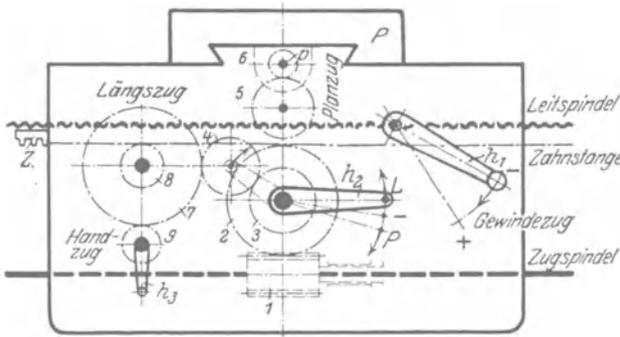


Abb. 182. Schloßplatte einer Leit- und Zugspindelbank.

zwischen zwei beliebigen Gängen auf 300 mm Länge nicht übersteigen. Mit den höheren Ansprüchen an die Genauigkeit der Arbeit mußte man daher neben der Leitspindel eine Zugspindel anbringen. Bei diesen Leit- und Zugspindelbänken soll die Leitspindel nur beim Gewindeschneiden und die Zugspindel bei allen anderen Dreharbeiten benutzt werden.

Die Schloßplatte (Abb. 182) muß daher folgende Züge enthalten:

1. einen Gewindezug, bestehend aus Leitspindel und Mutterschloß;
2. einen Längszug fürs Langdrehen, der aus dem Schneckengetriebe $1, 2$ und den Stirnrädern $3, 4, 7, 8$ besteht, von denen 8 mit der Zahnstange Z des Bettes kämmt. Das Längsschloß liegt im Schwenkrad 4 , das mit h_2 auf 7 eingeschwenkt wird;
3. einen Planzug, der aus den Trieben $1, 2, 3, 4, 5, 6$ besteht. Das Planschloß liegt in dem gemeinsamen Schwenkrad 4 , das mit h_2 auf 5 einzuschwenken ist;
4. einen Handzug für das Einstellen des Werkzeugschlittens auf dem Bett. Er besteht aus $9, 7, 8, Z$ und dem Handrade h_3 .

Bedienungsplan:

1. Gewindeschneiden,
 h_2 auf —, h_1 auf +.
2. Langdrehen,
 h_1 auf —, h_2 auf L.

3. Plandrehen,
 h_1 auf —, h_2 auf P.
4. Einstellen,
 h_1 auf —, h_2 auf —, kurbeln mit h_3 .

Derartige Schloßplatten enthalten daher 4 Züge, die häufig eine

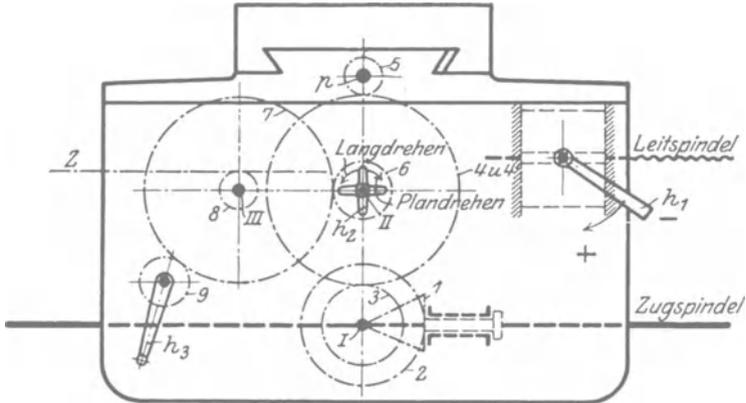


Abb. 183. Schloßplatte einer Leit- und Zugspindelbank.

ganze Reihe Räder und Handgriffe aufweisen. Der Schnellbetrieb verlangt aber von einer gut durchgebildeten Schloßplatte 1. eine einfache und sichere Bedienung, 2. wenig Handgriffe, 3. möglichst wenig Räder in den Zügen und 4. eine gute Lagerung der Radbolzen, damit die Räder nicht ecken.

Die 2. und 3. Bedingung ist hier dadurch vorzüglich gelöst, daß Längs- und Planzug in dem Schneckengetriebe 1, 2 einen gemeinsamen Antrieb und im Schwenkrad 4 ein gemeinsames Schloß haben. Es sind hier deshalb trotz der 4 Züge nur 3 Handgriffe, wie in Abb. 181, erforderlich. Damit ist nicht nur die Griffzeit gering, sondern auch die Sicherheit in der Bedienung erhöht, da der Dreher den Längs- und Planzug niemals zugleich einrücken kann. Mit der geringen Räderzahl wird einmal der Wirkungsgrad günstiger und zum andern die Schloßplatte billiger.

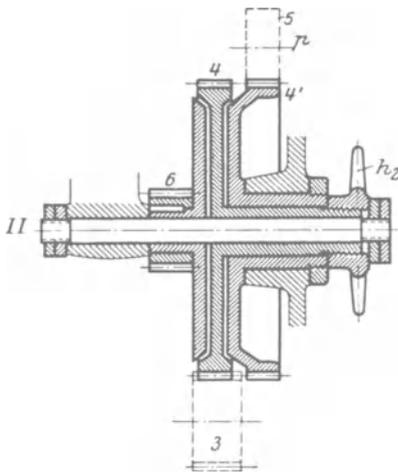


Abb. 184. Plan- und Längsschloß.

Die gleiche Lösung läßt auch das Kuppelrad zu (Abb. 183). Man hat also nicht mehr den Zahneingriff aufzusuchen, was gefährlich ist, sobald die Bank unter Span steht. Der Planzug besteht aus 1, 2, 3, 4, 4', 5, der Längszug aus 1, 2, 3, 4

6, 7, 8, Z. Das Plan- und Längsschloß liegt in der Doppelkupplung 4, 4', 6. Wird der Handschlüssel h_2 nach links gedreht, so koppelt 4 den Längszug 6, nach rechts, den Planzug 4' (Abb. 184). Mit dieser Reibkupplung ist zugleich eine Sicherheit gegen Überlastung der Zähne geboten. Eine doppelte Lagerung der Radbolzen und damit ein ruhiges Arbeiten der Räder wird am besten durch die kastenartige Ausbildung der Schloßplatte erreicht.

Bei der Schloßplatte in Abb. 185 und 186 sind Schieberäder angewandt. Das Wendegetriebe $\frac{1}{2} \cdot \frac{2}{3}$ und $\frac{1}{2} \cdot \frac{4}{5} \cdot \frac{5}{6}$ (Handgriff a in Abb. 173)

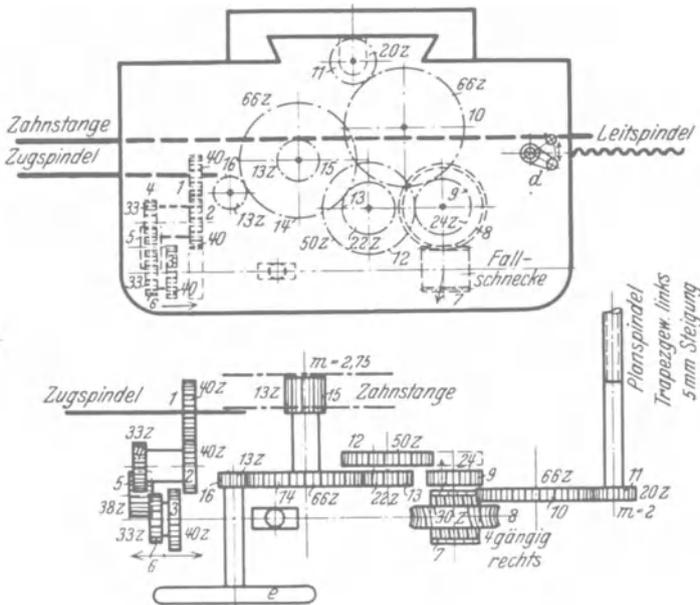


Abb. 185 u. 186. Schloßplatte der V.D.F.-Bank.

dient zum Umsteuern des Werkzeugschlittens. Der Planzug besteht außer dem Wendegetriebe 1 bis 6 aus den Rädern 7 bis 11 und der Längszug aus den Rädern 1 bis 6, 7 bis 9, 12 bis 15. Mit dem Schieberad 9 werden die Züge gewechselt (Handgriff c). Der Griff d bedient den Gewindegzug. In der Bedienung der 3 Schloßplatten in Abb. 182—186 ist nur ein Fehler möglich: Das Mutterschloß kann nämlich mit dem Längs- oder Planzug gleichzeitig eingerückt werden. Will man dies vermeiden, so muß man die Handgriffe gegenseitig verriegeln.

γ) Die Verriegelung der Züge.

Die Verriegelung der Leit- und Zugspindel-Züge erfordert nach Abb. 187 u. 188 nichts anderes als den Hebel des Schwenkrades 4 mit dem Sperrhebel s des Mutterschlusses durch eine Stange g zu verbinden.

d) Die Selbstausrückung des Vorschubes.

Die Drehbänke für Massenarbeiten sollen den Vorschub an der Arbeitsgrenze selbsttätig ausschalten, damit die Arbeitsstücke gleiche Länge erhalten. Der Arbeiter kann dabei mehrere Maschinen bedienen, so daß sich die Löhne verteilen. Diese Aufgabe läßt sich dadurch

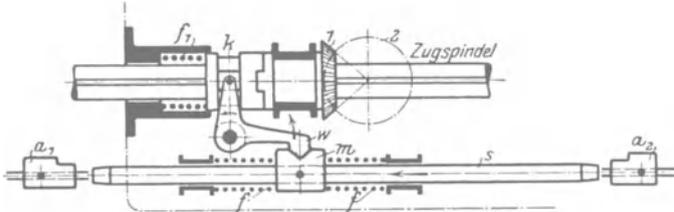


Abb. 191. Selbstausrücker für die Zugspindel.

lösen, daß Anschläge das Kegelrad oder die Schnecke 1 des Plan- und Längszuges auf der Zugspindel entkuppeln. Stößt nämlich in Abb. 191 die Schloßplatte mit der Ausrückstange *s* gegen einen der verstellbaren Anschläge des Bettes, z. B. *a*₂, so hebt das Schloß *m* den Winkelhebel *w*

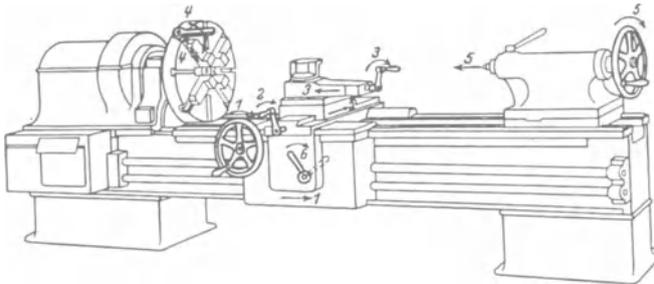


Abb. 192. Sinnfälligkeit der Einstellbewegungen.

an, der die Kupplung *k* aus 1 zurückzieht. Damit ist der Vorschub ausgerückt. Der Dreher rückt das Längsschloß aus und kurbelt den Schlitten zurück. Die Federn *f* stellen dabei das Schloß *m* wieder ein, und die Feder *f*₁ rückt die Kupplung *k* in 1 ein. Damit springt auch *w* wieder auf die Nut von *m* ein.

Der Selbstausrücker in Abb. 185 liegt in der Fallschnecke 9, die durch eine Sicherheitskupplung nach Abb. 141 auf der Gelenkwelle gekuppelt ist. Sobald in Abb. 173 der Anschlag *a*₁ gegen *a*₂ kommt, wird der Widerstand zu groß. Die Sicherheitskupplung rückt sich selbst aus und legt dabei den Hebel *b* vor der Schloßplatte um. Damit fällt die Schnecke aus und setzt den Längsgang still. In gleicher Weise wirkt der Selbstausrücker, wenn der Planschlitten gegen seinen Gegenanschlag *a*₃ kommt oder der Span zu stark eingestellt ist.

Wesentlich für eine einfache und sichere Bedienung einer Drehbank

ist die Sinnfälligkeit der Bewegungen, durch die beim Rechtsdrehen das Ansetzen oder das Schließen vor sich geht (Abb. 192).

Der neuere Drehbankbau unterscheidet bei den Spitzenbänken:

e) Die allgemeine Drehbank.

Die allgemeine Drehbank ist für allgemeine Zwecke des Maschinenbaues, wie Lang-, Plan- und Kegeldrehen, Bohren und Gewindeschneiden,

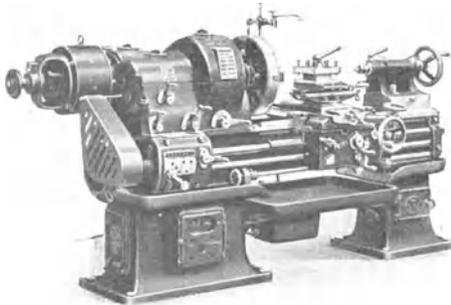


Abb. 193. Drehbank mit Einzelantrieb
(H. Wohlenberg, Hannover).

Schruppen und Schlichten, Feilen und Polieren gebaut. Sie muß daher für diese Arbeiten alle Einrichtungen haben. Soll sie dazu den Schnellstahl ausnutzen, so muß sie Schnelldrehbank sein. Die Kennzeichen einer guten Drehbank für allgemeine Zwecke sind daher: Große und breite Stufen und breite Räder mit großer Übersetzung oder Stufenrädernetze mit großem Geschwindigkeitswechsel,

Lagern, lange Schlitten, Leitspindel für das Gewindeschneiden, Zugspindel für das Drehen, Schloßplatte mit gesperrten Zügen, Wechsel-

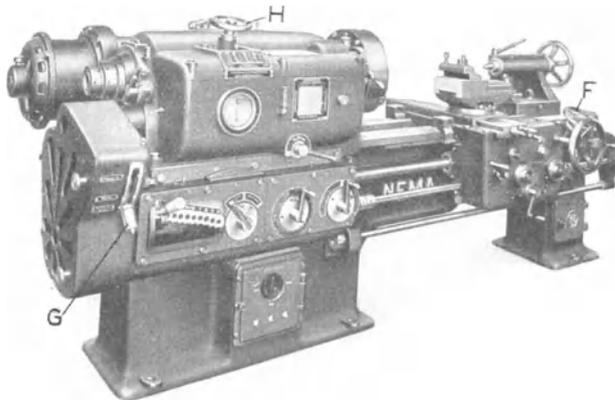


Abb. 194. Drehbank der Neißer Maschinenbauanstalt, Neiß.

räderkasten für mindestens 4 bis 6 Vorschübe, Selbstaustrücker für den Vorschub und Anschläge für das Drehen nach Endmaßen. Gewindedrehbänke erhalten größeren Vorschubwechsel für die wichtigsten Gewindesteigungen.

Die Werkstücke und Werkzeuge sind in ihren Eigenschaften und Formen so verschieden und die Anforderungen an die Sauberkeit und Genauigkeit der Arbeit so groß, daß die Drehbänke in ihren Schnittgeschwindigkeiten und Vorschüben eine große Anpassungsfähigkeit aufweisen müssen. Diese weitgehende Regelbarkeit erreicht man am besten, wie bekannt, mit dem regelbaren Gleichstrommotor, der mit seiner elektrischen Ausrüstung die kürzesten Griffzeiten gewährt (Abb. 193). Der Stufenmotor hat einen achtstufigen Anlaßregler bei einem Regel-

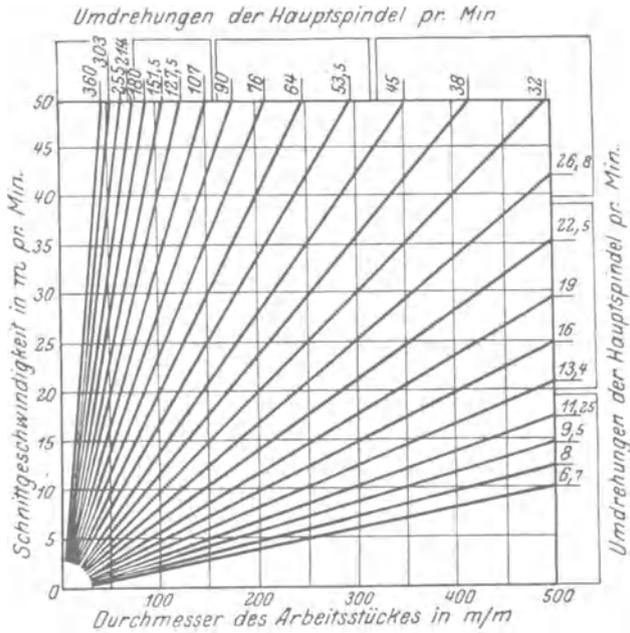


Abb. 195. Geschwindigkeitsplan.

bereich von 1 : 2,5 mit $n_{\min} = 1100$ und $n_{\max} = 2750$. Er treibt über 4 Rädervorgelege die Maschine, so daß sich der Geschwindigkeitswechsel auf 32 fein abgestufte Drehzahlen erstreckt bei $n_1 = 8$ und $n_{32} = 430$. Mit dem Handrad am Werkzeugschlitten und am Bett läßt sich die Drehzahl nicht nur nach einer Schaltscheibe einregeln, sondern der Motor nach beiden Richtungen anlassen, bremsen und umsteuern. Hierzu sitzt in dem einen Kastenfuß eine Anlaßwalze, die vom Handrade beeinflusst wird. In der Nullstellung des Griffes ist der Anker des Motors kurz geschlossen, so daß er abgebremst wird und sofort stillsteht. Dreht man den Griff nach rechts, so läuft die Drehspindel rechts herum, und zwar um so schneller, je weiter man dreht. Durch Linksdrehen des Handgriffes steuert man die Drehbank beim Gewindeschneiden in den schnellen Rücklauf um. Durch die Bremsstellung des Hebels werden die Leerlauf- und Griffzeiten beim Spannen und Messen stark verkürzt.

Die Drehbank der Nemag (Abb. 194) hat als Antrieb einen Drehstrom-Flanschmotor mit Polumschaltung, der auf ein Rädergetriebe mit 12 Schaltungen treibt. Durch ein Freilaufgetriebe, das die Maschine beim Wechseln der Geschwindigkeiten in langsamer Bewegung hält, kann der Räderkasten mit dem Handgriff *H* jederzeit geschaltet werden. An dem rechten Schilde ist ein Geschwindigkeitsplan angebracht (Abb. 195), an dem der Dreher zu jedem Drehdurchmesser die richtige Umlaufzahl

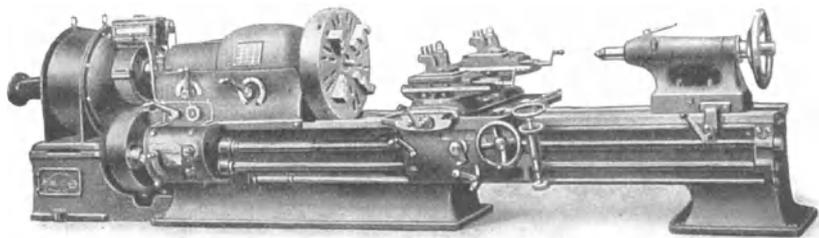


Abb. 196. Schnelldrehbank für Hartmetallwerkzeuge (H. Wohlenberg, Hannover).

ersehen kann. Ein Stromanzeiger gibt den jeweiligen Stromverbrauch an, so daß der Betriebsleiter stets überprüfen kann, ob der Dreher die Maschine richtig ausnutzt. Mit dem Griff *G* lassen sich für das Gewindeschneiden die Millimeter- und Zollsteigungen einstellen, und mit dem Handrade *F* steuert der Dreher seine Maschine nach den vorliegenden Arbeitsverhältnissen.

Die neuen Schnelldrehbänke (Abb. 196) sind auch für das Drehen

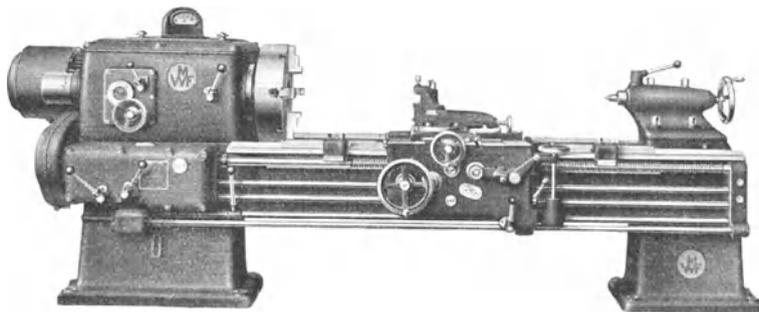


Abb. 197. Magdeburger Schnelldrehbank.

mit Hartmetallwerkzeugen eingerichtet. Als Hochleistungsdrehbänke schrumpfen sie S.M.-Stahl von 50 bis 60 kg/mm² Festigkeit im Dauerbetriebe mit einer Schnittgeschwindigkeit von 70–80 m/min und Gußeisen mit etwa 50 m/min bei einem Span von etwa 12 mm² Querschnitt. Beim Schlichten von S.M.-Stahl 50/60 kann die Schnittgeschwindigkeit bis 150 m/min und von Gußeisen bis 80 m/min betragen.

Der Antrieb der Bank erfolgt von einem Gleichstromregelmotor von etwa 30 PS mit $n_{\min} = 800$ und $n_{\max} = 1600$ Uml./min bei acht Stufen.

Der Spindelstock enthält 7 Rädervorgelege, so daß 56 geometrisch abgestufte Drehzahlen in den Grenzen 15—600 verfügbar sind. Die Geschwindigkeiten werden mit zwei Handhebeln am Räderkasten und einem Handrade am Werkzeugschlitten geregelt. Die Ankerwelle läßt sich durch eine geschützte Einrichtung mit der Drehspindel kuppeln, so daß beim Bearbeiten von Leichtmetall und dünnen Wellen jegliche Räderübertragung ausgeschaltet ist. Dadurch, daß der Geschwindigkeitswechsel mit Schieberädern vollzogen wird, hat die Bank neben großer Leistung und einfacher Bedienung auch einen guten Wirkungsgrad. Die geschliffene Drehspindel läuft in Kegelschalen aus Bronze und nimmt den Druck in dem vorderen Kugellager auf. Der kräftige Werkzeugschlitten mit zwei Oberschlitten ist in Flachführungen auf dem Bett geführt und trägt für das Naßdrehen eine Wasserrinne. Für das Lang- und Plandrehen mit der Zugspindel sind durch das Nortongetriebe 7 Vorschübe vorgesehen. Unter Benutzung der Wechselräder können sie zwischen 0,06 und 4 mm beliebig abgestuft werden. Mit der Leitspindel, die durch ein einfaches Wechselrädergetriebe angetrieben wird, kann man unter Benutzung der beigegebenen Wechselräder 45 Whitworthgewinde und mit einem 80er und 127er Rad 40 Millimetergewinde schneiden.

Die Magdeburger Schnelldrehbank, Abb. 197, hat als Antrieb ein Flüssigkeitsgetriebe, das im Spindelkasten sitzt. Mit dem Handrade vor dem Kasten läßt es sich stufenlos schalten. Die jeweilige Drehzahl kann man an einem Schilde ablesen. Mit einem Hebel, der über dem Handrade angebracht ist, wird die Maschine umgesteuert. Als Ölbehälter dient der kräftige Fuß der Maschine. Der Vorzug dieser Antriebsart liegt darin, daß man zu jedem Werkstoff, Drehdurchmesser und Werkzeug die wirtschaftliche Schnittgeschwindigkeit einstellen und damit die beste Leistung aus der Maschine herausholen kann.

f) Die Schruppbank.

Die Schruppbank ist eine vorbereitende Arbeitsmaschine mit großer Spanleistung. Ihre Hauptforderungen sind stärkste Bauart und größte Einfachheit. Spitzenhöhe und Spitzenweite sollen daher möglichst klein sein, damit die Schruppkräfte an kleinen Hebelarmen wirken. Geschwindigkeits- und Vorschubwechsel kann gering sein, da die Werkstücke meist keine großen Unterschiede aufweisen. Die Leitspindel kann fehlen. Dagegen müssen die Einzelteile ausnehmend stark gebaut sein. Der Antrieb soll durch ein Stufenrädergetriebe mit Einheitsmotor oder durch einen Stufenmotor erfolgen. Die Lager und Schlitten müssen besonders lang gehalten sein. Da wirtschaftliches Schruppen einen größeren Vorschub verlangt, so müssen die Vorschubgrößen entsprechend gewählt sein.

g) Die Vielstahldrehbank.

Die Vielstahlbank (Abb. 198 u. 199) ist eine Drehbank für die Reihen- und Massenfertigung. Ihr Grundgedanke ist hohe Spanleistung, geringe Laufzeit, einfache Bedienung und Drehen nach Anschlägen, so daß der Arbeiter gegebenenfalls mehrere Maschinen bedienen kann.

Den großen Spanquerschnitten entsprechend muß die Bank äußerst stark und gedungen gebaut sein. Die Drehspindel besteht aus Nickel-

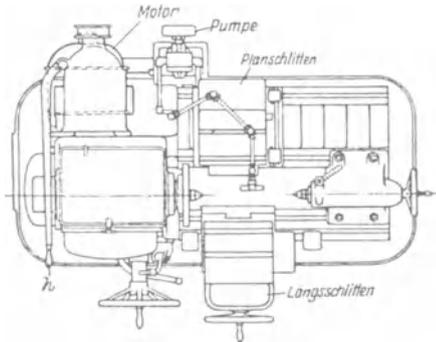
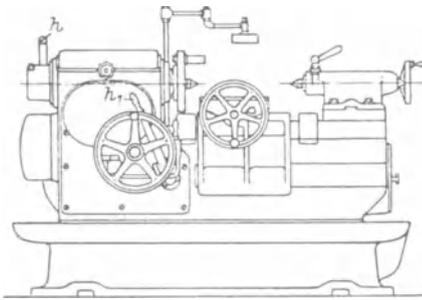


Abb. 198 u. 199. Vielstahldrehbank.

stahl und läuft in Phosphorbronzelagern. Der Spindelruck wird durch starke Kugellager aufgenommen. Der Antrieb erfolgt durch einen Flanschmotor auf der Rückseite. Mit dem Handgriff h läßt sich die Maschine augenblicklich stillsetzen. Das Bett ist äußerst kräftig gebaut und stark verrippt. Die Späne fallen durch eine Öffnung an der Rückseite in die Öl- und Spänefangschale. Das Hauptkennzeichen der Vielstahlbank liegt in den beiden Werkzeugschlitten, von denen der vordere das Langdrehen und der hintere das Plandrehen besorgt. Für das Anschlagdrehen haben beide Schlitten Selbstauslöser. Mit einem Handhebel h_1 lassen sich die beiden Werkzeugschlitten in den Schnellgang umsteuern. Die Stahlhalter sind nach Abb. 200 mit waagerechter und senkrechter Feineinstellung ausgerüstet. Der Kegelzapfen in Abb. 201 wird mit 6 Stählen

5 den Zapfenkegel nach einem Leitlineal dreht. In dem Schnittplan der

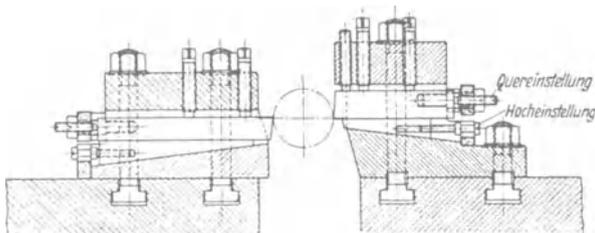


Abb. 200. Stahlhalter mit Feineinstellung.

Abb. 202 sind die Schnittzeiten für die einzelnen Stähle angegeben. Die Drehspindel hat dabei $n = 169$ bei $v = 34$ m/min, das Langdrehen geschieht mit $s = 0,24$ mm, das Plandrehen mit $s = 0,053$ mm bei einer Schnittzeit von 2,4 min.

h) Die Großdrehbank.

Die Großdrehbank (Abb. 203) hat eine Spitzenhöhe von 2—3 m, eine Spitzenweite bis 16 m und ein Gewicht von etwa 350 t. Sie ist durch die Entwicklung der Schiffsturbine entstanden, deren Turbinenwelle

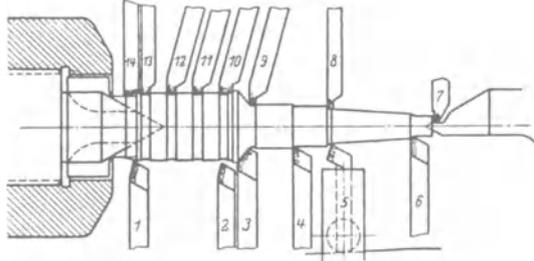


Abb. 201. Drehen eines Zapfens.

mit den Laufrädern im Gewichte von etwa 150 t sie bearbeitet. Spindelstock und Reitstock haben regelbaren Motorantrieb. Die ganze Maschine wird von Schaltbühnen am Spindelstock, Reitstock und Werkzeugschlitten mit Druckknöpfen gesteuert. Alle Laufstellen werden von einer Druckölschmierstelle aus mit sichtbarem Tropfenfall geschmiert und sämtliche Schalthebel nach Tafeln eingestellt.

2. Die Sonderdrehbänke.

Die Sonderdrehbänke sind aus der Spitzendrehbank hervorgegangen und mit dem Aufschwung der Massenherstellung den Sonderzwecken der Fertigung angepaßt worden.

Die Bolzendrehbänke sind Langdrehbänke, deren Steuerung nur aus einer Zugspindel mit Längszug und einem Handzug besteht. Wellendrehbänke sind in gleicher Weise eingerichtet und arbeiten in der Regel mit mehreren Werkzeugschlitten. Um ein Ecken der Schlitten zu vermeiden, ordnet man bei größeren Ausmaßen den Längszug auf beiden Seiten des Bettes an. Die Gewindedrehbänke besitzen als Steuerung eine Leitspindel mit Mutterschloß und einen Handzug, die Abstechbänke meist nur einen Handzug neben dem Planzug. Diese Sonderbänke zeichnen sich also durch ihre Vereinfachung für die Sonderarbeit aus.

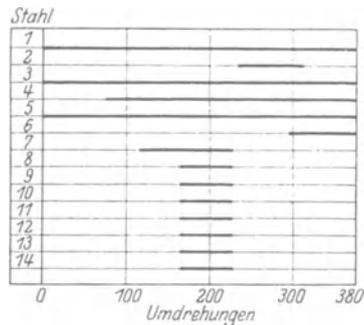


Abb. 202. Schnittzeiten.

a) Die Formdrehbänke.

Die Formdrehbänke dienen zum Drehen von Formstücken, d. h. von Drehkörpern mit veränderlichen Durchmesser, z. B. Handgriffen. Für diese Arbeiten muß der Drehstahl gleichzeitig einen Längs- und einen

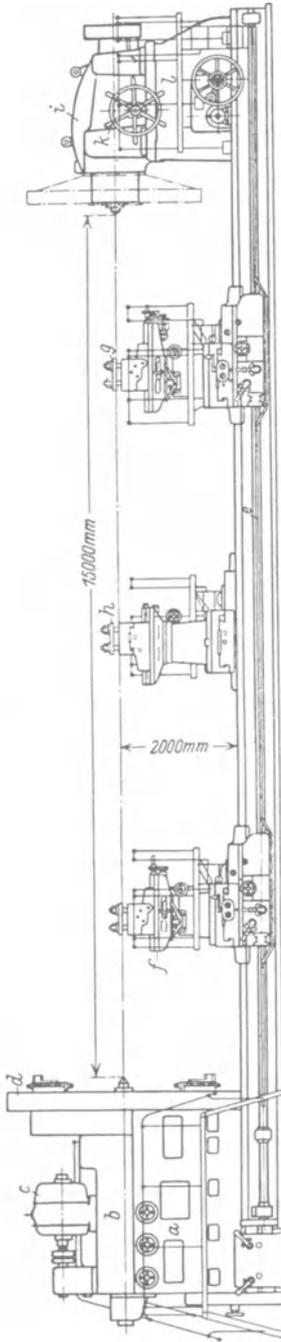


Abb. 203. Großdrehbank.

Planvorschub erfahren. Die Kennzeichnung der Formdrehbank liegt daher in der Steuerung des Werkzeugschlittens (Abb. 204). Der Längszug besteht wie früher aus einer Zugspindel und den zugehörigen Rädern (Abb. 182). Der Planzug muß hingegen den Stahl dem Werkstück gegenüber abwechselnd vorschieben und zurückziehen, damit dessen Durchmesser verschieden werden. Hierzu besteht der Planzug aus einer Lehre und der Zahnstange Z , die den Leitstift K trägt und am Planschlitten P sitzt. Geht der Bett Schlitten B nach 1 vor, so muß der Planschlitten P mit dem Handgriff H oder bei vorgeschmiedeten oder vorgegossenen Teilen durch ein Gewicht so nach 2 gesteuert werden, daß der Leitstift K an der Lehre entlanggleitet. Dadurch wird die Lehre am Werkstück nachgebildet und so das Formstück herausgedreht.

Soll eine gewöhnliche Drehbank in eine Formdrehbank umgebaut werden, so ist daher die Planspindel herauszunehmen und der Arm Z und die Lehre anzubringen.

Das Kegeldrehen nach der Leit schiene ist ebenfalls ein Formdrehen. Nur ist die geschweifte Lehre durch eine gerade Schiene zu ersetzen, die unter dem Kegelwinkel a stehen muß $\left(\operatorname{tg} a = \frac{d_1 - d_2}{2l} \right)$.

b) Die Kugeldrehbank.

Zum Drehen von Kugelflächen kann man die Drehscheibe D des Werkzeugschlittens durch das Schneckengetriebe $1, 2$ um den Zapfen Z auf dem Planschlitten drehen (Abb. 205). Drehzapfen Z und Kugel müssen auf die gleiche senkrechte Achse ausgerichtet und der Stahl in der Spitzenhöhe angesetzt werden.

Will man mit dem Formdreh Schlitten eine Kugelfläche drehen, so muß die Lehre in Abb. 204 durch eine Halbkreis scheibe ersetzt werden. Beim Drehen von Kugelhohflächen steuert die Bogen-

lehre L den Werkzeugschlitten in Richtung 1 , während der Planschlitten P nach 2 vorgeht (Abb. 206).

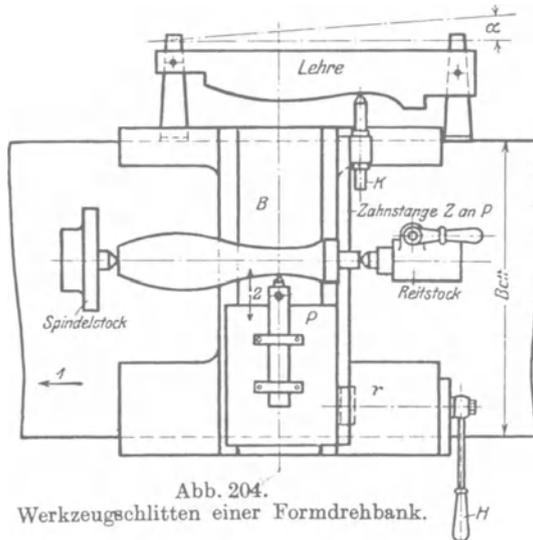


Abb. 204.
Werkzeugschlitten einer Formdrehbank.

c) Die Radsatzdrehbank.

Die Radsatzdrehbank dreht die Radreifen vor und nach. Das Nachdrehen geschieht nach Lehren (Abb. 207). Der schräge Laufkranz wird vom Werkzeugschlitten I gedreht. Geht er nach 1 , so schiebt die Lehre L_1 den Planschlitten P_1 mit dem Stahl unter dem Winkel α vor. Den Wulst des Spurkranzes dreht der Werkzeugschlitten II , der von der Lehre L_2 gesteuert wird. Mit der Nut rB zieht sie den Planschlitten P_2 mit dem Kugelstahl bis auf den größten Durchmesser des Wulstes nach $1'$ vor, mit BCr schiebt sie ihn nach $2'$ zurück, so daß der Stahl durch die Lehre L_2 um den Spurkranz herum geführt wird. Die Radsatzdrehbank ist daher nichts anderes als eine doppelte Formdrehbank.

In Abb. 207 sind die Lehren L_1 und L_2 zum besseren Verständnis außerhalb der beiden Formschlitten I und II gezeichnet. In Wirklichkeit sitzen sie in den Unterschlitten und steuern mit starken Bolzen die Oberschlitten. Diese Bauart hat zur Folge, daß Werkzeuge und Lehren

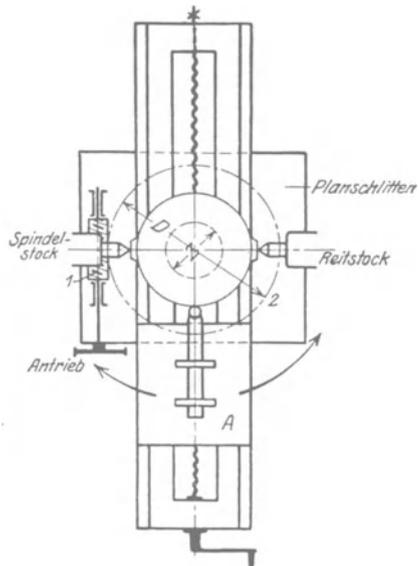


Abb. 205. Plan einer Kugeldrehbank.

in beträchtlich verschiedenen Höhen angreifen und Getriebe und Führungen stark beanspruchen. Der Formdreheschlitten von W. Hegen-scheidt, A.-G. in Ratibor, vermeidet dies durch die Schwinghebel S_1

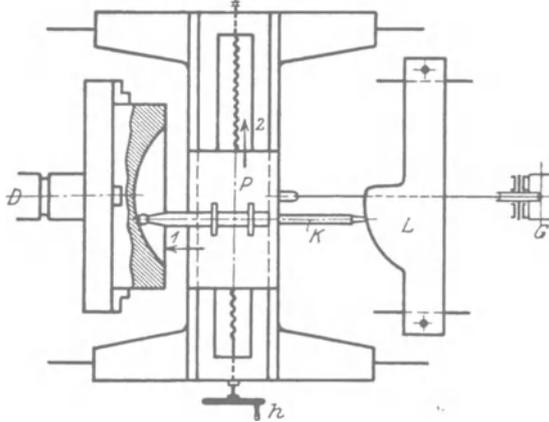


Abb. 206. Kugeldrehen nach Lehre.

und S_2 , die mit ihren Führungen und Antrieben fast bündig mit den Werkzeugen liegen (Abb. 208). Zum Drehen des Spurranzes dient die Werkzeugschwinge S_1 mit dem Pilzstahl W_1 . Am Gegenende ist die Schwinge

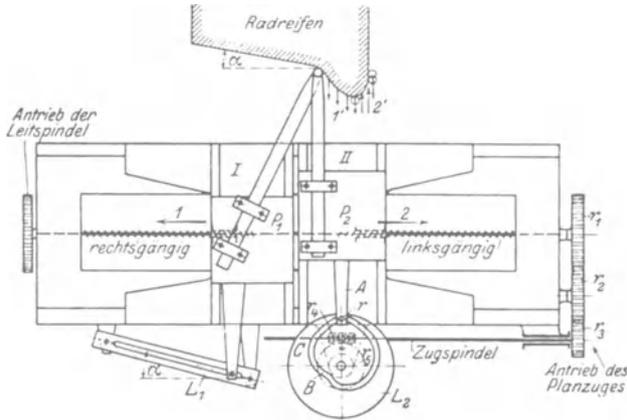


Abb. 207. Radsatzdrehbank.

S_1 mit dem Zapfen Z_3 oben in der Lehre L_1 des Deckels geführt und unten mit einem Stein in der geraden Nut der Kurbelscheibe K_1 , die durch einen Klinkenschalter K und das Schneckengetriebe $\frac{r_1}{r_2}$ gerade so lange gedreht wird, bis Z_3 von einem Ende der Sichelnut L_1 in das andere gekommen ist. Dabei schwingt S_1 mit dem festen

Zapfen Z_1 in einem Stein, der sich beim Drehen des Spurkranzes in der schrägliegenden Führungsnut des Deckels verschiebt. In gleicher Weise besorgt die Werkzeugschwinge S_2 das Drehen des Laufkranzes. Das Zahnrad r_3 treibt den Zahnbogen r_4 und damit den Kurbelarm K_2 , in dessen Schlitz der Zapfen Z_4 mit einem Stein sitzt. Im Deckel ist Z_4 in der flachen Bogenlehre L_2 geführt. Der Schwingungspunkt liegt im Zapfen Z_2 , der hier im Deckel festsetzt. Geht die Schwinge S_2 aus ihrer Arbeitsstellung 1 nach 2, so verschiebt sie sich mit ihrer Führungsnut an dem Stein auf Z_2 und dreht dabei den schrägen Laufkranz.

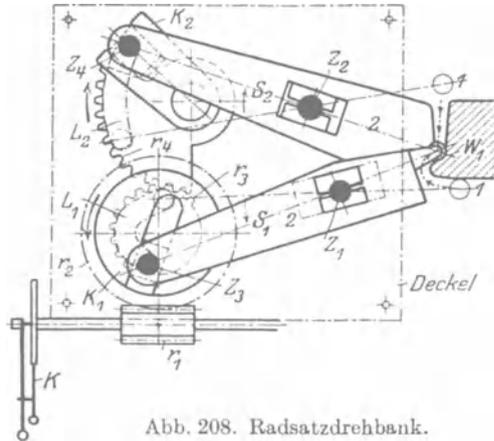


Abb. 208. Radsatzdrehbank.

In Abb. 207 arbeiten die Werkzeuge voneinander weg, so daß sie erst bei kleinen Geschwindigkeiten einstechen müssen. Dieser Zeitverlust fällt in Abb. 208 fort, da die Werkzeuge von 1 nach 2 aufeinander zu arbeiten.

d) Die Hinterdrehbank.

Die Hinterdrehbank soll das Hinderdrehen der Formfräser besorgen, damit beim Nachschleifen nach der

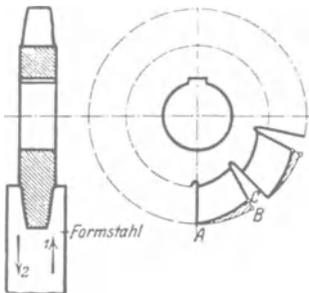


Abb. 209. Hinderdrehen eines Fräasers.

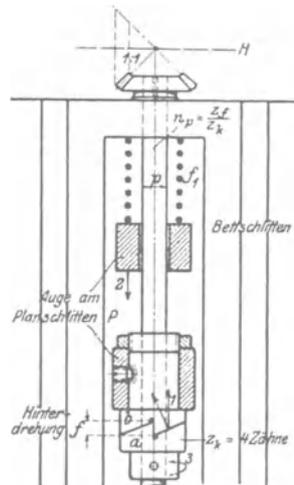


Abb. 210. Hinderdrehsteuerung.

Mitte die Zahnform der Fräserzähne gewahrt bleibt. Soll in Abb. 209 von dem Zahnrückten das Stück ABC hinderdreht werden, so muß der Formstahl, solange der Zahn durch seine Schneiden läuft, um die Hinderdrehung BC auf ihn eindringen und hierauf mit einem Ruck zurückspringen. Dieser hin- und herspielende Planvorschub wird in

Abb. 210 mit einem Planzug erreicht, der aus der selbsttätigen Ein- und Ausrückkupplung besteht. Die Zahnmufler *a* sitzt hier fest auf der Planspindel *p* und die Gegenmufler *b* fest in einem Auge des Planschlittens *P*. Wird die Planspindel *p* von der Zugspindel *H* angetrieben, so werden die schrägen Zahnrückden den Planschlitten *P* nach 1 zum Hinterdrehen vorschieben und die Feder *f*₁ wird ihn nach 2 zurückschnellen, sobald

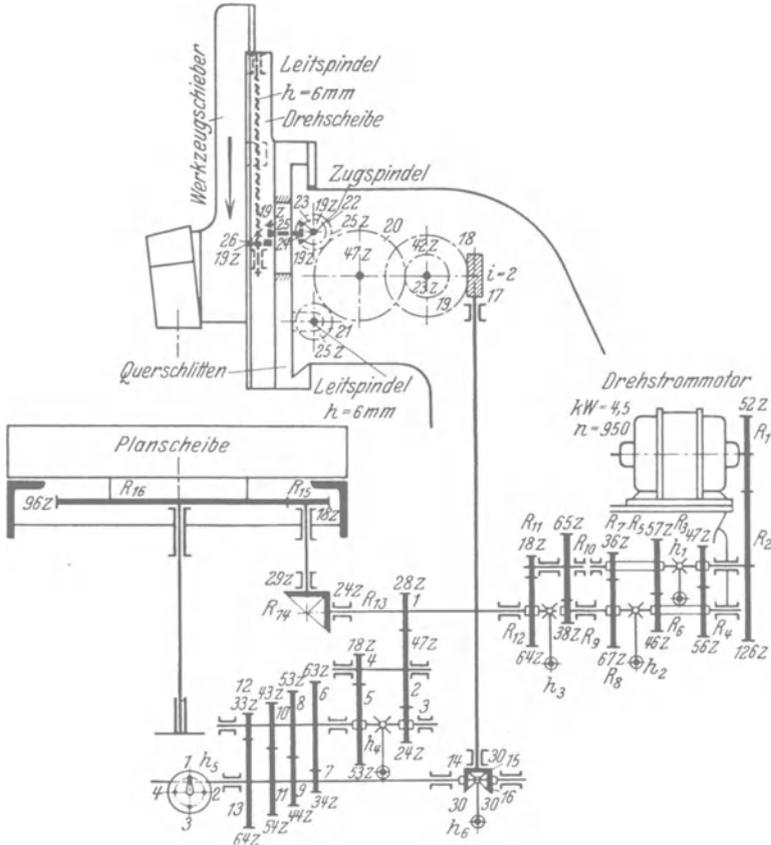


Abb. 211. Getriebeplan des senkrechten Dreh- und Bohrwerkes.

die Zahnschnecken aneinander vorbei sind. Die Kupplung rückt sich daher beim Hinterdrehen eines Zahnes selbsttätig aus und springt dann wieder ein. Hat die Zahnkupplung $z_k = 4$ Zähne, so muß *p* für jeden Fräserzahn $\frac{1}{z_k} = \frac{1}{4}$ Umlauf machen und bei *z*_f Fräserzähnen $\frac{z_f}{z_k} = \frac{z_f}{4}$ Umläufe. Die Wechselräder zwischen Drehspindel und Zugspindel *H* im Sinne der Abb. 112 müssen daher die Übersetzung $\frac{z_5}{z_6} \cdot \frac{z_7}{z_8} = \frac{z_f}{z_k}$ haben, z. B. $\frac{15}{4}$ (Bd. II, S. 221).

e) Die Plandrehbank.

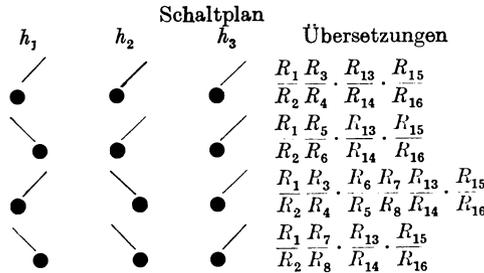
Die Plan- oder Kopfdrehbank ist eine Drehbank, die vorzugsweise zum Plandrehen benutzt wird. Die scheibenförmigen Werkstücke werden in eine große Planscheibe gespannt, so daß der Reitstock fehlen kann und die Maschine dadurch zugänglicher wird. Sie besteht aus dem Spindelstock mit Stufenscheibe und mehreren Rädervorgelegen oder einem Stufenrädernetz und einem Querbett mit den Werkzeugschlitten. Der Nachteil dieser Maschine liegt in dem zeitraubenden Einspannen und Ausrichten der Werkstücke, was meist mit einem Kran geschehen muß.

f) Das senkrechte Dreh- und Bohrwerk.

Das senkrechte Dreh- und Bohrwerk hat eine senkrechte Spindel. Seiner liegenden Planscheibe wegen heißt es auch Karusselldrehwerk. Die Vorzüge dieser Maschine liegen in dem bequemen Aufspannen der Werkstücke, der guten Übersicht über die Arbeitsflächen und der besseren Ausnutzung als Bohr- und Drehwerk (Bd. II, Abb. 400—405).

Die liegende Planscheibe, Abb. 153, läuft mit ihrer Spindel *D* in langen Hals- und Stirnlagern und wird am Umfang auf der Rundbahn *R* des Bettes gut abgestützt. Die Maschine gewährleistet dadurch einen ruhigeren Lauf der Scheibe, als es bei der Kopfbank möglich ist.

Der Antrieb der Planscheibe erfolgt nach dem Plan in Abb. 211 von dem Drehstrommotor über den Räderkasten mit 4 Schaltungen, die ausrückbaren Vorgelegen R_9 — R_{12} und die Kegelräder auf den Zahnkranz. Die Planscheibe hat daher $8n$ verfügbar.



Schaltet man h_3 auf die Gegenseite, so kommen die Vorgelege mit $\frac{R_9}{R_{10}} \cdot \frac{R_{11}}{R_{12}}$ hinzu. In dem Räderkasten sind durch die beiden Räderblöcke 4 Schaltungen bei nur 3 Räderpaaren erreicht.

Die Vorschübe werden von dem Zahnkranz der Planscheibe abgeleitet. Schaltet man h_4 nach rechts, so erhält man die großen und nach links, die kleinen Vorschübe. Mit h_3 und h_4 lassen sich demnach 8 Vorschübe einstellen, die man mit h_6 umsteuern kann. Rückt man das Schieberad 21 auf 20 ein, so vollzieht die Maschine die Quervorschübe nach innen oder außen. Schiebt man 22 auf 20 ein, so geht der Schieber nach unten oder oben. Der sonstige Aufbau der Maschine ergibt sich aus folgender Betrachtung: Da das Werkzeug quer zum Werkstück geschaltet werden muß, so sitzt der Werkzeugschlitten auf einer Querbahn des

Ständers. Mit dem langen Werkzeugschieber ist die Möglichkeit geboten, das Werkzeug auf die Höhe des Werkstückes einzustellen. Beim Abdrehen waagerechter Oberflächen muß der Werkzeugschlitten mit dem Querschlitten auf der Querbahn quer und bei senkrechten Flächen der Werkzeugschieber senkrecht geschaltet werden. Zum Kegeldrehen stellt man die Drehscheibe schräg. Dieser Aufbau der Maschine gleicht dem der Hobelmaschine. Man kann daher das Drehwerk als eine Hobelmaschine mit Drehtisch auffassen.

Da das Werkzeug von oben her das Werkstück anfaßt, so kann man die Maschine auch als Bohrwerk benutzen. Hierzu ist der Schieber beim Zylinderbohren senkrecht und beim Kegeldrehen schräg nach unten zu

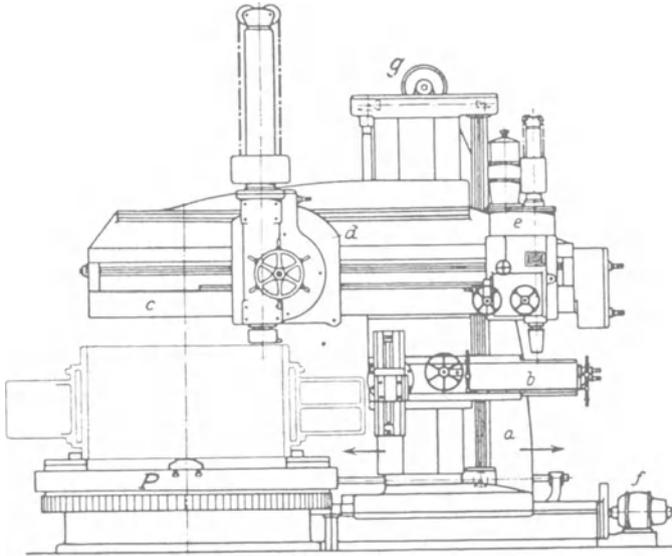


Abb. 212. Einständer-Dreh- und Bohrwerk.

schalten. Der Ständer der Maschine bietet vielfach eine willkommene Gelegenheit für das gleichzeitige Arbeiten mehrerer Werkzeuge. Soll mit der Oberfläche des Werkstückes zugleich die Mantelfläche bearbeitet werden, so ist an einem oder beiden Ständern ein Werkzeugschlitten anzubringen, der die Seitenarbeiten verrichtet. Auf diese Weise kann die Maschine gleichzeitig mit einer Reihe Werkzeuge drehen und bohren.

Das größte Dreh- und Bohrwerk von der Schieß-Defries A.-G. hat eine doppelte Planscheibe. Die äußere Ringscheibe hat 12 m Durchmesser, die innere Scheibe 6,5 m Durchmesser. Sie können einzeln und gekuppelt angetrieben werden. Bei zurückgezogenen Ständern lassen sich Werkstücke von 18 m Durchmesser aufspannen. Für Drehdurchmesser bis 22,5 m muß man die Ständer entfernen und durch Hilfsständer mit Werkzeugschlitten ersetzen. Als Antrieb dient ein im Verhältnis 1 : 3 regelbarer Gleichstrommotor von 250 PS. Das Gesamt-

gewicht der Maschine beträgt 700 000 kg. Der Querträger hat 14 m Länge und wiegt 55,5 t.

Für weit ausladende Werkstücke wird das Drehwerk als Einständerdrehwerk gebaut (Abb. 212), dessen Planscheibe *P* ein nicht sichtbarer Hauptmotor treibt. Der Hubmotor *g* verstellt den Querträger *c* mit dem Drehschlitten *d* und dem Bohrschlitten *e* auf dem Hauptständer *a*, der auch den Seitenschlitten *b* trägt und sich mit dem Motor *f* auf dem Bett verschieben läßt.

g) Die Radreifendrehbank.

Die Radreifendrehbank ist ein senkrechtcs Drehwerk, das die Radreifen meist selbsttätig ausdreht. Nach Abb. 213 schrumpft der rechte Werkzeugschieber mit den Stählen *1* und *2* den Innenmantel *a* und den Bund *b* des Reifens aus. Sobald der Schrumpfstahl *1* an *c* vorbei ist, beginnt der linke Schieber, geführt durch eine Lehre, mit den Einstechstählen *3* und *4* die Sprengnut *c* und die Leiste *d* zu stechen. Nach dem Ausschruppen gehen die Schrumpfstähle *1, 2* hoch, und die Schlichtstähle werden angesetzt, die mit *3* und *4* zugleich fertig werden.

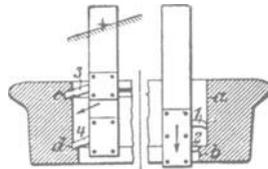


Abb. 213. Ausdrehen eines Radreifens.

Aufgabe. Es sind die Selbstkosten zu ermitteln bei einer mittleren Tagesleistung von 27 Radreifen.

| | |
|--|---------------|
| 10 vH Zinsen für die Maschine im Wert von 30 000 <i>M</i> | 3000 <i>M</i> |
| 10 vH Abschreibung | 3000 „ |
| Lohn für 1 Dreher 8,00 <i>M</i> bei 300 Arbeitstagen | 2400 „ |
| Werkstattunkosten 125 v H vom Lohn | 3000 „ |

27 · 300 Radreifen zu drehen kostet 11 400 *M*
also Selbstkosten 1,41 *M*/Stück.

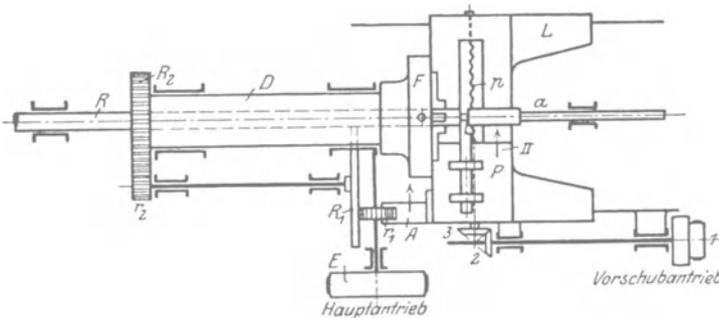


Abb. 214. Plan einer Abstechbank.

h) Die Abstechbank.

Die Abstechbank ist heute eine wichtige Arbeitsmaschine geworden zum Abstechen passender Längen von Rundeisen und der verlorenen Köpfe von Gußstücken. Das Rundeisen *R* wird durch die hohle Dreh-

spindel D gegen den Anschlag a vorgeschoben und mit dem Dreibackenfutter F festgespannt (Abb. 214). Der Antrieb der Hauptspindel geht von der Scheibe E aus über die Reibscheiben $\frac{r_1}{R_1}$ und die Räder $\frac{r_2}{R_2}$.

Der Abstechstahl sitzt am Werkzeugschlitten, dessen Planschlitten durch den Antrieb $1, 2, 3$ in Richtung II gesteuert wird. Soll die Leistung der Bank voll ausgenutzt werden, so muß die Drehzahl n in dem Maße ansteigen, wie der Drehdurchmesser d beim Abstechen abnimmt, damit $v = \pi d_{max} n_{min} = \pi d_{min} n_{max}$ ist. Baulich läßt sich diese Aufgabe dadurch lösen, daß der nach II vorgehende Planschlitten P mit dem Arm A die treibende Reibscheibe r_1 nach der Mitte von R_1 zuschiebt. Damit wächst die Umlaufzahl der Drehspindel D von n_{min} auf n_{max} , so daß v ziemlich gleichbleibt.

i) Die Revolverbank.

Die Revolverbank soll in dem Werkzeugschlitten eine Reihe Werkzeuge bereithalten, wie sie zur Fertigung von Schrauben und sonstigen Massenteilen erforderlich sind. Hierzu ist der Oberschlitten als Revolver auszubilden. Der

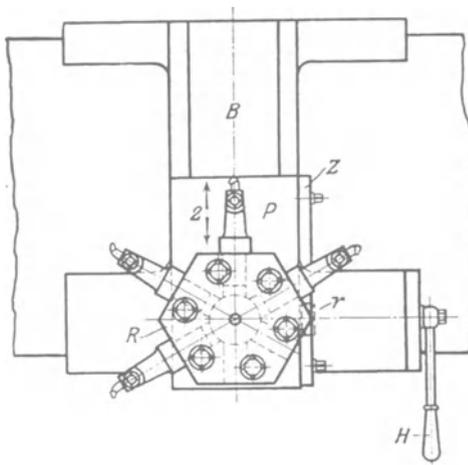


Abb. 215. Senkrechter Revolverkopf.

Revolverwerkzeugschlitten (Abb. 215) besteht daher aus dem Bettschlitten B , dem Planschlitten P und dem Revolverkopf R , der als Stahlhalter dient. Nach der Lage der Drehachse gibt es senkrechte (Abb. 215) und waagerechte Revolverköpfe (Abb. 220). Will man auf der Revolverbank gleichzeitig lang- und plandrehen, so muß der Längsschlitten mit dem Revolverkopf für sich auf dem Bett geführt werden und der Querschlitten unmittelbar vor dem Spindelstock sitzen (Abb. 221).

Bemerkenswert ist die innere Steuerung des Revolverkopfes, der sich beim Zurückziehen selbsttätig entriegelt, umlegt und verriegelt (Abb. 216). Wird der Revolverkopf mit dem Griff H_1 zurückgeholt, so kommt die Rolle r auf die schiefe Ebene der Klinke k , die auf dem Wege 1—2 die Riegel a, b aus dem Sperringe zurückzieht und den Kopf entriegelt. Das Umschalten besorgt der Klinkenschalter in Abb. 217. Mit dem Entriegeln des Kopfes stößt nämlich der Hebel h gegen den Anschlag a . Die Klinke k legt mit dem Schaltrad s den Revolverkopf um eine Teilung herum. Der Schalter kommt dabei in die gestrichelte Lage. Währenddessen ist die Rolle r in Abb. 216 von 2 nach 3 gekommen. Die Sperriegel a, b springen jetzt unter Federdruck in die neue Sperre ein, so daß der Kopf

wieder feststeht. Der Stahlwechsel vollzieht sich daher selbsttätig. Beim Ansetzen des Kopfes zieht die Feder f den Schalter in die alte Lage zurück, dabei stellt sich die Klinke k_1 auf eine neue Lücke des Schalt-

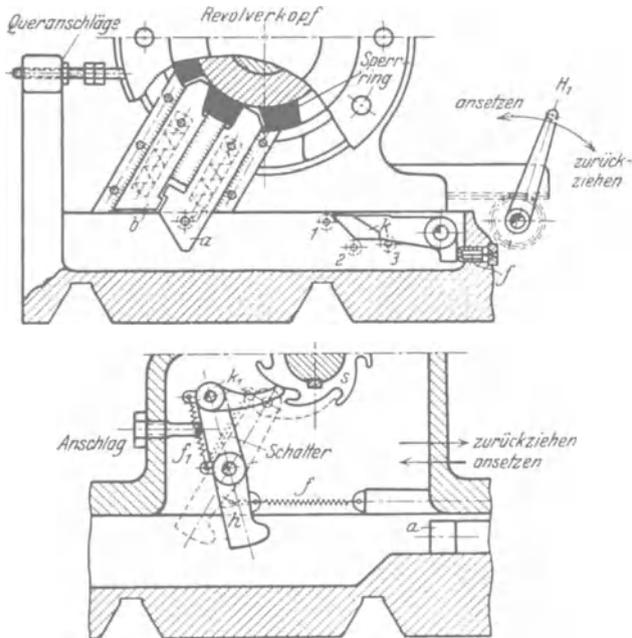


Abb. 216 u. 217. Vorriegelung und Umschaltung des Revolverkopfes.

rades s ein. Die Feder f_1 hält sie in Eingriff. Die Rolle r des Riegels a drückt beim Ansetzen des Revolverkopfes die Klinke k in Abb. 216 etwas nach unten, die durch die Federbüchse f wieder aufgerichtet wird.

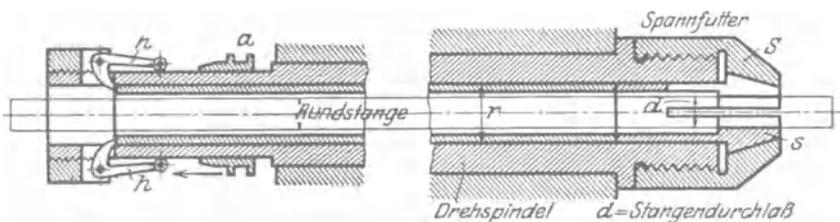


Abb. 218. Spannschloß für die Rundstange.

Beim Arbeiten von der Stange wird die Rundstange durch die hohle Drehspindel gesteckt und mit dem Spannfutter S festgespannt (Abb. 220). Beim Linksdrehen von H_3 hebt nämlich die Muffe a die Kniehebel h an (Abb. 218), die mit dem Seelenrohr r die mehrfach geschlitzte Spannbüchse s gegen den spitzen Mund der Kappe S schieben. Dadurch wird das Spannfutter geschlossen und die Rundstange von der

Drehspindel mitgenommen. Zum Vorschieben der Rundstange gegen den Anschlag des Revolverkopfes legt man H_3 rechts herum. Die Kniehebel h werden gelüftet und das Spannschloß geöffnet. Die Zahnstange Z (Abb. 219) schiebt mit dem Schieber K und dem Stellring R die Rundstange vor. Beim Linksdrehen von H_3 wird das Spannfutter wieder geschlossen, und die Zahnstange Z gleitet unter dem Schnäpper zurück. Der Schieber K wird dabei durch den unteren Federbolzen f in seiner Lage gehalten. Mit dem Handhebel H_3 des Stangenvorschubes kann man daher die Stange nach Bedarf lösen, gegen einen Anschlag im Revolverkopf vorschieben und festspannen. Hierauf beginnt das Arbeiten mit dem Revolverkopf, dessen Werkzeuge das Formstück aus der Rundstange nach Abb. 222 bis 225 herauschälen. Der

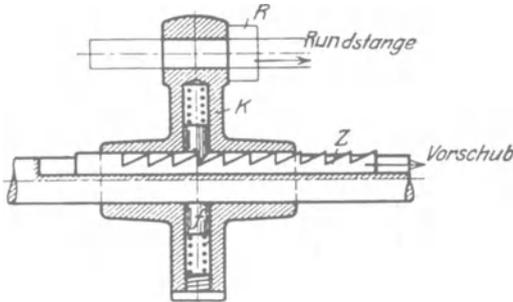


Abb. 219. Stangenvorschub.

Revolverdrehbank. Der

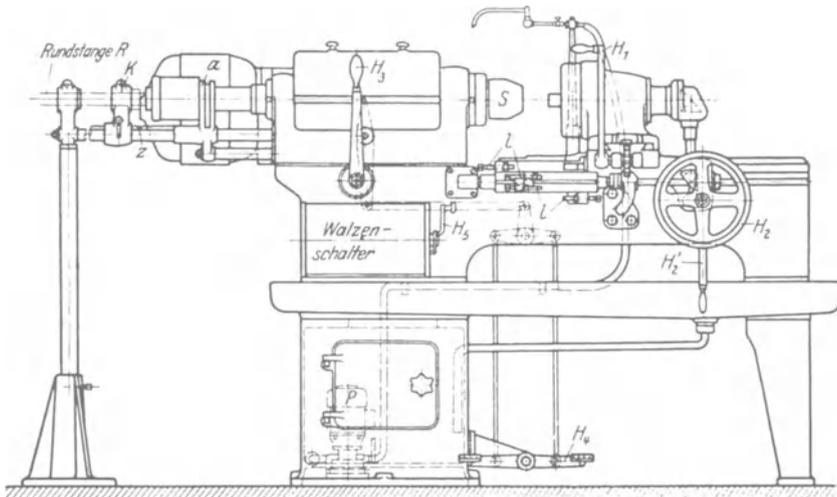


Abb. 220. Revolverdrehbank.

Revolverschlitten ist dabei mit dem Handrade H_2 oder Handhebel H_2' längs und mit H_1 quer zu steuern. In beiden Richtungen sind seine Wege entsprechend den vorgeschriebenen Maßen durch Anschläge festgelegt. Die Queransschläge legen die Drehdurchmesser fest (Abb. 216) und die Längsansschläge l , die sich mit dem Umlegen des Kopfes einstellen, die Drehlängen (Abb. 220).

Bei Futterarbeiten wird das Gußstück in ein Backenfutter

den Querschlitten *A* zum Abstechen. Ist das fertige Werkstück abgestochen, so wird das Spannschloß durch die Leiste *1* der Spanntrommel *II* gelöst, die Rundstange durch die Leiste *1* der Vorschubtrommel *I* vorgeschoben und durch die Leiste *2* der Spanntrommel wieder festgespannt. Steuerleiste *2* an *1* schiebt die Zahnstange in Abb. 219 wieder zurück. Beobachtet man einen Automaten, so ist es, als wenn ein „eiserner Mensch“ arbeitete.

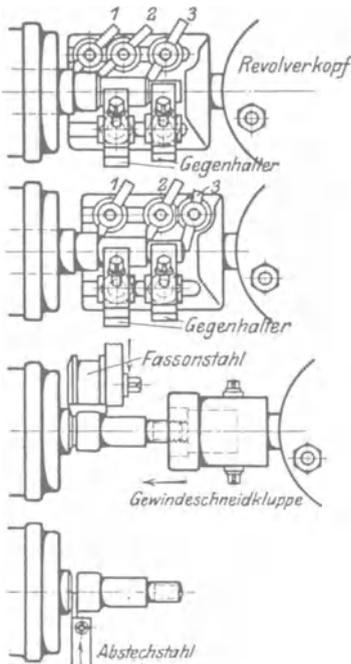


Abb. 222 bis 225. Fertigung einer Schraube auf Automaten.

V legt ihn um, so daß nunmehr die Schlichtstähle *1*, *2* und der Formstahl *3* zum Ankuppen arbeitsbereit stehen. Während dieser



Abb. 226. Werkzeugkopf des Gridley-Automaten.

Zeit ist wieder der Leerlauf von *w* eingeschaltet. Das gleiche Spiel wiederholt die Maschine mit den nächsten Leisten an *V* beim Schlichten des Schraubenbolzens, indem der Revolverkopf mit den 3 Schlichtstählen vorgeht. In gleicher Weise spielt sich auch das Gewindeschneiden ab, bei dem der Revolverkopf mit der Kluppe nach *1* vorgeschoben wird. Bevor jedoch die Kluppe angreift, schaltet die Trommel *III* am Spindelstock den langsamen Gewindeschneidgang d_2 ein. Gleichzeitig setzt die Trommel *IV* den Querschlitten *F* zum Ausfasen des Schraubenkopfes an und holt ihn wieder zurück. Ist das Gewinde

Soll die Schraube in Abb. 222 bis 225 hergestellt werden, so öffnet die Spanntrommel *II* mit ihrer Leiste *1* und der Muffe *a* das Spannschloß und die Vorschubtrommel *I* schiebt mit *1* die Rundstange auf passende Länge vor. Mit der Gegenleiste *2* spannt *II* die Stange fest und *I* holt mit *2* die Zahnstange zurück. Unterdessen setzt die Revolvertrommel *V* ein. Sie schiebt nach Abb. 222 den Revolverkopf mit *3* Schruppstählen nach *1* zum Heraus-schälen der Schraube vor. Kurz bevor die Maschine den Schnitt ansetzt, schaltet sie die Steuerwelle *w* aus dem schnellen Leerlauf auf den langsamen Arbeitsgang um. Nach beendetem Schnitt holt das Gewicht den Revolverkopf nach *2* zurück, und die Gegenleiste *2* an

geschnitten, so schaltet die Trommel *III* den schnellen Drehgang wieder ein; der Revolverkopf geht zurück, und die Trommel *IV*

geschnitten, so schaltet die Trommel *III* den schnellen Drehgang wieder ein; der Revolverkopf geht zurück, und die Trommel *IV*

schiebt den Abstechschlitten *A* vor, der die fertige Formschraube absticht.

Der Stangenautomat in Abb. 221 ist im wesentlichen eine Revolverbank, bei der die Handsteuerung des Revolverschlittens, der Querschlitten, der Spindelgeschwindigkeiten und des Stangenvorschubes durch eine Selbststeuerung ersetzt ist. Er stellt daher eine selbsttätige Revolverbank dar.

Die selbsttätige Formdrehbank hat an Stelle des Revolverkopfes einen einfachen Werkzeugschlitten und im Spindelstock keinen Linkslauf fürs Gewindeschneiden. Sie ist daher für einfache Arbeitsformen gebaut.

Die Automaten der Bauart Brown und Sharpe haben vorn einen um eine waagerechte Achse schwingenden Revolverkopf, so daß die Werkzeuge nicht an die Querschlitten stoßen. Neben der Hauptsteuerwelle ist eine Hilfssteuerwelle angeordnet, die alle Leerbewegungen viel schneller steuert und dann wieder aussetzt. Von der Hauptsteuerwelle werden daher nur die Schnitte hergeleitet. Mit dieser Anordnung ist eine größere Leistung verbunden.

Der „Cleveland-Automat“ hat die Steuerwelle hinter der Maschine liegen. Das Bett wird dadurch widerstandsfähiger, weil die Steuertrömmeln es nicht mehr durchbrechen. Die Revolvertrommel sitzt nicht auf der Steuerwelle, sondern neben dem Revolverkopf. Sie macht bei jedem Vor- und Rücklauf des Revolverkopfes einen Umlauf, die Steuerwelle dagegen bei jedem fertigen Arbeitsstück.

Der „Gridley-Automat“ leitet alle Schaltungen von einer Steuerwelle unter der Maschine ab, nur der Revolverkopf wird vom Deckenvorgelege gesteuert. Seine Eigenart besteht in einem Vierkant, auf dessen Seitenflächen 4 Werkzeugschieber geführt sind. Von ihnen macht nur der in der Arbeitsstellung befindliche Schieber seinen Vor- und Rücklauf, während die anderen in der Anfangsstellung stehen bleiben (Abb. 226).

β) Die Halbautomaten.

Die Vollautomaten arbeiten von der Stange. Dabei wird nach dem Abstechen des fertigen Arbeitsstückes die Rundstange immer wieder vorgeschoben. Die Halbautomaten sind für Futterarbeiten bestimmt, z. B. für das selbsttätige Bearbeiten von Guß- oder Schmiedestücken, die in ein Spannfutter der Drehspindel gespannt werden (Futterautomaten). Bei den Halbautomaten werden daher nur Revolverkopf, Querschlitten und Spindeltrieb von der Steuerwelle *w* bedient, so daß die Trommeln *I*, *II* fehlen können. Die Werkstücke werden dagegen mit der Hand ein- und abgespannt. Hierzu werden die Halbautomaten mit einem Hand- oder Selbstausrücker jedesmal stillgesetzt. Da Guß- und Schmiedestücke größere Unterschiede in den Durchmessern aufweisen, so haben die Halbautomaten eine größere Anzahl Spindel- und Vorschubgeschwindigkeiten und eine viel kräftigere Bauart als Stangenautomaten. Ein bekannter Halbautomat ist der von Potter und Johnston mit Einscheibenantrieb für die Arbeitsspindel und Räderkasten für die Vorschübe des Revolverkopfes. Die Querschlitten arbeiten unabhängig

von einander. Nach beendeter Arbeit schaltet der Halbautomat selbst aus.

Der Fay-Halbautomat ist eine Spitzendrehbank, bei der man die Bolzen mit der Hand einspannt. Die Werkzeuge in dem vorderen und hinteren Werkzeugschlitten werden längs und quer durch Steuertrommeln vorgeschoben und zurückgeholt.

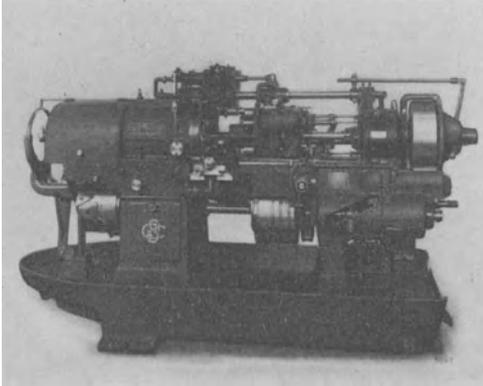


Abb. 227. Schütte-Vierspindelautomat.

jedem Werkzeuge des Revolverkopfes eine Rundstange gegenübersteht, so daß alle Werkzeuge zugleich vorgehen und arbeiten können.

Der Vierspindelautomat, Acme-Bauart, (Abb. 227) hat daher in der Spindeltrommel die 4 Drehspindeln I—IV zum Durchstecken und

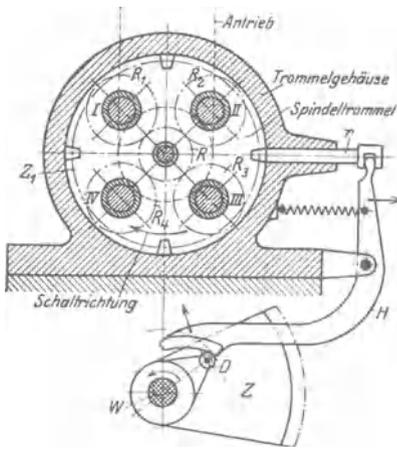


Abb. 228. Mehrspindelautomat. Umschalter und Verriegelung der Spindeltrommel.

γ) Die Mehrspindel-Vollautomaten.

Der Einspindelautomat verlangt, daß der Revolverkopf so oft vorgeschoben wird, wie es die Arbeitsfolgen fordern. Die Leistung des Automaten würde jedenfalls vervielfacht, wenn mit jedem Hub des Revolverkopfes ein Arbeitsstück fertig würde. Dieser Gedanke setzt voraus, daß

jedem Werkzeuge des Revolverkopfes eine Rundstange gegenübersteht, so daß alle Werkzeuge zugleich vorgehen und arbeiten können. Der Vierspindelautomat, Acme-Bauart, (Abb. 227) hat daher in der Spindeltrommel die 4 Drehspindeln I—IV zum Durchstecken und Festspannen der Rundstangen (Abb. 228 u. 229). Die vier Spindeln erhalten von dem Mittelrade R über die Triebe $R_1—R_4$ die Hauptbewegung. Bei dem Rückgang der Werkzeuge muß die Trommel entriegelt und umgeschaltet werden, damit die Stangen vor die nächsten Werkzeuge kommen. Diese Schaltungen werden von der Steuerwelle W ausgeführt, die unten im Bett liegt. Das Entriegeln besorgt der Daumen D mit dem Hebel H , der den Riegel r auslöst. Mit dem Entriegeln kommt der Zahnbogen Z mit dem Zahnkranz Z_1 der Trommel in Eingriff und legt sie um 90° um. Der Riegel r springt hierauf unter Federdruck in die neue Sperre ein.

Den Drehspindeln gleichachsig gegenüber steht der Werkzeugkopf mit den 4 Werkzeugspindeln W_I bis W_{IV} (Abb. 230 u. 231). Die Vorschubtrommel I schiebt bei jeder Umdrehung den Werkzeugkopf zum

Arbeiten langsam vor und holt ihn schnell zurück. Die Steuerdaumen *IIa* und *IIb* bedienen die Querschlitten *F* und *A*, und die Trommel *III* bewirkt den Stangenvorschub an der Spindel *IV*. Der Vierspindel-automat kann auch vielgestaltete Formstücke drehen. Außer den Kopfwerkzeugen müßten hierzu an den Stangen *I* und *II* die

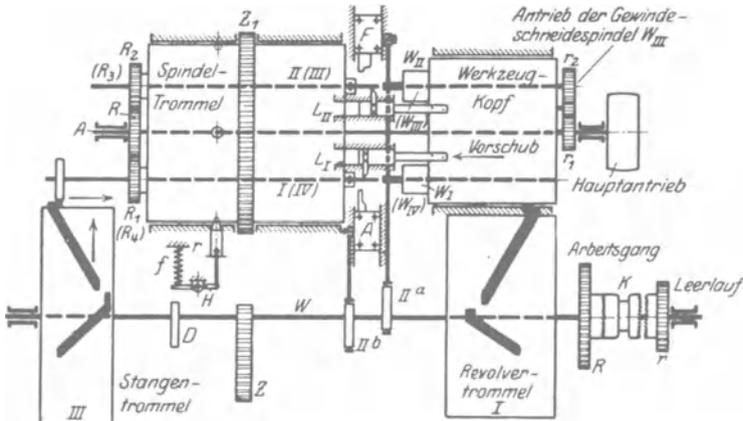


Abb. 229. Plan des Vierspindlers.

Werkzeuge *L_I* und *L_{II}* langdrehen und an den Stangen *III* und *IV* diejenigen *A* und *F* querdrehen. Der Automat würde somit gleichzeitig mit 8 Werkzeugen oder Werkzeuggruppen arbeiten können¹.

Die Arbeitsweise eines Vierspindelautomaten geht aus den Abb. 232 bis 235 hervor. Die Stange *I* wird vom Werkzeugkopf mit den

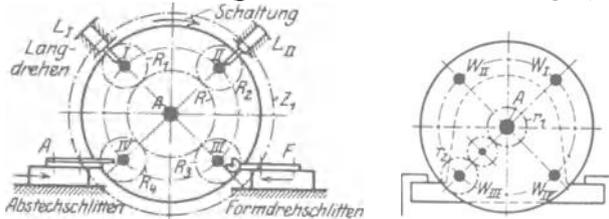


Abb. 230 u. 231. Anordnung der Werkzeuge.

Werkzeugen *W_I* vorgebohrt, außen abgefast und mit *L_I* langgedreht. Stange *II* wird mit *W_{II}* nachgebohrt und innen abgefast (*L_{II}* ausgeschaltet). An Stange *III* wird Gewinde geschnitten und gleichzeitig vom hinteren Querschlitten *F* die Kopfform gedreht. Beim Gewindeschneiden läuft *W_{III}*, durch *r₁* angetrieben, mit, so daß die Kluppe nur mit dem Geschwindigkeitsunterschied schneidet. An *IV* sticht *A* das fertige Stück ab, und Trommel *III* schiebt die Stange auf passende Länge vor. Nach dem Zurückholen des Werkzeugkopfes löst der Daumen *D* mit *H* den Riegel *r* aus, und der Zahnbogen *Z* schaltet die Trommel um,

¹ In Abb. 229 sind *L_I* und *L_{II}* mit Absicht nach der Gegenseite verlegt.

so daß Stange *I* vor die Werkzeuge W_{II} kommt usw. Jede Stange macht also einen Kreislauf zu den einzelnen Werkzeugen, und mit jedem Vorgehen des Werkzeugkopfes wird bei *IV* ein fertiges Stück abgestochen. Die Leistung eines Vierspindlers ist etwa die $2\frac{1}{2}$ bis 3fache des Einspindlers. Die Herstelldauer richtet sich allgemein nach dem längsten Arbeitsvorgang, z. B. dem Schruppen, das möglichst zu beschleunigen ist. Für das Einrichten der Automaten wird ein Einstellplan nach Abb. 236 aufgestellt, aus dem für das Arbeitsmuster die Arbeitsgänge für die 4 Spindeln, die Werkzeuge und die Steuerteile zu ersehen sind.

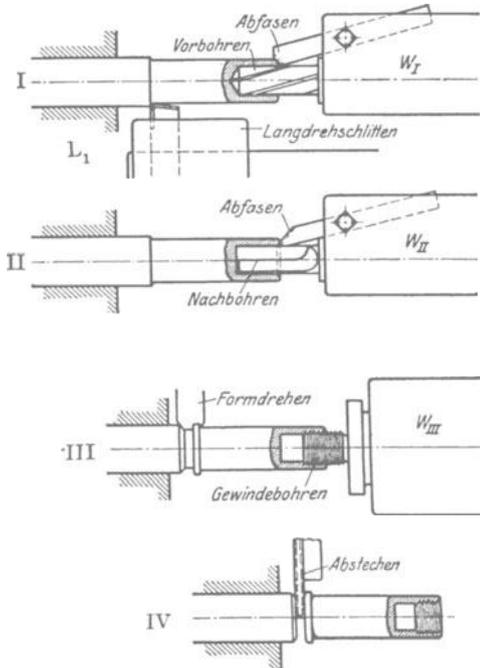


Abb. 232 bis 235. Arbeitsweise eines Vierspindlers.

Den wirtschaftlichen Erfolg der Entwicklungslinie „Drehbank — Revolverbank — Automat“ kennzeichnet folgende Überschlagsrechnung: Gesetzt, für die Fertigung einer Schraube müßten auf der Spitzendrehbank die Werkzeuge fünfmal gewechselt werden, was 5×2 min beanspruchen würde. Beträgt nun die Laufzeit der Maschine 20 min, so wäre die Stundenleistung 2 Schrauben. Bei 90 Pfg. Stundenlohn und 100 vH Betriebsunkosten würde jede Schraube 90 Pfg. in der Fertigung kosten. Bei der Revolverbank wird der fünfmalige Stahlwechsel etwa 3 min und die Schnittzeit etwa 12 min dauern, so daß die Maschine 4 Schrauben in der Stunde liefert. Bei dem obigen Stundenlohn und 150 vH Betriebsunkosten würde jede Schraube 56,3 Pfg. kosten.

Der Einspindelautomat wird auch 4 Schrauben in der Stunde fertigen. Der Arbeiter wird aber 5 Automaten überwachen, so daß jede Schraube an Löhnen nur 4,5 Pfg. kostet. Sind die Betriebsunkosten vielleicht 250 vH, so stellt sich jede Schraube auf etwa 15,75 Pfg. Der Mehrspindelautomat möge 12 Stück leisten, der Arbeiter aber nur 3 Maschinen bedienen, so kommen auf jede Schraube 2,5 Pfg. Löhne. Sind die Geschäftsunkosten 400 vH, so stellt sich jede Schraube auf 12,5 Pfg. Dabei sind die jährlichen Maschinenleistungen 4800—9600—9600—28800 Stück bei 20 vH Zeitverlust.

Die neuere Bauart der Acme-Automaten hat 5 Spindeln und einen Vierkant-Werkzeugkopf nach Gridley, der durch eine Steuertrommel vorgeschoben und zurückgeholt wird.

Der Gridley-Vierspindler ist dadurch gekennzeichnet, daß der Vierkant-Werkzeugkopf auf einer schaftartigen Verlängerung der Spindeltrommel geführt ist. Durch diese Anordnung ist ein dauerndes Fluchten der Werkzeuge mit den Spindeln gesichert.

Die jüngste Entwicklung des Mehrspindlers stellt der Davenport-

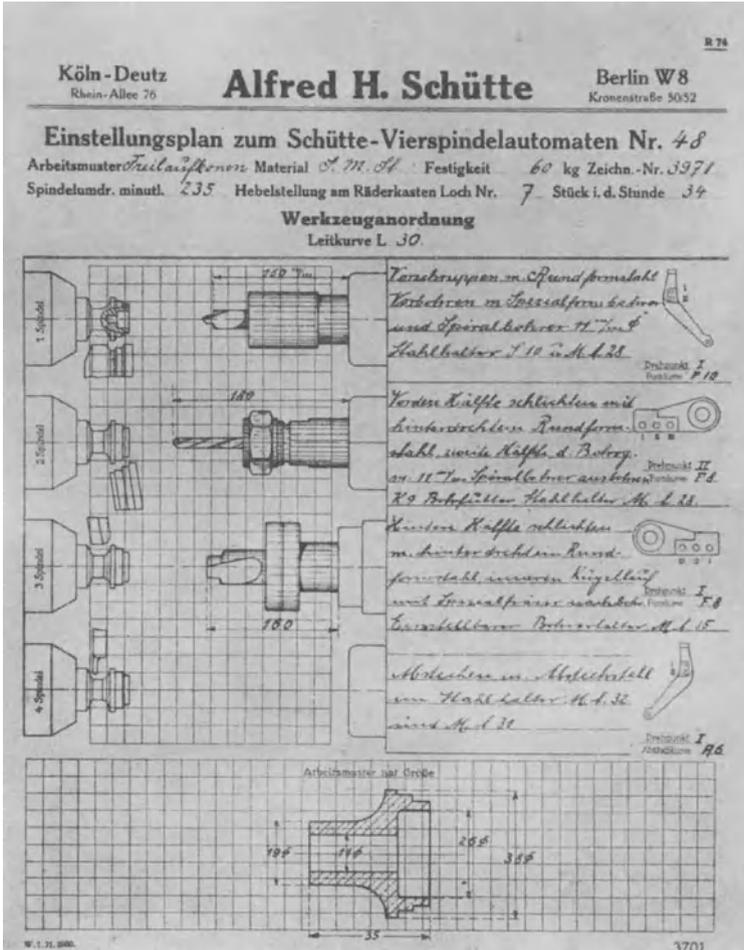


Abb. 236. Einstellplan für den Schütte-Vierspindelautomaten.

Fünfspindler dar. Bei dem Acme- und Gridley-Automaten müssen alle Werkzeuge den für den längsten Arbeitsgang erforderlichen Arbeitsweg zurücklegen, da sie gemeinsam vorgeschoben werden. Mit dieser Arbeitsweise sind Zeitverluste verbunden, so daß der Vierspindler nur die 2½ bis 3fache Leistung des Einspindlers aufweist. Bei dem Davenport-Automaten werden die Werkzeuge unabhängig durch Steuer-

leisten vorgeschoben, die den verschiedenen Arbeitswegen angepaßt sind. Wie bei der Bauart Brown und Sharpe steuert eine Hauptwelle alle Vorschübe für die Schnitte und eine schnellaufende Hilfswelle alle Schaltungen beim Leerlauf.

Bemerkenswert in seiner vielseitigen Arbeitsweise ist der Lester-Dreispindler, der mit 6 Werkzeugspindeln ausgerüstet ist. Die Arbeitsspindeln können entweder um 60° oder 120° weitergeschaltet werden. Bei vielgestalteten Werkstücken stellt man die Schaltung auf 60° ein, so daß 6 Werkzeuge nacheinander zum Angriff kommen. Bei einfachen Arbeitsstücken, Schrauben, läßt man den Automaten um 120° schalten, sobald 3 Werkzeuge ausreichen. Auf dem Lester-Automaten kann man auch 3 gleiche Werkstücke zugleich bearbeiten. Die 3 Arbeitsspindeln gehen hierzu vor und zurück, schalten um 60° und gehen von neuem vor und zurück. Auf diese Weise lassen sich 3 Stücke mit je 2 Werkzeugen schrumpfen und schlichten. Zum Formdrehen und Abstechen stehen 3 Querschlitten verfügbar.

Mit den neuen Sechsspindlern wird die Zahl der gleichzeitigen Arbeitsvorgänge natürlich erhöht und somit die Fertigung vielgestalteter Stücke gefördert.

d) Die Mehrspindel-Halbautomaten.

Die Einspindel-Halbautomaten müssen für das Ein- und Abspannen der Werkstücke jedesmal stillgesetzt werden. Diese Umspannzeit geht der Maschine für das Arbeiten verloren. Rechnet man für das Umspannen

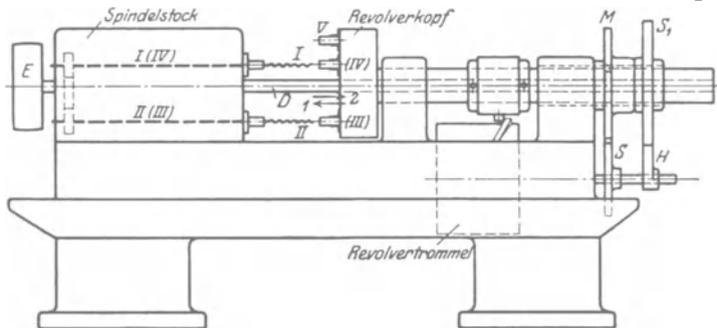


Abb. 237. Vierspindel-Halbbauautomat.

nur 1 min, so würde der Zeitverlust bei 60 maligem Wechsel 1 h sein. Will man diese Zeit ausnutzen, so muß auch der Halbbauautomat mit mehreren Werkzeugen an mehreren Werkstücken zugleich arbeiten, während an der Ladestelle ein fertiges Stück abgespannt und ein neues eingespannt wird.

Der Vierspindel-Halbbauautomat, Bauart Prentice (Abb. 237), hat daher in einem feststehenden Spindelstock 4 Spindeln mit Werkzeugen für das Drehen, Bohren, Fasen und Gewindeschneiden. Der umschaltbare, waagerechte Revolverkopf hat 5 Löcher für die Spannfutter der 5 Werkstücke. Die Revolvertrommel schiebt den Revolverkopf mit 4 Werkstücken den 4 Werkzeugspindeln zu, während der Arbeiter an der Ladestelle V ab- und einspannt. Holt die Revolvertrommel den Revolverkopf schnell zurück,

so entriegelt der Daumen D mit dem Hebel H die Sperrscheibe S_1 . Die Sichelscheibe S ist inzwischen mit dem Anfangspunkt ihres Hohlbogens nach der Mitte gekommen (Abb. 238). Der Arm C faßt jetzt mit der Rolle r in den Schlitz des Maltheserkreuzes M und schaltet den Revolverkopf auf dem Wege AB um, so daß jedes Stück vor die nächste Werkzeugspindel kommt. Hierauf schnappt H wieder ein und S sperrt wieder M , sobald der Endpunkt des Hohlbogens nach der Mitte gelangt ist.

Die Arbeitsweise ist folgende (Abb. 239 bis 242): In den Spannfuttern I bis IV sind in der Bearbeitung begriffene Ventilkörper eingespannt. Der Revolverkopf geht mit 4 Ventilen gegen die Werkzeuge vor. Die Spindel I bohrt und dreht vor, II bohrt und dreht nach, III senkt das Loch ein und bricht die Kanten, während IV Gewinde schneidet. Unterdessen spannt der Arbeiter an dem Loch V ein fertiges Stück gegen ein neues um. Bei dem doppelseitigen Prentice-Halbautomaten steht der Revolverkopf beim Arbeiten fest, während die Werkzeugspindeln von beiden Seiten vorgehen.

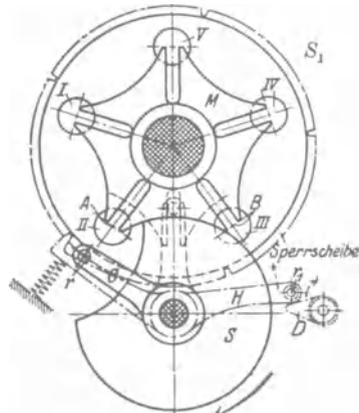


Abb. 238. Umschalter und Verriegelung des Kopfes.

Der New-Britain-Futterautomat arbeitet nach demselben Grundsatz. Seine Eigenart liegt darin, daß die Spannfutter des Revolverkopfes mit Druckluft geöffnet und geschlossen werden.

Der große New-Britain-Futterautomat hat dieselbe Arbeitsweise, jedoch mit dem Unterschiede, daß die Arbeitsstücke die Hauptbewegung ausführen. Die 6 Arbeitsspindeln tragen die Spannfutter für die Werkstücke. 5 Werkzeugspindeln gehen zum Arbeiten vor, während man an der Ladestelle das Spannfutter mit Preßluft betätigt. Die Hauptbewegung der Werkstücke hat den Vorteil, daß man auch mit Querschlitten arbeiten kann, so daß die Arbeitsweise vielseitiger ist.

Der Wanner-Halbautomat hat 8 Arbeitsspindeln, die senkrecht um eine Säule angeordnet sind und sich wie Bohrspindeln senkrecht verschieben lassen. Unter den 8 Werkzeugspindeln stehen 8 Spannfutter, die von einem gemeinsamen Antrieb die Hauptbewegung erhalten. Nach jedem Arbeitsgang werden sie im Sinne der Abb. 230 und 231 weitergeschaltet, so daß jedes Werkstück nacheinander zu jedem Werkzeuge kommt. Alle Vorschübe und Schaltungen erfolgen mit Druckwasser. Für Planarbeiten lassen sich die einzelnen Spindeln auch um die Säule schwenken. Nach dem gleichen Grundsatz ist auch der Bullard-Halbautomat für größere Werkstücke gebaut.

1) Die Kurbelzapfendrehbank.

Die Kurbelzapfendrehbank (Abb. 243) ist eine Werkzeugmaschine zum Drehen der Kurbelzapfen an gekröpften Kurbelwellen. Diese Arbeit

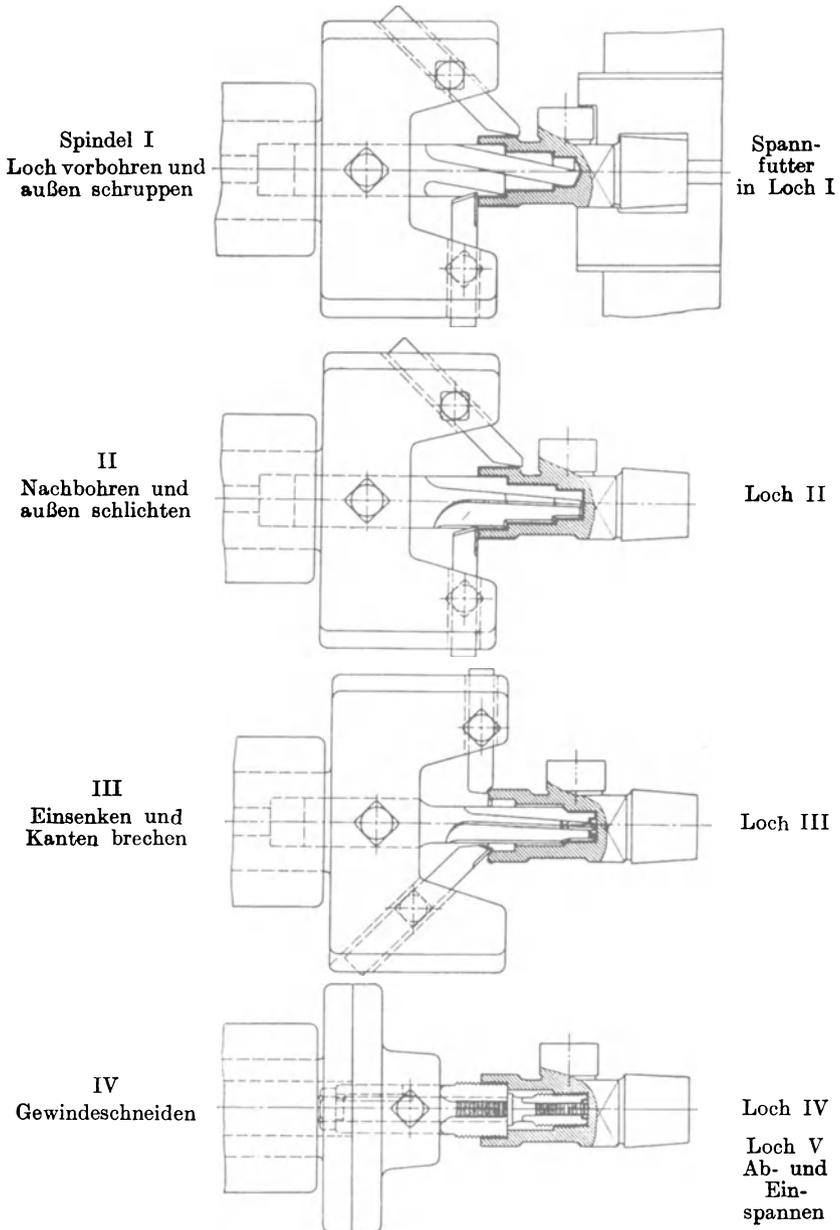


Abb. 239 bis 242. Bearbeiten eines Ventilkörpers. I. Einspannung.

Die Kurbelarmdrehbank, Patent Moll (Abb. 244), bearbeitet den Kurbelarm in der Weise, daß für die gerade Seitenfläche $A \div B$ des Armes die rechtslaufende Kurbel K mit der Schubstange S das Drehwerk G auf dem Bettschlitten nach links verschiebt. In dem Punkte B schaltet die Maschine den Kurbelantrieb aus und die Drehbewegung des Lauftrings L

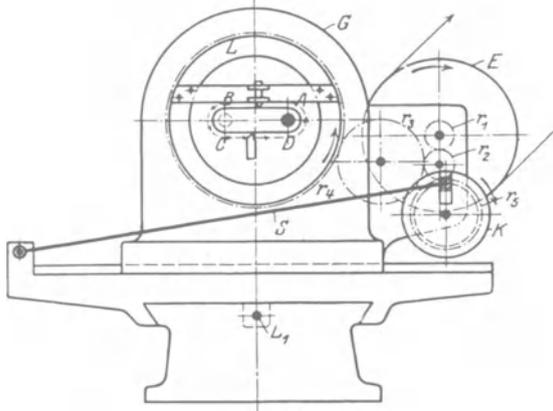


Abb. 244. Kurbelarmdrehbank.

ein, so daß die Rundung BC gedreht wird. In C steht der Lauftring still, die Kurbel geht vom rechten Totpunkt nach dem linken zurück. Dabei verschiebt sie das Drehwerk nach rechts und hobelt die Fläche $C \div D$. Die Rundung DA bearbeitet die Maschine wieder mit dem Lauftring. Die Maschine hobelt und dreht somit abwechselnd. Sollen die Arme ovale Form haben, so arbeitet die Maschine mit beiden Bewegungen zugleich. Für die Breite des Kurbelarmes vollzieht das Drehwerk mit der Leitspindel L_1 den Vorschub auf dem Bett.

B. Die Bohrmaschinen.

Die Bohrmaschinen sind Arbeitsmaschinen, die für das Bohren, Versenken, Aufreiben, Gewindeschneiden usw. gebaut sind.

Nach den Bohrarbeiten unterscheiden wir:

1. Lochbohrmaschinen zum Bohren aus dem Vollen,
2. Ausbohrmaschinen zum Ausbohren vorhandener Löcher.

Die Werkzeuge der Lochbohrmaschinen sind Spiralbohrer und Spitzbohrer, die in die Bohrspindel gesteckt werden. Die Werkzeuge der Ausbohrmaschinen sind die Bohrmesser, die man in einen Bohrkopf oder in eine Bohrstange spannt. Eine scharfe Grenze läßt sich allerdings zwischen Lochbohrmaschinen und Ausbohrmaschinen nicht ziehen.

Nach der Lage der Bohrspindel unterscheiden wir:

1. Senkrechte Bohrmaschinen, die meist Lochbohrmaschinen sind und entweder als Säulen- oder Ständerbohrmaschinen oder auch als Wandbohrmaschinen gebaut werden.
2. Waagerechte Bohrmaschinen, die meist Ausbohrmaschinen sind.

1. Die senkrechten Bohrmaschinen.

Die senkrechten Bohrmaschinen eignen sich besonders für das Lochbohren. Sie haben eine senkrechte Bohrspindel, die den säulen- oder ständerartigen Bau des Gestelles erforderlich macht. Das äußere Kennzeichen ihrer Bauart liegt daher in der Säule oder dem Ständer der Maschine.

a) Die freistehenden Säulenbohrmaschinen.

Nach der allgemeinen Arbeitsweise der Bohrmaschinen hat der Bohrer die Haupt- und Schaltbewegung auszuführen (Abb. 4). Er wird hierzu mit seinem Kegel in die senkrechte Bohrspindel gesteckt, mit der er von oben her bequem an die angekörnten Bohrstellen des Werkstückes angesetzt werden kann. Das Arbeitsstück läßt sich dabei auf dem Bohrtisch mit der Hand rasch ausrichten und festhalten oder mit einer Spannvorrichtung festspannen. In dieser Bedienung liegt eine größere Handlichkeit gegenüber dem Bohren auf der Drehbank. Die Bohrmaschine ist daher bei allgemeinen Bohrarbeiten der Drehbank vorzuziehen. Es läßt sich andererseits nicht verkennen, daß bei der Doppelbewegung der Bohrer sich leichter verläuft, was man namentlich bei dünnen Bohrern beobachten kann. Die Drehbank soll daher zum Bohren herangezogen werden, wenn es sich um besonders genaue Bohrungen und um tiefe Löcher handelt oder wenn an Drehkörpern außer Dreharbeiten noch Bohrarbeiten zu verrichten sind, so daß man das Umspannen spart.

Die Bohrspindel ist der wichtigste Einzelteil einer Bohrmaschine. Ihre Aufgabe ist eine doppelte. Sie hat bekanntlich dem Bohrer die kreisende Hauptbewegung und den geraden Vorschub zu erteilen. Zum Unterschied von der Dreh- und Frässpindel muß sie daher in ihren Lagern verschiebbar sein. Dadurch wird zwar die genaue Führung der Spindel erschwert, doch darf nicht vergessen werden, daß sich die Spiralbohrer im Werkstück selbst führen. Aus diesem Grunde verzichtet man meist auf eine nachstellbare Lagerung der Spindel im Sinne der Abb. 148. Für den geraden Vorschub ist in Abb. 245 auf den Schaft der Bohrspindel eine Zahnstangenhülse gesteckt. Mit ihr läßt sich die Spindel in dem Lager des Bohrschlittens führen und mit einer Mantel-

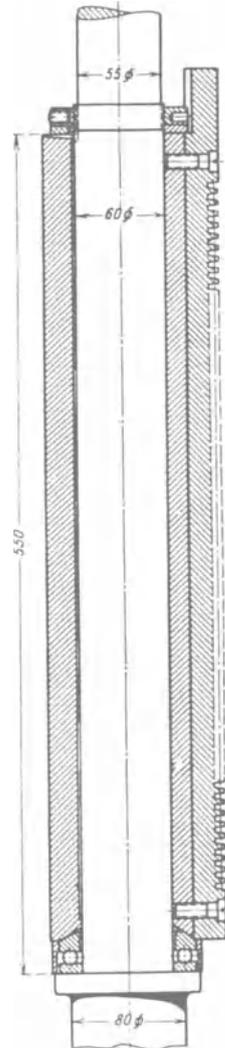


Abb. 245. Bohrspindel.

klemmung genügend genau einstellen (Abb. 251). Die Zahnstangenhülse stützt sich unten auf das Kugellager am Spindelkopf und oben gegen den Fiberring oder ein Kugellager und Ringmutter. Beim Bohren wird daher der Bohrdruck von dem Kugellager aufgenommen und beim Abfräsen von Putzen von der

Ringmutter, vorausgesetzt, daß dabei die Spindel hochgezogen wird. Die Ringmutter ist gegen Schlagen der Spindel so weit anzuziehen, daß kein Spiel im Lager vorhanden ist. Die Schmierung der Spindel läßt sich durch eine schleifenartige Ölnut besonders wirksam gestalten. Das Öl bewegt sich hierin in der einen Nut nach unten und steigt in der Gegenschleife hoch.

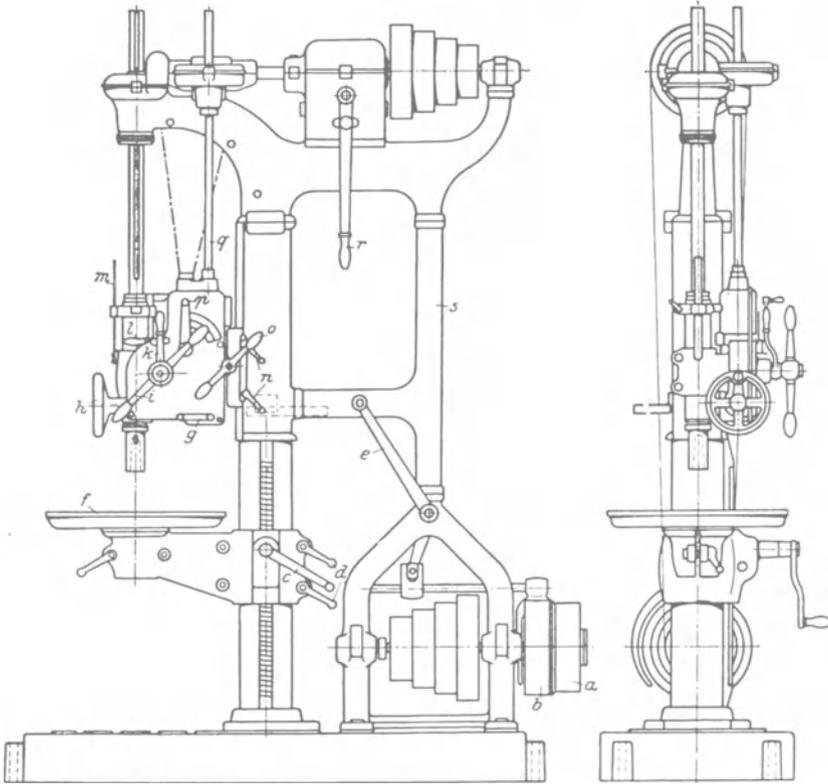


Abb. 246 u. 247. Freistehende Säulenbohrmaschine der Webo-Erkrath.

| | | |
|-------------------------|-------------------------------------|--|
| <i>a</i> = Losscheibe | <i>g</i> = Ausrücker für Selbstgang | <i>n</i> = Klemmgriff |
| <i>b</i> = Festscheibe | <i>h</i> = Handvorschub | <i>o</i> = Griff zum Einstellen des Bohrschlittens |
| <i>c</i> = Tischwinde | <i>i</i> = Schaltgriff | <i>p</i> = Ziehkeil |
| <i>d</i> = Klemmgriffe | <i>k</i> = Ausrücker | <i>q</i> = Zugspindel |
| <i>e</i> = Riemenrücker | <i>l</i> = Selbstausrücker | <i>r</i> = Vorgelegehebel |
| <i>f</i> = Drehtisch | <i>m</i> = Maßstab | <i>s</i> = Strebe |

Der Antrieb der Bohrspindel ist so einzurichten, daß die Leistung der Maschine bei allen Lochdurchmessern und Werkstoffen voll ausgenutzt werden kann. Dies erfordert wiederum einen Stufenscheiben- oder Stufenräderntrieb.

Der Stufenscheibenantrieb ist wegen der senkrechten Bohrspindel wie in Abb. 246 u. 247 auszuführen. Der Deckenriemen treibt auf Scheibe *b* das Fußvorgelege, von dem aus durch einen Stufenriemen über zwei ausrückbare Vorgelege im Räderkasten die Bohrspindel mit

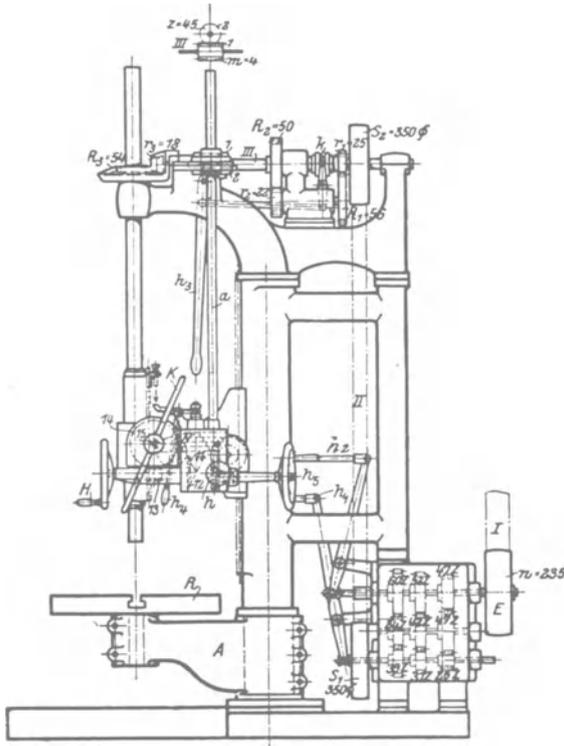


Abb. 249. Freistehende Säulenbohrmaschine.
Antriebscheibe 300 Ø, 100 mm breit.

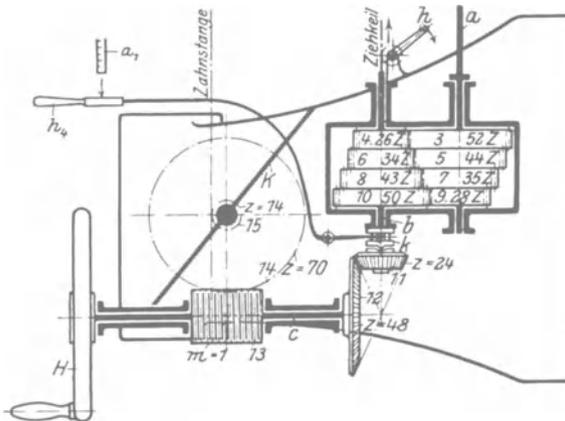


Abb. 250. Steuerung einer Bohrmaschine. (Zahnrad 15 hat $m = 3$.)

diesem Antrieb stehen daher 2×9 Geschwindigkeiten zur Auswahl, die sich mit 3 Handgriffen vom Arbeitsstande rasch schalten lassen.

Die Vorschubsteuerung der Bohrmaschine muß gestatten:

1. den Bohrer rasch an das Werkstück grob anzustellen und nach dem Bohren hochzuschlagen;
2. den Bohrer an die angekörnte Bohrstelle fein anzustellen;
3. den Bohrvorschub mit einem Handrade oder durch die Maschine selbst zu steuern;
4. den Vorschub der Härte des Werkstückes anzupassen und
5. für das Bohren gleicher Tiefen den Vorschub an der Bohrgrenze selbsttätig auszurücken.

Diese verschiedenen Bedingungen sind in Abb. 250 wie folgt gelöst. Der Selbstgang der Steuerung wird nach Abb. 249 durch das Schnecken-

getriebe 1, 2 von der Antriebswelle III hergeleitet.

Die senkrechte Steuerwelle *a* treibt über das Ziehkeilgetriebe 3—10 und die Kegelräder 11, 12 die Schneckenwelle *c*. Das Schneckengetriebe 13/14 erzeugt mit dem Zahnstangengetriebe 15 den selbsttätigen Vorschub der Bohrspindel. Die Größe dieses Vorschubes wird mit dem Ziehkeilgetriebe gewechselt, dessen Ziehkeil in der Welle *b* sitzt und

mit der Kurbel *h* verstellt werden kann. Beim Bohren mit der Hand ist das Handrad *H* zu steuern, mit dem sich auch der Bohrer fein einstellen läßt. Es setzt allerdings voraus, daß der Selbstgang der Steuerung ausgeschaltet wird. Hierzu ist das Kegelrad 11 mit dem Handgriff *h*₄ und der Kupplung *k* zu entkuppeln. Das Ansetzen und Hochschlagen des Bohrers soll mit dem Handgriff *K* geschehen. Um *K* benutzen zu können, muß vorher das Schneckengetriebe ausgeschaltet werden. Dieses geschieht in Abb. 251 durch Entkuppeln des Schneckenrades 14, indem man durch Vorziehen des Handgriffs *K* die Kupplung *k*₁ ausrückt. Man kann also mit demselben Griff entkuppeln, ansetzen oder hochschlagen und wieder einkuppeln.

In ähnlicher Weise ist die Steuerung in Abb. 248 eingerichtet. Sie wird durch die Vorgelege 1—4 von der Bohrspindel angetrieben. Mit *h*₆ lassen sich die 4 Vorschübe schalten und mit *h*₅ der Selbstgang ein- und ausrücken. Mit *h*₄ stellt man den Bohrer fein ein und bohrt das Loch an und mit *h*₃ schlägt man, wie oben, den Bohrer hoch oder setzt ihn an.

Die Selbstausrückung des Vorschubes besorgt in Abb. 248 u. 250 der Anschlag *a*₁, indem er an der Bohrgrenze die Kupplung *k* ausrückt.

Der Bohrtisch dient als Auflage oder zum Festspannen des Werkstückes mit einem Schraubstock. Um das festgespannte Werkstück mit

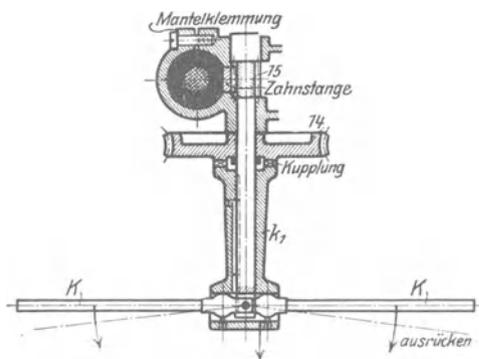


Abb. 251. Ausrücker für den Selbstgang.

der angekörnten Bohrstelle genau unter den Bohrer bringen zu können, muß der Bohrtisch aus einem drehbaren Rundtisch R bestehen, der sich mit dem Arm A um die Säule schwenken läßt. Mit dem Ausschwenken des Tisches ist auch die Möglichkeit geboten, größere Werkstücke auf die Grundplatte zu legen (Abb. 249).

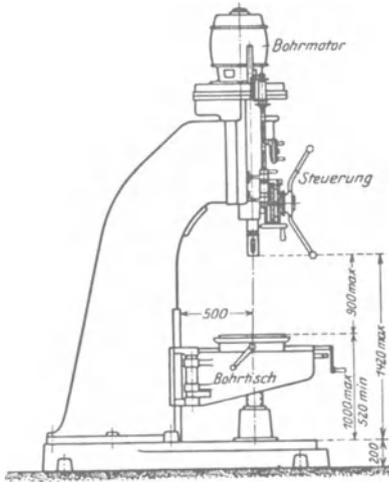


Abb. 252. Ständerbohrmaschine.

Die Wandbohrmaschine wird mit einer Wandplatte an der Wand und die Säulenbohrmaschine mit Flanschen an einer Säule der Werkstatt befestigt.

b) Die Ständerbohrmaschine.

Die Ständerbohrmaschine hat als äußeres Kennzeichen einen Kastenständer nach Abb. 70 bis 80. Der Spindeltrieb wird dabei von einem Räderkasten auf der Grundplatte hergeleitet oder von dem im Ständer eingebauten Stufenräderwerke oder gar von einem senkrechten Stufenmotor als Bohrmotor (Abb. 252). Der Bohrtisch besteht aus einem ausschwenkbaren Winkeltisch mit Längs-

c) Die Radial- oder Auslegerbohrmaschinen.

Bei der Säulenbohrmaschine muß das Werkstück zum Bohren mehrerer Löcher jedesmal verlegt werden, weil die Bohrspindel festliegt.

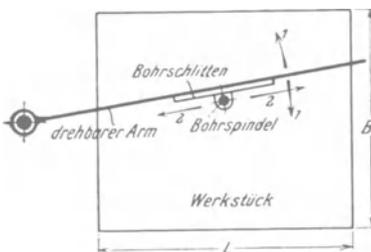


Abb. 253. Einstellbarkeit der Auslegerbohrmaschine.

Diese Maschine ist daher vorwiegend für kleine und leichte Werkstücke gebaut, die man bequem mit der Hand verschieben kann. Sind mittlere und schwere Werkstücke an verschiedenen Stellen zu bohren, so ist es wirtschaftlicher, die Maschine so einzurichten, daß man mit ihr den Bohrer an die verschiedenen Bohrstellen bringen kann. Das schwere Werkstück braucht daher nicht verlegt zu werden.

Diese Aufgabe erfordert nach Abb. 253 und 254 in dem Aufbau der Maschine zwei Einstellbewegungen für die Bohrspindel:

1. ein seitliches Ausschwenken nach 1 für die Breite B des Werkstückes,
2. ein Verschieben in der Mittenrichtung 2 für die Länge L ,

3. Ein Hoch- und Tiefstellen des Bohrtisches für mittelgroße Werkstücke.

Durch diese dreifache Einstellbarkeit der Maschine kann das Werkstück grob an den Bohrer und der Bohrer nach jeder Stelle der Oberfläche des Arbeitsstückes gebracht werden. Dieser Grundgedanke ist in der kleinen Radial- oder Auslegerbohrmaschine in Abb. 254 verkörpert.

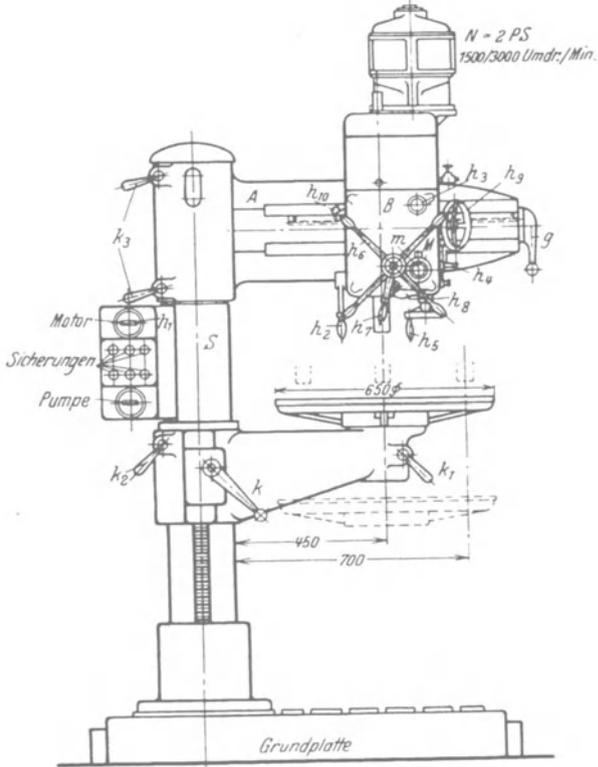


Abb. 254. Kleine Auslegerbohrmaschine (Reinhold-Gera.)

Der Ausleger A ist mit dem Griff g um das Haupt der Säule S nach 1 schwenkbar, sobald man die Klemmgriffe k_3 löst. Mit dem Handrade h_9 läßt sich der Bohrschlitten B auf dem Ausleger nach 2 verschieben und mit dem Griff h_{10} festklemmen. Den Bohrtisch kann man mit der Kurbel k nach 3 hoch- und tiefstellen und ausschwenken zum Bohren größerer Maschinenteile auf der Grundplatte. Den Antriebs- und Steuerungsplan zeigen die Abb. 255 u. 256. Der Drehstrommotor kann mit dem Polumschalter h_1 auf 1500 oder 3000 Umläufe geschaltet werden. Steht h_2 auf 1, so wird durch die Räderpaare $\frac{R_1}{R_2}, \frac{R_4}{R_5}$ die Bohrspindel an-

getrieben, auf 2, durch die Räder R_1, R_2, R_3 , auf 3, durch die Räderpaare $\frac{R_1}{R_2}, \frac{R_6}{R_7}$. In beiden letzten Schaltungen treibt R_5 auf R_4 , das auf einer Rutschkupplung sitzt.

In der Steuerung kann man mit h_3 den Ziehkeil auf 0,2 oder 0,3 mm Vorschub einstellen, mit h_4 den Selbstgang einrücken, mit h_5 den Bohrer fein einstellen und anbohren, mit h_6 den Bohrer ansetzen und hochschlagen. Bemerkenswert ist der Selbststausrücker. Legt man den Griff h_7 um, so rückt er mit seiner schiefen Ebene die Kuppelung K in das Schneckenrad 10 ein. Wird jetzt die Meßscheibe M auf die Bohrtiefe

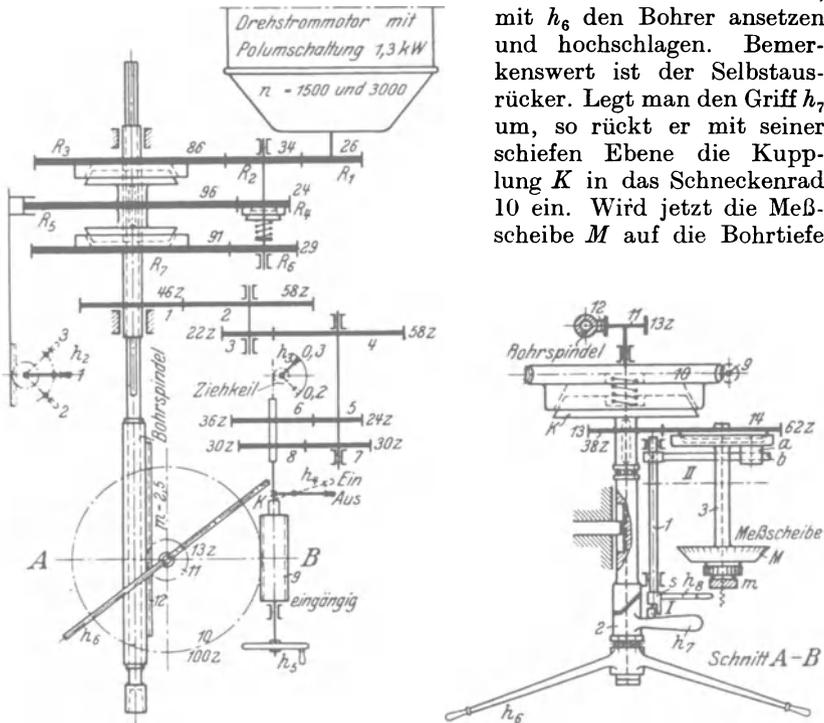


Abb. 255 u. 256. Getriebeplan.

eingestellt und durch Anziehen der Mutter m mit dem Rad 14 gekuppelt, so löst der Anschlag a mit dem Hebel b die Sperrschneiden s aus. Die Feder schiebt die Kuppelung K vor und damit hört der Vorschub auf.

Die Auslegerbohrmaschinen für schwere Werkstücke haben als Kennzeichen einen verstellbaren Ausleger und feststehenden Bohrtisch (Abb. 257). Durch einen Hubmotor auf dem Säulenständer wird der Ausleger gehoben. Bei Platzmangel kann die freistehende Auslegerbohrmaschine auch als Wandbohrmaschine (Abb. 258) ausgebildet werden, indem man den freien Ständer durch eine Wandplatte ersetzt. Wählt man bei den Maschinen einen Drehstrommotor mit Polumschaltung, so kann man beim Gewindeschneiden mit einem Handgriff die Bohrspindel rasch zurücklaufen lassen.

Die einfache Auslegerbohrmaschine in Abb. 257 kann nur senkrecht bohren. Soll sie in allen Richtungen bohren, so muß der Ausleger *A* mit einer Drehscheibe auf dem Ständerschlitzen und ebenso die Bohr-

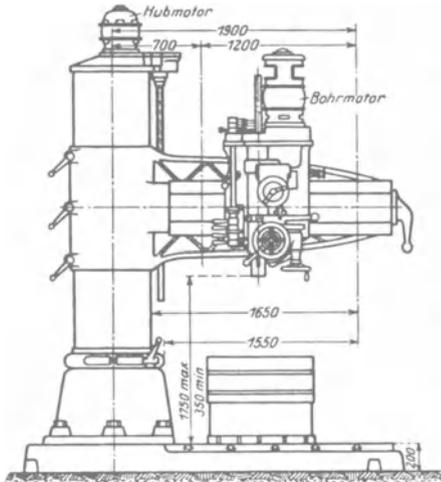


Abb. 257. Freistehende Auslegerbohrmaschine mit Säule.

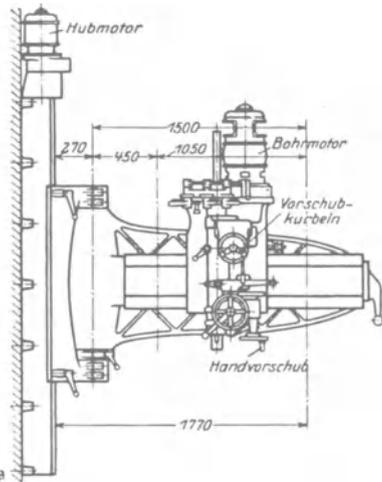


Abb. 258. Wand-Auslegerbohrmaschine.

spindel mit einer Drehscheibe auf dem Bohrschlitten sitzen. Die allgemeine Auslegerbohrmaschine hat daher als Kennzeichen eine fünffache Einstellbarkeit (Abb. 90).

Bei sehr schweren Gußstücken, großen Platten oder Eisenbauten

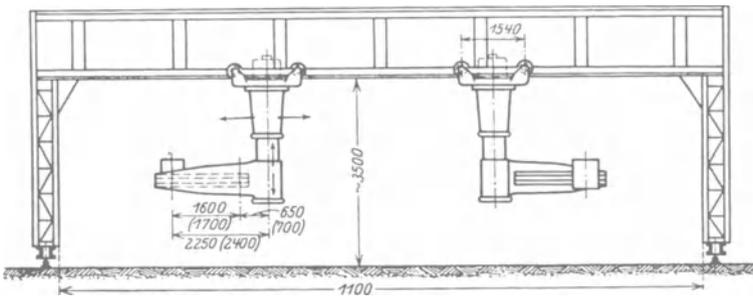


Abb. 259. Fahrbare Torkranbohrmaschine.

wird die Auslegerbohrmaschine mit einem fahrbaren Portal oder einem Torkran ausgerüstet, so daß man sie an die Arbeitsstellen fahren kann (Abb. 259).

d) Die Mehrspindelbohrmaschinen.

Die Mehrspindelbohrmaschinen haben mehrere Bohrspindeln in einer Reihe nebeneinander, so daß man unter derselben

Maschine (Abb. 260 und 261) vorbohren, nachbohren, aufreiben und versenken kann. Haben die Bohrspindeln eine gemeinsame Steuerung mit Umschaltung in den schnellen Rücklauf, so kann man mit ihnen auch Lochreihen bohren — Lochreihenbohrmaschine. Sind die Bohrspindeln auf einem Kreise angeordnet, so lassen sich auf der Maschine die Schraubenlöcher in Flanschen bohren — Flanschenbohrmaschine.

Die Lochreihenbohrmaschinen werden für das Bohren von Paketen von Schiffsblechen nach Abb. 87 u. 88 gebaut, indem man auf dem Querträger die erforderliche Zahl Bohrschlitten anbringt. Die

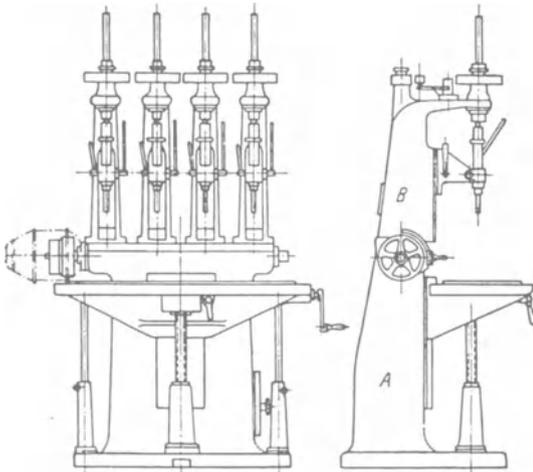


Abb. 260 u. 261. Mehrspindelbohrmaschine.

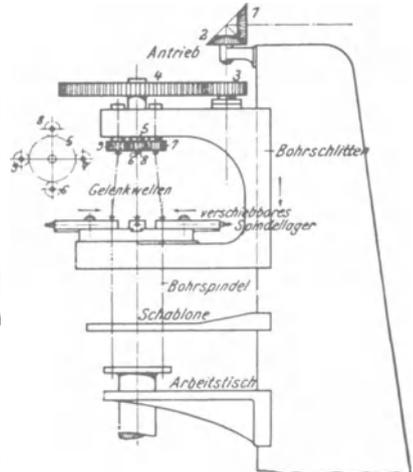


Abb. 262. Flanschenbohrmaschine.

Maschinenfabrik Schieß-Defries, A.-G., Düsseldorf, baute eine derartige Vielspindelbohrmaschine mit 32 Spindeln.

Die Flanschenbohrmaschinen (Abb. 262) haben einen Spindelkorb, an dem sich die Spindeln mit je einem Schieber auf den Schraubenkreis einstellen lassen. Der Antrieb der Spindeln erfolgt wie bei dem Vierspindelautomaten durch ein Mittelrad 5, mit dem die einzelnen Räder der Spindeln kämmen. Die Einstellbarkeit der Bohrspindeln verlangt hier Gelenkwellen. Mit einem Gang bohrt die Maschine daher sämtliche Schraubenlöcher in einen Flansch, dabei dient eine Bohrlehre als genaue Führung. Will man die Maschine für das gleichzeitige Bohren der Schraubenlöcher in die 3 Flanschen eines \perp -Stückes oder Ventiles einrichten, so muß man auf einem \perp -Bett 3 waagerechte Spindelkörbe mit je einem Antriebsmotor anordnen.

e) Die halbselfsttätigen Bohrmaschinen.

Die halbselfsttätigen Bohrmaschinen haben als Grundgedanken, die Arbeitspausen zu kürzen, um eine größere Leistung zu erzielen. Hierzu kann man nach dem Grundsatz der Drehbank-Halbautomaten den

Bohrtisch der Maschine mit 3 Einspannvorrichtungen versehen. Während die linke Bohrspindel bohrt und die rechte das Loch aufreibt, wird an der vorderen Einspannstelle das bearbeitete Stück ausgespannt und ein neues eingespannt. Nach dem Hochgang der Spindeln schaltet der Tisch um 120° weiter, so daß die Arbeit von neuem beginnt (Abb. 263).

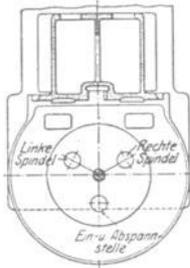


Abb. 263. Halbselfstättige Bohrmaschine.

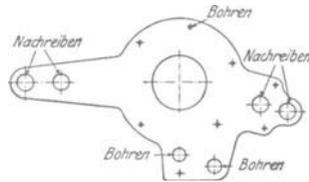


Abb. 264. Bohrstück mit 14 Löchern.

Sind z. B. an einem Bremshebel 14 Löcher zu bohren und davon 4 Löcher aufzureiben, so spannt man in die linke Spindel einen Bohrkopf mit 13 Spindeln, der 13 Löcher bohrt. Hierauf schaltet die Maschine den Tisch um und reibt mit dem 5 spindeligen Bohrkopf der rechten Bohrspindel 4 Löcher auf und bohrt das 14. Loch (Abb. 264)¹.

2. Die waagerechten Bohrmaschinen.

Die waagerechten Bohrmaschinen sind Ausbohrmaschinen mit einer waagerechten Bohrspindel, die für das Ausbohren größerer Werkstücke handlicher ist als die senkrechte und sich dazu auf der Gegenseite gut führen läßt. Bei den waagerechten Bohrmaschinen unterscheiden wir Bohrwerke für leichtere und solche für schwere Werkstücke. Ihr äußeres Merkmal liegt in der festliegenden oder verschiebbaren Spindel.

a) Das Bohrwerk mit festliegender Spindel.

Das Bohrwerk mit festliegender Spindel ist für leichte und mittlere Werkstücke gebaut, die sich mit dem Arbeitstisch hoch und tief stellen lassen. Die größte Länge ist durch den Abstand des Rahmenständers *R* begrenzt und der größte Lochdurchmesser durch die tiefste Stellung des Tisches. Die Bohrspindel liegt daher wie die Dreh- und Frässpindel in ihrer Höhe fest. Der ganze Aufbau dieser Maschine zeigt daher eine große Verwandtschaft mit der einfachen Fräsmaschine (Abb. 265).

Soll das Bohrwerk wirtschaftlich ausgenutzt werden, so hat der Antrieb der Bohrspindel *B* wiederum mit Stufenscheiben und Räder-vorgelegen, einem Stufenrädergetriebe oder Stufenmotor zu erfolgen. In Abb. 265 wird das Bohrwerk von der Einscheibe *E* aus angetrieben. Mit

¹ Werkstattstechnik 1923, S. 405.

den Griffen k_1 , k_2 , k_3 läßt sich das Stufenrädergetriebe auf 8 Geschwindigkeiten schalten. Da die Spindel waagrecht liegt, so ist der übrige Aufbau des Spindelstockes wie bei der Drehbank. Nur ein Unterschied ist festzustellen: Die in nachstellbaren Lagern laufende Hauptspindel S muß hier hohl sein, damit man die Bohrspindel B in ihr auf Federn verschieben kann. Der Einzelantrieb mit Stufenmotor bietet bei diesen Maschinen den Vorzug, daß man die Schnittgeschwindigkeit den stark schwankenden Abmessungen der Werkstücke bequem anpassen kann. Mit einem Drehstrommotor mit Polumschaltung läßt sich der Bohrkopf schnell zurückziehen.

Den Bohrvorschub erzeugt die Schaltsteuerung, die meist von der Hauptspindel S angetrieben wird und auch mit dem Handrad H bedient

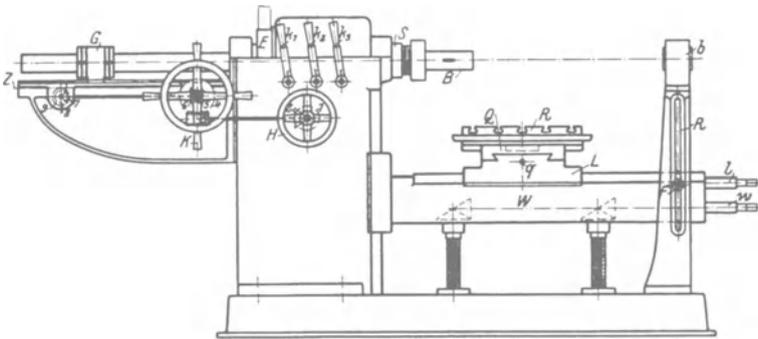


Abb. 265. Waagrechtes Bohrwerk mit festliegender Spindel.

w = Tischwinde, Z = Längsspindel, q = Querspindel.

werden kann. Zum schnellen Ansetzen und Zurückziehen des Bohrers ist das Handkreuz K vorgesehen. Es ist hierzu im Sinne der Abb. 251 von dem Schneckenrade 4 abzukuppeln.

Der Arbeitstisch hat das Werkstück hoch, längs und quer einzustellen. Hierzu besteht er aus dem Winkeltisch W und einem Kreuzschlitten, der sich aus dem Längsschlitten L und dem Querschlitten Q zusammensetzt. Will man das Werkstück ohne Umspannen auch seitlich bohren können, so muß es mit dem Tisch geschwenkt werden. Hierzu ist der Rundtisch R vorgesehen, der mit einem Zapfen auf dem Querschlitten sitzt. Als Vorbedingung für ein erschütterungsfreies Arbeiten muß der lange Winkeltisch in dem vorderen Führungsrahmen R festgeklemmt und die lange Bohrstange in dem Lager b geführt werden.

b) Das Bohrwerk mit verstellbarer Spindel.

Das Bohrwerk mit verstellbarer Spindel (Abb. 266) dient zum Ausbohren schwerer Gußstücke, die sich nicht mit dem Tisch heben lassen. Die Bohrspindel läuft daher in den Lagern eines Bohrschlittens, mit dem sie an dem Ständer hoch und tief gestellt werden kann.

Der Bohrschlitten ist für das Einstellen der Bohrspindel auf dem Hauptständer S_1 geführt und die Bohrstange auf dem Nebeständer S_2

in einem Schlittenlager. Man kann die Spindel daher in Richtung I genau auf die Mittelebene des Zylinders ausrichten und die Schlitten auf den Ständern festklemmen. Der Antrieb dieser verschiebbaren Bohrspindel erfolgt von dem Motor aus im Sinne der Abb. 73 u. 74.

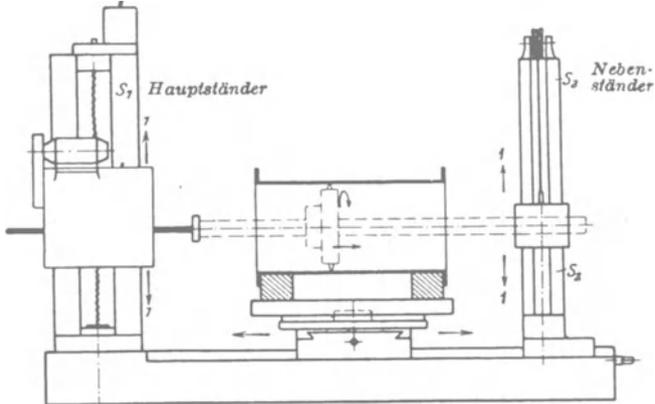


Abb. 266. Bohrwerk mit verstellbarer Spindel.

Der Arbeitstisch hat hier das schwere Werkstück nur längs und quer einzustellen und zu schwenken. Hierzu ist er als Kreuzschlitten mit Rundtisch auf dem Bett geführt. Der Vorzug dieser Maschinen ist, daß sie sich bequem auf verschiedene Bohrlöcher eines schweren Gußstückes einstellen lassen, z. B. Zylinder und Schieberkasten (Abb. 267).

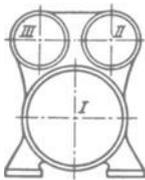


Abb. 267.
Zylinder mit
Schieberkasten.

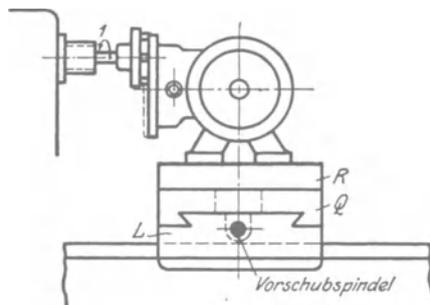


Abb. 268. Fräsen auf dem waagerechten
Bohr- und Fräswerk.

Die Bohrwerke in Abb. 265 und 266 sind zugleich Fräswerke, mit denen man Flanschen und Putzen an den Werkstücken abfräsen kann. Bei diesen Fräsarbeiten (Abb. 268) muß das Werkstück quer zur Spindel vorgeschoben werden. Der Arbeitstisch muß daher eine selbsttätige Quersteuerung haben, die in Abb. 265 die Spindel q treibt.

Größere Bohrwerke müssen zur Vereinfachung der Bedienung an dem Bohrschlitten Schaltbühnen haben, die von einer Leiter aus zugänglich sind (Abb. 271).

c) Die Zylinderbohrwerke.

Die Zylinderbohrwerke sind Sondermaschinen für das Ausbohren größerer Dampf-, Pumpen-, Motor- und Gebläsezyylinder. Ihre Werkzeuge sind daher Bohrmesser, die in den scheibenförmigen Bohrkopf gespannt werden. Die Eigenart vieler Zylinderbohrwerke liegt darin, daß sich weder Bohrspindel noch Arbeitstisch hochstellen lassen. Das Werkstück muß man daher durch keilförmige Unterlagen ausrichten. Die Maschinen sind daher für gleichartige Arbeitsstücke am besten geeignet.

Zum Ausbohren eines Zylinders kann die Maschine dem Bohrkopf mit den Messern die Hauptbewegung und dem Zylinder durch einen Schlitten den Vorschub erteilen. Diese Arbeitsweise mit getrennten Bewegungen verlangt eine lange und schwere Maschine und einen großen Arbeitsaufwand für das Vorschieben des schweren Zylinders.

Beide Nachteile verschwinden bei der Maschine mit wanderndem Bohrkopf (Abb. 269), der sowohl die Hauptbewegung als auch den Vorschub hat. Bei dieser Maschine genügt eine Lagerentfernung $a > L$.

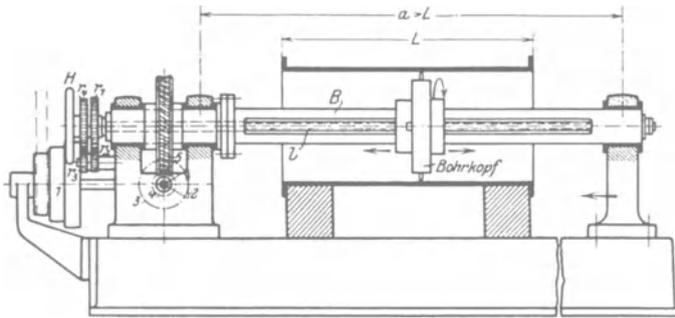


Abb. 269. Zylinderbohrmaschine mit wanderndem Bohrkopf.

Der Antrieb des Bohrkopfes verlangt auch hier einen bestimmten Geschwindigkeitswechsel. Die Hauptbewegung wird daher dem Bohrkopf durch einen Stufenriemen 1, die Kegelräder 2, 3 und das Schneckengetriebe 4, 5 erteilt, das die Bohrspindel *B* treibt. Neuere Maschinen haben Einzelantrieb mit Motor und Räderkasten und mit Stufenmotor. Für den Vorschub des Bohrkopfes liegt in der hohlen Bohrspindel die Leitspindel *l*, die den Bohrkopf mit einer Mutter faßt. Für ein selbsttätiges Arbeiten der Maschine muß die Leitspindel Selbstgang haben. Sie wird daher durch die Räder r_1, r_2, r_3, r_4 von der Bohrspindel *B* angetrieben. Soll mit diesem Antrieb ein Vorschub des Bohrkopfes erreicht werden, so muß die Leitspindel entweder langsamer oder schneller laufen als die Bohrspindel, da sonst der Bohrkopf auf der Stelle kreist. Die Räder $r_1 \rightarrow r_4$ müssen daher einen Unterschied in den Umläufen der Bohr- und Leitspindel erzeugen. Der Antrieb heißt daher Unterschiedsrädergetriebe. Der mit ihm erzeugte Vorschub des Bohrkopfes ist gleich dem Unterschied der Umläufe \times Steigung der Leitspindel. Umständlich ist bei dieser Maschine das Einbringen des Zylinders. Als Vorzug wäre der geringe Raumbedarf und die einfache Bauart zu erwähnen.

Von jeder Sondermaschine verlangt man mit Recht besonders genaue Arbeit. Die Zylinderbohrmaschine wird nur dann genau rundbohren, wenn die Bohrspindel nicht merkbar federt. Prüft man die beiden Arbeitsweisen auf diese Grundbedingung, so ist der Maschine mit wanderndem Bohrkopf entschieden der Vorzug einzuräumen. Denn die Durchbiegung der Bohrspindel ist $f = \frac{P a^3}{48 E J}$. Diese Gleichung lehrt, daß die Federrung der Spindel mit a^3 zunimmt und mit d^4 abnimmt. Ein wesentlicher Bestandteil einer guten Zylinderbohrmaschine ist daher eine kurze und dicke Bohrspindel. Von diesem Gesichtspunkt betrachtet, ist die Maschine mit wanderndem Bohrkopf wegen $a > L$ vorzuziehen. Da die Durchbiegung auch mit der Belastung P wächst, so ist die Spindel mit Rücksicht auf genaues Arbeiten möglichst zu entlasten. Die Belastung der Spindel setzt sich aus dem Gewicht der Bohrspindel und des Bohrkopfes, sowie dem Stahldruck zusammen. Eine geringere Durchbiegung

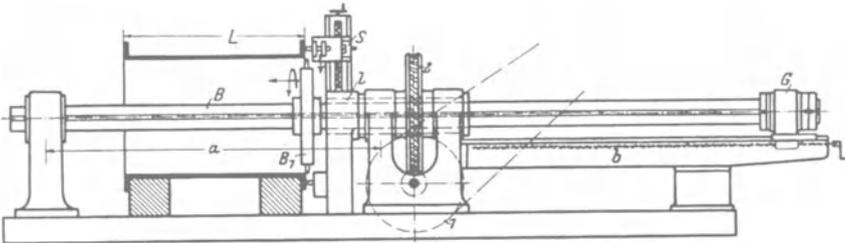


Abb. 270. Zylinderbohrwerk mit wandernder Bohrstange.

ist daher zu erwarten, wenn die liegende Spindel von dem Stahldruck entlastet wird. Dies ist der Fall, wenn im Bohrkopf mehrere Messer, z. B. 3, sitzen, deren Druck auf die Stange sich ziemlich ausgleicht. Noch eins ist zu bemängeln. Bei der Maschine mit wanderndem Bohrkopf muß die Bohrspindel wegen der inneren Leitspindel hohl sein und daher aus Gußeisen oder Stahlguß bestehen. Sie hat daher ein geringeres J und E , was zu einer größeren Durchbiegung führt. Diese Schattenseite wird durch die wandernde Bohrstange beseitigt, die aus Stahl und aus dem Vollen geschmiedet werden kann. Das Bohrwerk mit wandernder Bohrstange in Abb. 270 erhält die Hauptbewegung von dem Stufenriemen 1 und dem Schneckengetriebe 2. Der Vorschub wird von der äußeren Leitspindel erzeugt, die durch das Schlittenlager G die Bohrstange mit dem Bohrkopf vorschiebt. Diese Maschine neuerer Bauart ist daher theoretisch am besten durchgebildet. Nur erfordert sie wegen der Gleitbahn b mehr Platz. Dafür läßt sich aber der Zylinder leichter einbringen. Neuere Bohrwerke für Großdampfturbinen-Gehäuse haben zum bequemen Ausrichten eine senkrecht verstellbare Bohrspindel, mit deren Flansch die Bohrstange verschraubt ist. Den Bohrvorschub erzeugt der auf seiner Grundplatte verschiebbare Hauptständer (Abb. 271).

Das Zylinderbohrwerk läßt sich auch als Drehwerk für das

Abdrehen der Flanschen benutzen. Der Werkzeugschlitten muß hierbei die kreisende Hauptbewegung und den Vorschub ausführen — fliegender Werkzeugschlitten oder Schwärmer. Er sitzt hierzu auf dem Doppelflügel S , mit dem er den Flansch umschwärmt. Den Vorschub erzeugt ein Sternrädchen, das auf seiner Kreisbahn gegen einen Anschlag stößt.

Die mehrspindeligen Zylinderbohrwerke haben 2 oder 3 Bohrspindeln neben- oder übereinander angeordnet. Sie bohren daher mit einem Gang Zylinder und Schieberkästen aus (Abb. 267).

Aufgabe 1. Die Leitspindel macht $n_l = 8$ Umläufe/min, die Bohrstange $n_b = 10$, die Steigung der Leitspindel sei $h = 10$ mm. Wie groß ist der Bohrvorschub/min?

$$s' = (n_b - n_l)h$$

$$s' = (10 - 8) 10 = 20 \text{ mm/min.}$$

Aufgabe 2. Wie groß ist der Vorschub des Bohrkopfes bei einer Umdrehung der Bohrspindel? Es war $s' = (n_b - n_l)h$.

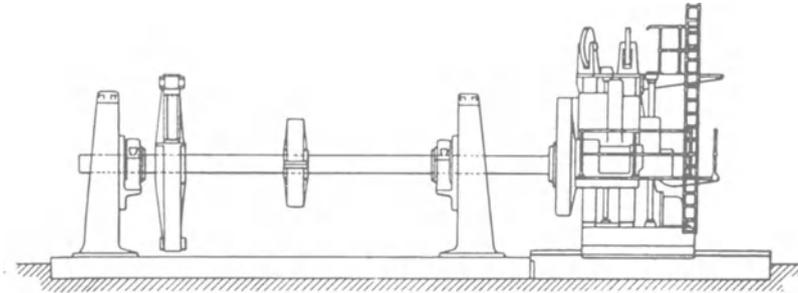


Abb. 271. Großzylinderbohrwerk.

Hierin ist $n_b = 1$ und nach Abb. 269 $\frac{\tau_1 \cdot \tau_3}{\tau_2 \cdot \tau_4} = \frac{n_l}{n_b} = \frac{n_l}{1}$. Diese Werte ergeben

einen Bohrvorschub $s = \left(1 - \frac{\tau_1 \cdot \tau_3}{\tau_2 \cdot \tau_4}\right) h$ in mm/Umdr.

Beispiel: $\tau_1 = 61$ z, $\tau_2 = 18$ z, $\tau_3 = 17$ z, $\tau_4 = 62$ z.

Steigung $h = 10$ mm.

$$s = \left(1 - \frac{61 \cdot 17}{18 \cdot 62}\right) \cdot 10$$

$$s = (1 - 0,93) \cdot 10 = 0,07 \cdot 10$$

$$s = 0,7 \text{ mm/Umdr.}$$

Bei jeder Umdrehung der Maschine wird der Bohrkopf um 0,7 mm vorgeschoben.

C. Die Fräsmaschinen.

Die Fräsmaschinen haben eine kreisende Hauptbewegung und einen geraden Vorschub (Abb. 5). Die Hauptbewegung wird dem Fräser erteilt, der hierzu mit dem Fräsdorn in der Frässpindel sitzt. Soll auch bei den Fräsmaschinen die Schnittgeschwindigkeit bei den verschiedenen Fräsern und Werkstücken ausgenutzt werden, so ist

die Frässpindel mit Stufenscheiben oder Stufenrädern anzutreiben (Abb. 272). Diese Aufgabe erfordert als ersten Hauptteil der Maschine einen Spindelstock. Das Werkstück erhält beim Fräsen den Vorschub. Hierzu wird es auf den Arbeitstisch gespannt und durch ihn dem Fräser zugeschoben. Somit verlangt der Vorschub des Werkstückes einen Arbeitstisch als zweites Hauptstück der Maschine. Beide Hauptteile sitzen auch bei dieser Maschine an dem Bett oder Ständer.

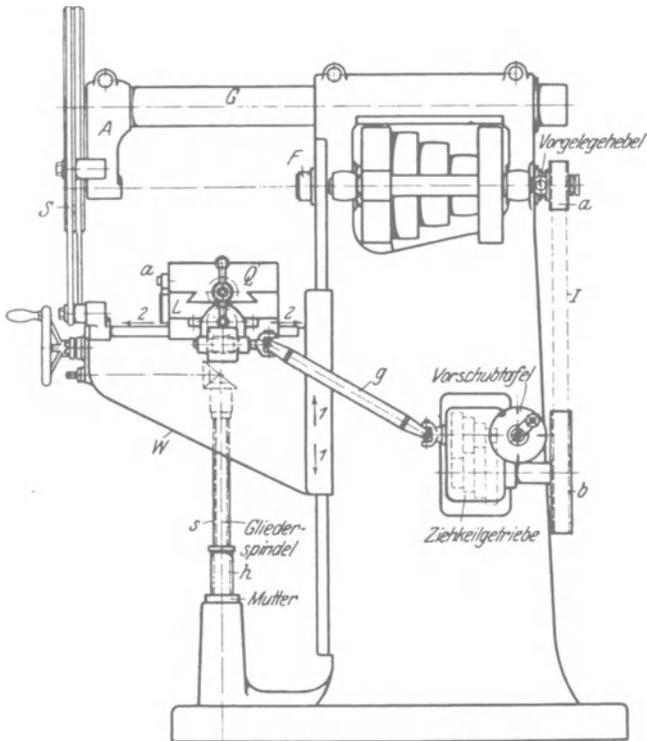


Abb. 272. Einfache Fräsmaschine.

Nach der waagerechten oder senkrechten Lage der Frässpindel unterscheidet man auch hier waagerechte und senkrechte Fräsmaschinen.

1. Die waagerechten Fräsmaschinen.

Die waagerechten Fräsmaschinen (Abb. 272) kann man so aufstellen, daß die Frässpindel gleichgerichtet zum Deckenvorgelege liegt. Die Stufenscheibe oder die Stufenräder können daher auf der Frässpindel und gleichgerichteten Vorlegewellen angeordnet sein. Der Spindelstock baut sich daher wie bei der Drehbank auf. Der Spindelkasten läßt sich mit dem Kastenbett als ein Gußstück ausführen, so daß Stufenscheibe und Rädervorgelege im oberen offenen Ständer liegen.

Bei Fräsmaschinen mit mehr als 5—8 PS (Abb. 273) ist der Stufenräderantrieb wegen seiner größeren Leistung vorzuziehen. Dieser Antrieb läßt sich ganz in den geschlossenen Ständer einbauen, so daß nur die Einscheibe oder der Motor freiliegt. Mit dem mittleren Handrade werden die 8 Spindelgeschwindigkeiten eingestellt und mit dem Griff *a* die Maschine stillgesetzt. Das rechte Handrad schaltet die 8 Vorschübe und das obere schiebt den Gegenhalter vor. Alle Handräder und Griffe liegen auf der Bedienungsseite.

Die Frässpindel ist für ruhigen Lauf, wie die Drehspindel, recht kurz und dick zu halten und unverschiebbar zu lagern. Im Hauptlager

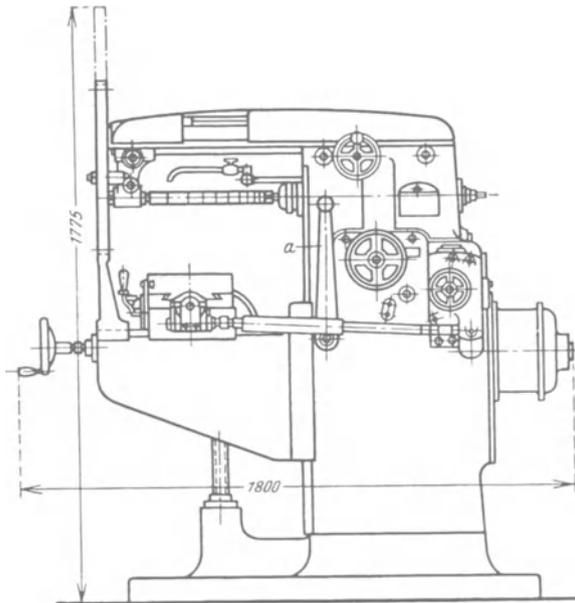


Abb. 273. Einfache Fräsmaschine.

kann sie daher mit einem Kegelzapfen oder Zylinderzapfen laufen. Im Endlager muß sie dagegen einen zylindrischen Zapfen haben, damit sie sich bei den höheren Umläufen frei ausdehnen kann.

Eine besondere Einrichtung erfordert noch der ruhige Lauf des Fräasers als Sicherheit für saubere Arbeit. Gegen Zittern muß nämlich der Fräsdorn in einem Gegenlager mit Mantelklemmung laufen. Es sitzt im Arm *A*, der sich auf dem Gegenhalter *G* verstellen und festklemmen läßt. Der Reitstock ist hiermit über den Spindelstock gelegt, damit die Freiseite des Tisches für das Auf- und Abspannen der Werkstücke gewahrt wird. In Abb. 273 ist der kräftige Gegenhalter als Schieber ausgebildet, den man mit dem oberen Handrade einstellt. Das Gegenlager ist an ihm festgeklemmt.

Ist die Maschine nur für einfache gerade Schnitte bestimmt, bei denen das Werkstück senkrecht zur Frässpindel vorgeschoben wird, so

ist die waagerechte Fräsmaschine eine einfache Fräsmaschine. Hat die Maschine dagegen alle vorkommenden Arbeiten auszuführen, d. h. auch Spiralnuten und Schraubenzähne zu fräsen, bei denen das Werkstück schräg zur Spindel vorgeschoben werden muß, so ist die Maschine eine allgemeine oder Universalfräsmaschine. Der einzige Unterschied der beiden Maschinen liegt daher im Arbeitstisch.

a) Die einfache Fräsmaschine.

Der Arbeitstisch der einfachen Fräsmaschine hat als Aufgaben:

1. das Werkstück an den Fräser anzustellen,
2. den Vorschub senkrecht zur Frässpindel hervorzubringen.

Zum Hochstellen des Werkstückes ist der Winkeltisch W an dem Ständer geführt und mit der Tischwinde nach I hoch zu kurbeln (Abb 272). Ihre Teleskop- oder Gliederspindel besteht aus der Gewindespindel s und

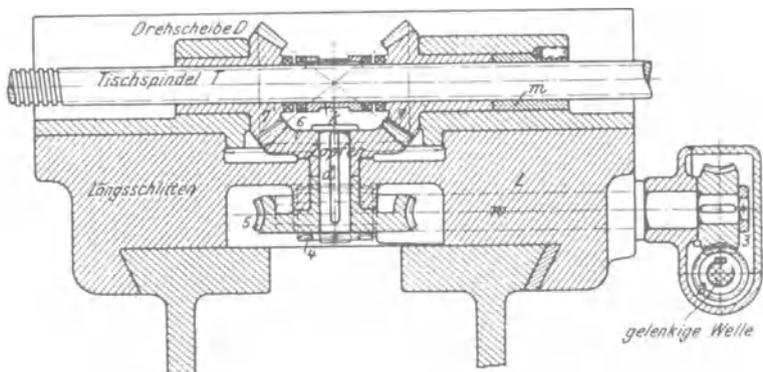


Abb. 274. Tischantrieb.

der Gewindebüchse h . Beim Hochstellen des Tisches schraubt sich erst s in h hoch und hierauf h in der Mutter des Ständers. Für das seitliche Einstellen des Werkstückes in der Längsrichtung 2 der Spindel ist auf W der Längsschlitten L vorgesehen und für das Anstellen quer zur Spindel der Querschlitten Q . Der ganze Arbeitstisch besteht daher aus dem Winkeltisch W mit dem Kreuzschlitten LQ .

Der Querschlitten Q hat als Aufspanntisch auch den Vorschub des Werkstückes senkrecht zur Frässpindel hervorzubringen. Hierzu ist die Querschlittenspindel von der Frässpindel anzutreiben. Die Bedingungen für diesen Antrieb sind, daß der Tisch 1. nach den drei Richtungen verstellbar bleibt, 2. mit mehreren Vorschüben arbeiten und 3. an der Arbeitsgrenze selbsttätig stillgesetzt und mit der Hand umgesteuert werden kann.

Der Tisch wird in Abb. 272 durch einen Riemen I von der Frässpindel angetrieben. Der Riemen treibt ein Ziehkeilschaltwerk, das durch die doppelte Gelenkwelle g auf das Räderwerk des Tisches wirkt. Dieses Räderwerk besteht im Sinne der Abb. 274 aus dem äußeren Schneckengetriebe $2/3$, dem inneren $4/5$ und dem Kegelräderwende-

getriebe 6/7,7'. Durch die ausziehbare Gelenkwelle g ist die Verstellbarkeit der Tischschlitten gewahrt. Das Ziehkeilgetriebe läßt 4 Vorschübe zu, deren Zahl sich durch Umstecken der beiden Riem Scheiben a, b verdoppeln läßt (Abb. 272). Der Nachteil dieses Antriebes ist, daß der Schaltweg von der Drehzahl der Spindel abhängt.

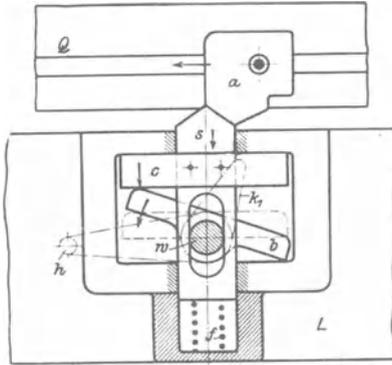


Abb. 275. Selbstausrücker des Vorschubes.

Die Selbstausrückung des Vorschubes besorgt der Anschlag a des Querschlittens Q . Er drückt in Abb. 275 an der Arbeitsgrenze den Stab s nach unten, der mit dem angelegten Querstab c den schräg-stehenden Stab b in die waagerechte Lage dreht. Dabei zieht die Welle w mit der Kurbel k_1 die Kupplung k aus dem Kege lrade γ zurück (Abb. 274). Wird nun der Quersch litten Q

zurückgebremst, so springt s unter dem Druck der Feder f gleich hoch, so daß man mit dem Handgriff h die Kupplung k wieder einrücken kann.

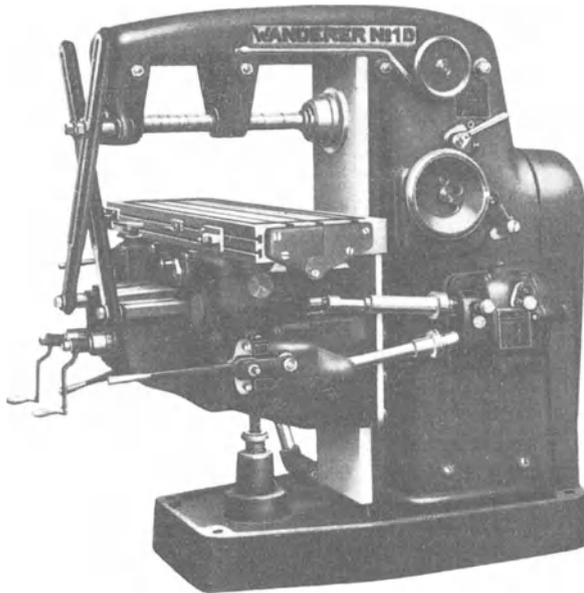


Abb. 276. Einfache Wanderer-Fräsmaschine.

Soll der Tisch selbsttätig zurücklaufen oder den Vorschub nach der Gegenrichtung hervorbringen, so ist k auf 7' einzustellen.

Eine größere Sicherheit für schwere Schnitte bietet der innenliegende Antrieb in Abb. 137, der für den Vorschubwechsel ein Ziehkeilgetriebe hat, das sich 4 mal schalten läßt.

Die Fräsmaschinen neuester Bauart (Abb. 276) sind meist mit Einzelantrieb ausgestattet. In einem kräftigen Pyramidenständer steht auf einer Sohlplatte der Motor. Durch einen Leitrollenriemen oder eine Zahnkette treibt er die Antriebsscheibe oder das Antriebsrad, das mit einer Reibkupplung ausgerüstet ist. Mit einem Handhebel läßt sich daher die Maschine ausrücken. Dabei setzt eine Bremse sie augenblicklich still. Alle Räder sind Schieberäder aus Chromnickelstahl, gehärtet und geschliffen, die sich fehlerlos auf Sternkeilwellen schalten lassen. Die Räder laufen in Öl und die Wellen in Rollenlagern. Mit dem Einstellen der Geschwindigkeit zeigt eine Zahlenscheibe die Drehzahl der Frässpindel an. Der Frästisch hat Eilgang nach allen Richtungen, so daß der Arbeiter entlastet ist und die Leerlaufzeiten kürzer sind. Dieser Eilgang wird von der zweiten Gelenkwelle gesteuert. Der Tischvorschub umfaßt 16 verschiedene Größen. Bei unterbrochenen Arbeitsflächen schalten Tischanschläge den Sprungvorschub ein, so daß das Fräsen sich fast ununterbrochen abspielt. Der Gegenhalter ist ein kräftiger Schieber mit 2 Gegenlagern für den Fräsdorn. Der Tisch ist durch eine Schere mit dem vorderen Gegenlager verschraubt. Die Maschine trägt in ihrer ganzen Bauform das Kennzeichen der Starrfräsmaschine.

b) Die allgemeine Fräsmaschine.

Bei der einfachen Fräsmaschine kann der Querschlitten Q nur senkrecht zur Frässpindel vorgeschoben werden. Die Maschine ist daher nur für das Planfräsen und für das Fräsen gerader Nuten und Zahn-lücken geeignet, nicht aber für das Spiralfräsen. Sollen Spiralfräser oder Schraubenräder geschnitten werden, so ist nach Abb. 277 erforderlich:

1. daß das Werkstück auf den Spiralwinkel β eingestellt wird, damit die Spirale in die Schnitt-ebene des Fräfers kommt,
2. daß das Werkstück eine lang-same Drehbewegung nach 2 und gleichzeitig eine gerade Bewe-gung nach 1 , d. h. schräg zur Frässpindel, macht. Als Mittel-weg dieser beiden Bewegungen entsteht dann die Spirale oder besser die Schraubenlinie.

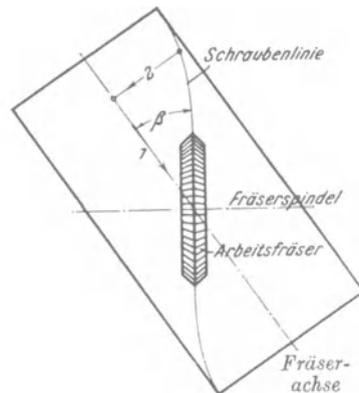


Abb. 277. Spiralfräsen.

Der schräge Vorschub 1 ist aber nur möglich, wenn der Querschlitten Q mit einer Drehscheibe D auf den Spiralwinkel β eingestellt werden kann. Q sitzt daher mit der Drehscheibe D auf dem Längsschlitten und ist auf ihm um den Zapfen Z drehbar und mit den Klemmschrauben k

festzuklemmen (Abb. 278 u. 279). Es ist daher für das Spiralfräsen eine ähnliche Einrichtung erforderlich wie für das Kegeldrehen mit dem

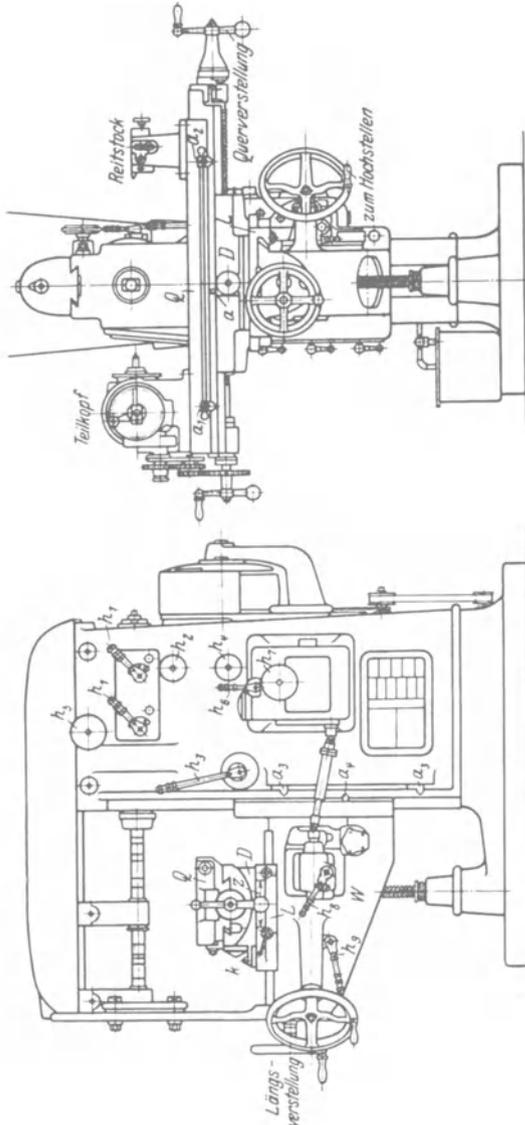


Abb. 278 u. 279. Allgemeine Fräsmaschine.

Drehbankschlitten. Das Kennzeichen der allgemeinen Fräsmaschine liegt demnach in dem drehbaren Aufspanntisch Q , durch den sie für alle Fräsarbeiten brauchbar wird. Allerdings ist damit der Nachteil

verbunden, daß der Tisch weniger widerstandsfähig gegen starke Schnitte wird. Da dieser drehbare Aufspanntisch in jeder Lage den Vorschub auszuführen hat, so muß der Antrieb der Tischspindel, wie in Abb. 137, in der Mitte des Drehzapfens z liegen, damit die Kegelräder stets in Eingriff bleiben.

Die allgemeine Fräsmaschine in Abb. 280 hat als Antrieb einen Drehstrommotor mit Polumschalter h_1 . Mit h_3 kann sie auf schnellen und langsamen Lauf geschaltet und mit h_2 die Geschwindigkeit gewechselt werden. Es sind demnach 2×3 Drehzahlen verfügbar. Der Vorschub wird durch den Kettenantrieb $1/2$ von der Antriebshülse abgeleitet.

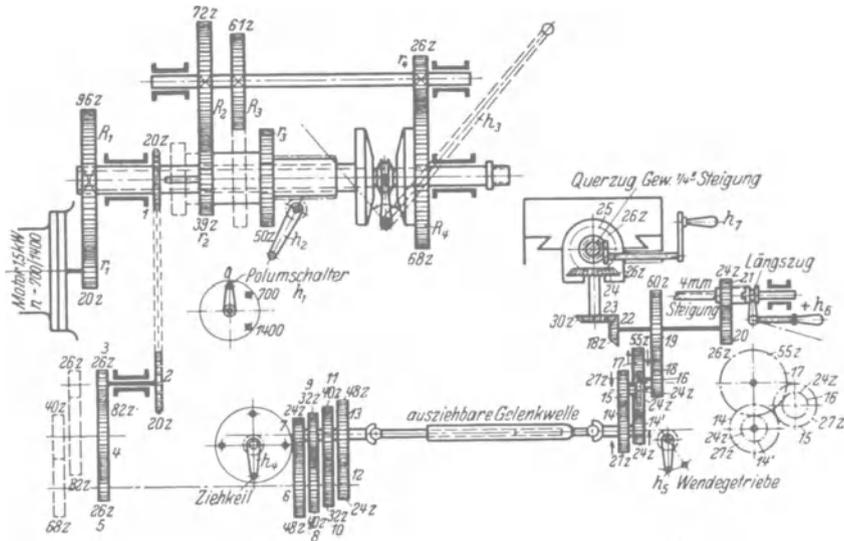


Abb. 280. Getriebeplan einer allgemeinen Fräsmaschine.

Durch Auswechseln der Wechselräder 3, 4, 5 gegen die 4 gestrichelten sind mit dem Ziehkeilgetriebe $2 \times 3 \times 4$ Vorschübe möglich, die sich mit dem Wendegetriebe (h_5) umsteuern lassen.

c) Die Planfräsmaschine.

Die schwächste Stelle der einfachen Fräsmaschine ist der Winkeltisch. Er wird bei mittelschweren Maschinen durch Streben mit dem Gegenhalter verankert (Abb. 272 u. 273) und bei schweren Maschinen durch eine weitere Stütze gegen die Grundplatte des Bettes abgestützt. Bei der ausgesprochenen Planfräsmaschine ist der schwache Winkeltisch ganz beseitigt und der Kreuzschlitten LQ unmittelbar auf dem kräftigen Kastenbett geführt. Die Maschine wird dadurch für besonders schwere Planarbeiten brauchbar (Abb. 281). Da jedoch dem Arbeitstisch jetzt die Hochstellung fehlt, so muß man bei dieser Maschine den Fräser auf das Werkstück einstellen können. Hierzu läuft die Frässpindel F in den Lagern eines Frässlittens F_1 , der sich an dem Hauptständer S_1

verstellen und festklemmen läßt. Zum Abstützen des Fräsdornes dient auch hier ein Gegenlager R , das auf dem Nebenständer S_2 verstellt und

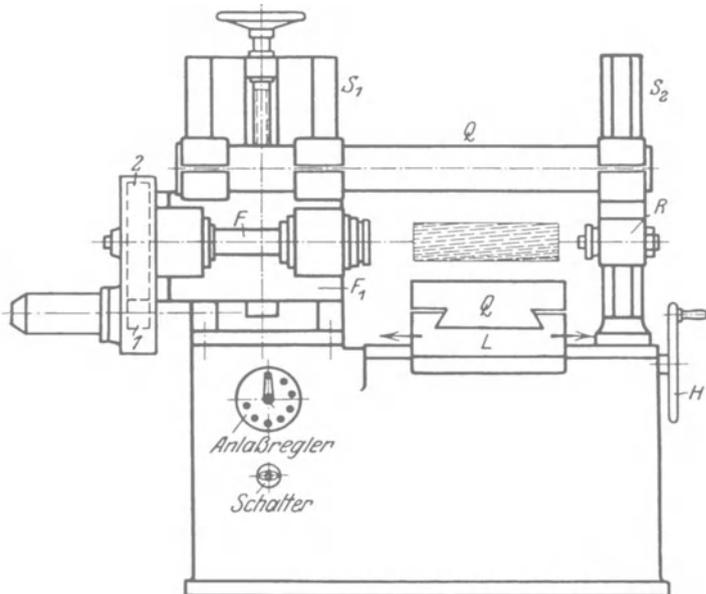


Abb. 281. Planfräsmaschine.

festgeklemmt wird. Um dabei das Einstellen und Ausrichten von Frässpindel und Gegenlager zu erleichtern, ist der Frässlitten durch den Querarm Q mit dem Gegenlager verbunden. Durch diese rahmenartige Verbindung ist noch eine weitere Verstärkung der Maschine geschaffen. Der Antrieb der Frässpindel geht von dem regelbaren Motor aus über das Rädervorgelege 1, 2.

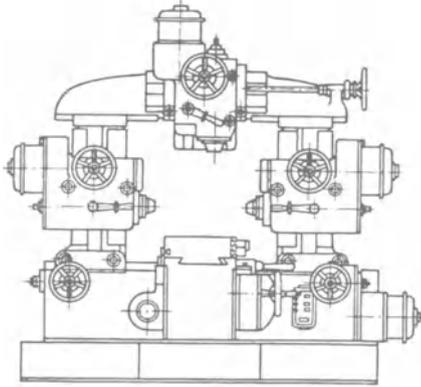


Abb. 282. Mehrmotorenantrieb einer Planfräsmaschine.

Planfräsmaschinen lassen sich auch als Mehrspindelmaschinen einrichten. Die Dreispindelmaschine in Abb. 282 hat auf den Seitenständern je einen Frässlitten mit Flanschmotor von 4,5 PS und einen dritten auf der Führung des Querbalkens. Für den Tischvorschub ist ein vierter Flanschmotor an der

rechten Seite angebaut. Für das Bearbeiten von Leichtmetallen hat der Tisch 16 Vorschubgeschwindigkeiten von $24 \div 1000$ mm/min, der

schnelle Rücklauf geht mit 5,75 m/min vor sich. Nach beendetem Schnitt werden die Arbeitsspindeln auf elektrischem Wege stillgesetzt.

2. Die senkrechten Fräsmaschinen.

Die senkrechten Fräsmaschinen (Abb. 285) haben als äußeres Merkmal eine senkrechte Frässpindel, die für manche Arbeiten, wie Nutenfräsen (Abb. 283) und Rundfräsen (Abb. 284), handlicher ist als die waagerechte. Auch das genaue Einstellen der Späne läßt sich mit der senkrechten Frässpindel gut vornehmen. Hierzu läuft sie in dem Lager eines Fräschlittens, mit dem der Fräser durch Drehen eines Handrades nach einem Maßstab auf die Spantiefe fein eingestellt wird. Der Antrieb der Spindel gestaltet sich nach Abb. 78 bis 80.

Der Arbeitstisch der senk-

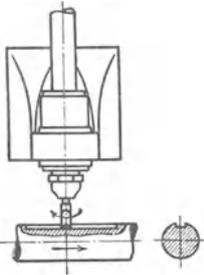


Abb. 283. Nutenfräsen.



Abb. 284. Rundfräsen.

rechten Fräsmaschine hat dieselben Aufgaben, also auch dieselben Einrichtungen wie der der einfachen Fräsmaschine. Er besteht daher aus dem Winkeltisch *W* zum Hochstellen des Werkstückes, dem Längsschlitten *L* zum seitlichen Einstellen und dem Querschlitten *Q* für das Querverstellen und den Quervorschub beim Fräsen. Das Rundfräsen erfordert allerdings noch einen Rundtisch *R*, der mit einem Zapfen auf dem Querschlitten *Q* sitzt (Abb. 286). Die Maschine kann auch unrunde Nuten nach einer Lehre fräsen. Hierzu sitzt auf dem Aufspanndorn unter dem Werkstück die Lehre *S*, die durch ein Gewicht *G* gegen den Leitstift *K* gezogen wird (Abb. 286 bis 288).

3. Sonderfräsmaschinen.

a) Die Keilnutenfräsmaschine.

Die Keilnutenfräsmaschine (Abb. 289) hat als Hauptaufgabe Keilnuten in Wellen zu fräsen. Die Frässpindel wird hierzu senkrecht oder waagrecht angeordnet. Die senkrechte Spindel hat den Nachteil, daß der Fräser die Späne zermahlt und daher seine Zähne stark beansprucht. Bei der waagerechten Spindel dagegen fallen die Späne gut

ab, doch arbeitet sie wenig übersichtlich. Die Hauptbewegung der senkrechten Spindel wird von dem senkrechten Stufenmotor hergeleitet. Für

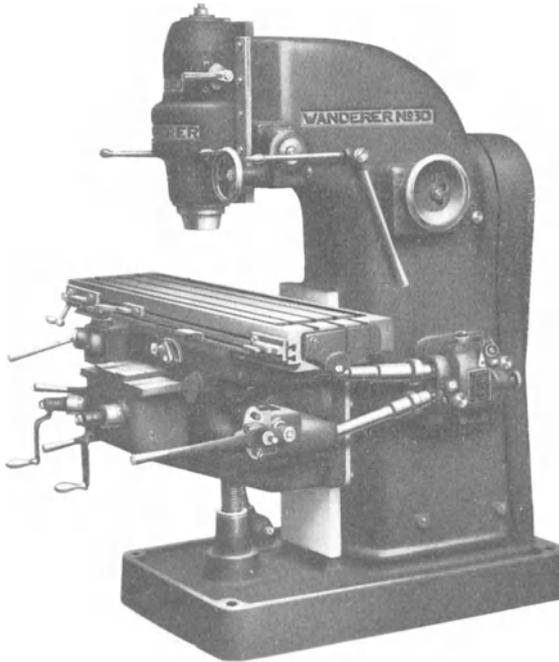


Abb. 285. Senkrechte Fräsmaschine.

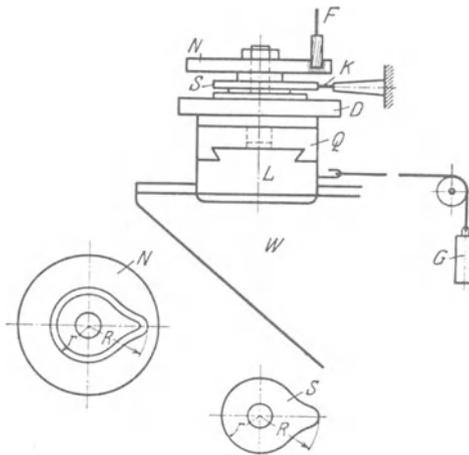


Abb. 286 bis 288. Formfräsen nach Lehre.

den Längsvorschub wird der Frässchlitten auf dem Kastenbett von einer Leitspindel gesteuert, die nach Abb. 124 mit gleicher Geschwindigkeit

umsteuert. Dabei schaltet die Maschine in jedem Totpunkte die Spindel etwas tiefer.

b) Die Form- oder Kopierfräsmaschine.

Die Formfräsmaschine (Abb. 290) ist ein Fräswerk, das, wie die Formdrehbank, nach einer Lehre arbeitet. In Lokomotivwerkstätten wird es zur reihenweisen Bearbeitung der Schub- und Lenkstangen benutzt. Mehrere Stangen werden auf den Frästisch gespannt, der sie dem Fräser zuschiebt. Um hierbei die vorgeschriebenen Kopf- und Schaftformen herauszufräsen, ist rechts am Tisch die Lehre oder Schablone festgeschraubt, auf die sich der Leitstift *K* des Frässlittens stützt. Beim Langfräsen wird daher die Lehre (Abb. 291) die Frässlitten *F* der vorgeschriebenen Form entsprechend heben und senken. Der Fräser wird dabei die Lehre am Werkstück abbilden. Durch Umspannen der Stangen lassen sich beide Seiten nacheinander fräsen.

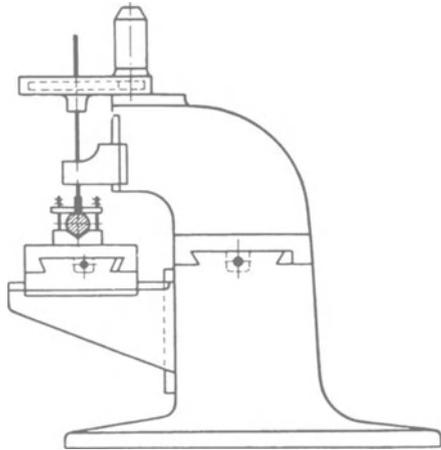


Abb. 289. Keilnutenfräsmaschine.

c) Die Längenfräsmaschine.

Die Längenfräsmaschine hat ebenfalls einen rahmenartigen Aufbau, bestehend aus 2 Seitenständern mit oberem Querbalken im Sinne der Abb. 282. Auf den Ständern sitzt ein Querträger mit z. B. 2 Frässlittens. Die Ständer selbst tragen je einen Seitenschlitten, so daß die Maschine mit 4 Messerköpfen das Werkstück angreifen kann. Der Frästisch ist für große Hübe auf einem langen Bett geführt. Das Urbild dieser vierspindeligen Längenfräsmaschine liegt in der Tischhobelmaschine in Abb. 404.

d) Die Gewindefräsmaschine.

Die Gewindefräsmaschine ist beim Schneiden von Gewindespindeln mit der Drehbank in den Wettbewerb getreten. Das Werkzeug ist ein Formfräser, der in die Gewindenut hineinpaßt. Er muß wie beim Spiralfräsen schräg stehen und zwar unter dem Steigungswinkel α des Gewindes. Damit saubere Gewindeflanken entstehen, sind die spitzen Fräserzähne gegenseitig versetzt (Abb. 292). Es läßt sich jedoch nur Trapez- und Spitzgewinde fräsen.

Das Gewindefräsen erfordert wie das Spiralfräsen 3 selbsttätige Bewegungen der Maschine:

1. die kreisende Hauptbewegung des Fräasers, die in Abb. 293 von dem Motor erzeugt wird. Der Frässlitten muß hierbei schräg unter dem Steigungswinkel α stehen,

2. eine langsame Drehbewegung des Werkstückes, damit der Gewindegang um die Spindel geschnitten wird,
3. einen geraden Vorschub z des Fräasers für die Steigung des Gewindes.

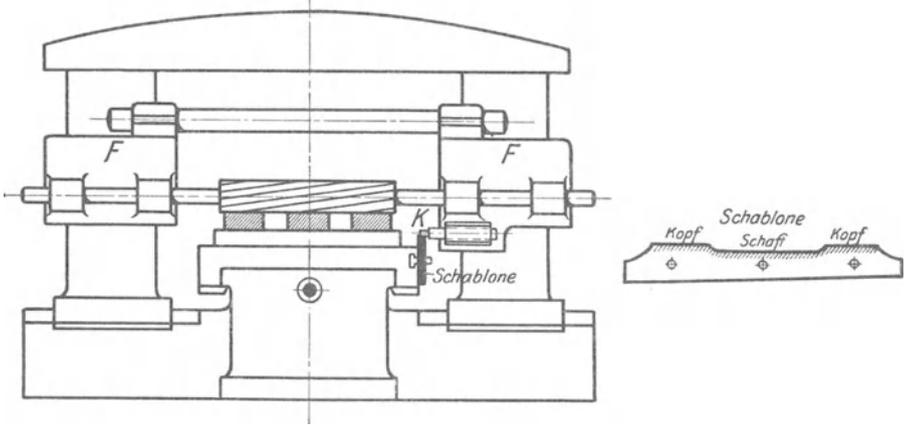


Abb. 290 u. 291. Formfräsmaschine.

Wie beim Gewindeschneiden auf der Drehbank, so muß auch hier der Fräser bei jeder Umdrehung des Werkstückes um die Steigung des Gewindes nach z vorgeschoben werden. Durch den Spannstock S wird der Gewindespindel die langsame Drehbewegung erteilt. Der gerade

Abb. 292. Gewindefräser.
(A = Kontrollzahn.)

Vorschub z des Fräasers wird durch eine Leitspindel hervorgebracht, die durch die Wechselräder von dem Spannstock ihren Antrieb erhält. Die Übersetzung der Wechselräder muß auch hier $\varphi = \frac{\text{Gewindesteigung}}{\text{Leitspindelsteigung}} = \frac{\text{Leitspindelgangzahl}}{\text{Gewindegangzahl}}$ sein.

Die Gewindefräsmaschine gleicht in ihrem Aufbau ganz der Drehbank, nur arbeitet sie anstatt mit einem Gewindeschneidstahl mit einem Gewindefräser. Dies erfordert eine Abänderung des oberen Werkzeugschlittens. In dem Ringgehäuse des Planschlittens P sitzt mit dem Drehzapfen Z der Frässlitten, der sich unter α mit k festklemmen läßt.

Der Vorzug des GewindefräSENS liegt darin, daß mit einem Schnitt fertiges Gewinde geliefert wird. Will man hinreichende Genauigkeit erzielen, so muß die Spindel sauber auf Maß geschliffen sein. Die Arbeitszeit der Gewindefräsmaschine wächst mit dem Umfang $\pi \cdot d$ und der Gewindelänge L der Spindel. Sie nimmt ab mit der Umfangsgeschwindigkeit v_u der Spindel und der Steigung s des Gewindes, also

$$t_h = \frac{\pi d}{v_u} \cdot \frac{L}{s} \text{ für eingängiges Gewinde,}$$

$$t_h = \frac{\pi \cdot d}{v_u} \cdot \frac{L}{s} \cdot z \text{ für } z\text{-gängiges Gewinde.}$$

Aufgabe. Eine Spindel hat $d = 60$ mm, 900 mm Gewindelänge und soll eingängiges Gewinde von 15 mm Steigung erhalten. Die

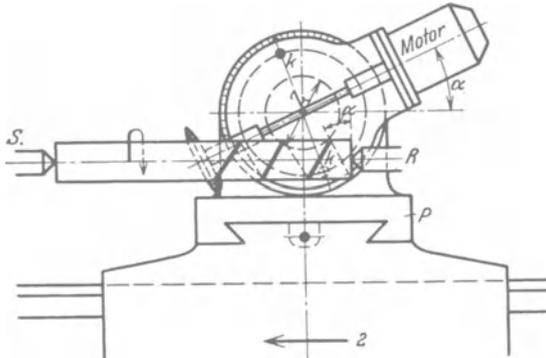


Abb. 293. Gewindefräschiene.

Umfangsgeschwindigkeit der Spindel sei 120 mm/min. Die Leitspindel hat 25 mm Steigung.

Lösung:

$$\text{Laufzeit } t_h = \frac{\pi d L}{v_u s} = \frac{\pi \cdot 60 \cdot 900}{120 \cdot 15} = 95 \text{ min.}$$

$$\text{Wechselräder } \frac{r_1}{r_3} = \frac{15}{25} = \frac{3}{5} = \frac{24}{40}$$

$$r_1 = 24 z, r_2 = 90 z, r_3 = 40 z.$$

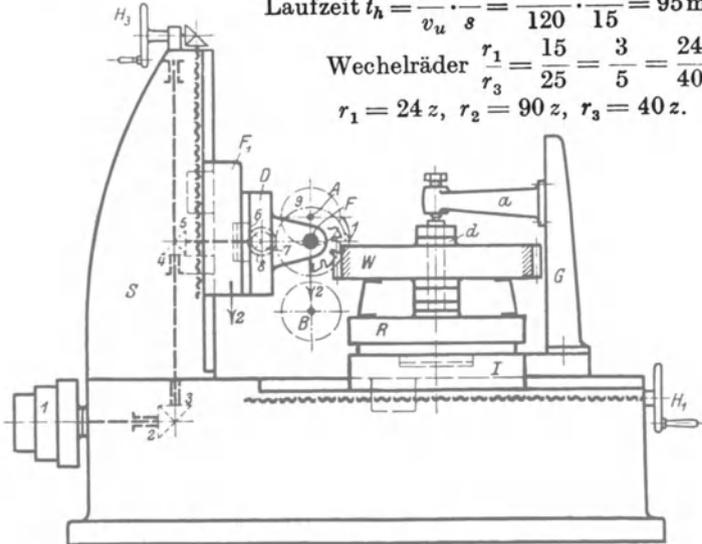


Abb. 294. Zahnradfräsmaschine.

e) Die Zahnradfräsmaschine.

Bei der Zahnradfräsmaschine (Abb. 294) sitzt der Fräser auf der Frässpindel F des Frässchlittens F_1 , der auf dem Ständer S geführt ist. Mit dem Handrade H_3 kann der Frässchlitten hoch und tief gestellt werden. Der Antrieb des Fräasers geht von der Stufenscheibe 1 aus über die Kegeltriebe $2 \div 7$ und die Stirnräder $8, 9$. Soll hierbei die

Frässpindel F mit der Drehscheibe D schräg gestellt werden, so muß, wie in Abb. 90 u. 274, der Antrieb in der Mitte des Drehzapfens liegen. Das Werkrad W wird auf den Dorn d und die Stützen des Rundtisches R gespannt und mit dem Handrade H_1 auf die Zahntiefe angestellt.

Stirnräder schneidet die Zahnradfräsmaschine entweder nach dem Teilverfahren oder dem Wälzverfahren.

Beim Teilverfahren ist das Werkzeug ein hinterdrehter Scheibenfräser von der Form der Zahnücke und der Stichzahl $m = \frac{l}{\pi}$. Bei

Evolventenverzahnung beträgt der Eingriffswinkel $\beta = 15^\circ$ bei $z \geq 30$. Gegen Unterschneiden der Zahnfüße wählt man $\beta = 17\frac{1}{2}^\circ$ bei $z = 20$, $\beta = 22^\circ$ bei $z = 15$, $\beta = 22\frac{1}{2}^\circ$ bei $z = 10$, $\beta = 25^\circ$ bei $z = 8$. Sollen mit diesem Fräser die Lücken des Rades gefräst werden, so muß er mit der Schnittgeschwindigkeit in Richtung l laufen. Dabei muß ihn

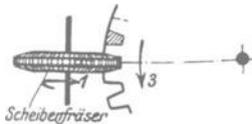


Abb. 295. Teilverfahren mit Scheibenfräser.

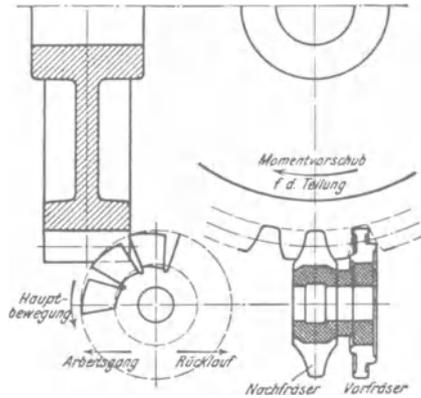


Abb. 296 u. 297. Teilverfahren.

der Frässlitten F_1 nach 2 mit $s' = 5 \div 200$ mm/min durch das Rad hindurchführen. In B steuert die Maschine durch einen Anschlag den Schlitten um, der beschleunigt nach A zurückläuft (Abb. 124). Gegen Ende des Rücklaufs schaltet ein Anschlag die Teilvorrichtung ein, die das Rad um eine Teilung nach 3 weiterteilt (Abb. 295). Der Fräser arbeitet daher beim Teilverfahren nur zeitweise, und für jeden Schnitt muß das Rad von neuem geteilt werden. Dieses

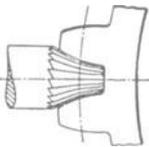


Abb. 298. Teilverfahren mit Fingerfräser.

Dieses Spiel wiederholt sich z mal. Für genaue Teilungen ist ein feiner Schlichtgang, bei hartem Stoff und größeren Teilungen gleichzeitiges Vor- und Nachfräsen zu empfehlen (Abb. 296 u. 297). Gegen schädliche Erwärmungen kann das Rad jedesmal um 3, 4 oder 5 Zähne weiter geschaltet werden.

Das Teilverfahren läßt sich auch mit dem Kopf- oder Fingerfräser von der Form der Zahnücke durchführen (Abb. 298). Die Maschine schiebt den Fräser zunächst bis auf die Zahntiefe gegen das Rad vor, schaltet hierauf den Vorschub ein, mit dem der Fräser durch die Lücke des Rades geht. Nach beendtem Schnitt zieht die Maschine den Fräser aus der Zahnücke zurück und führt den Frässlitten schnell am Ständer hoch. Währenddessen vollzieht sie auch mit der Teilvorrichtung des

Tisches das Teilen des Rades. Äußerlich unterscheidet sich diese Zahnradfräsmaschine von der in Abb. 294 dadurch, daß der Ständer um 90° gedreht ist, so daß die Frässpindel durch die Radachse gerichtet ist.

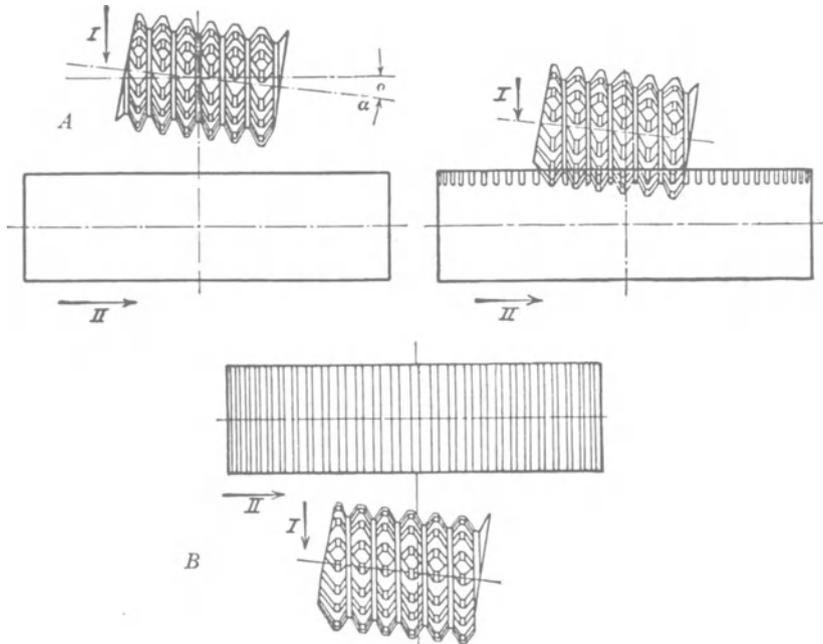


Abb. 299 bis 301. Wälzverfahren.

Bei dem Wälzverfahren ist das Werkzeug ein Schneckenfräser (Abb. 299 bis 301). Das Verfahren selbst ist dem Zusammenarbeiten von Schnecke und Rad nachgebildet. Macht nämlich die Schnecke

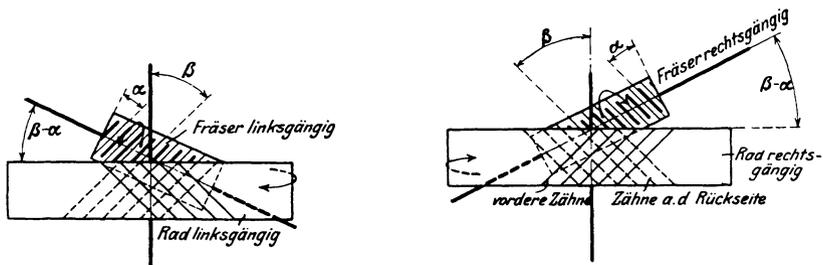


Abb. 302 u. 303. Einstellen des Fräasers bei Schraubenrädern.

z Umläufe, so ist jeder Zahn des Rades einmal mit der Schnecke in Eingriff gewesen. Denkt man sich nun die Schnecke als Fräser ausgebildet, so wird er sich bei jeder Umdrehung des Rades z mal auf dem Kranz des Rades abwälzen und dabei die Zahnluken auf eine gewisse

Breite herauschneiden. Beim Wälzverfahren muß daher die Maschine dem Fräser z Umläufe erteilen, währenddessen sie das Rad einmal dreht. Die Übersetzung zwischen Frässpindel und Aufspanndorn des Tisches muß daher $1 : z$ sein. Damit die schrägen Zähne des Fräasers die geraden Zähne des Rades schneiden können, muß der Fräser mit der Drehscheibe D um den Steigungswinkel α schräggestellt werden. Geht nun der Frässchlitten nach I mit $s = 0,2 \div 2$ mm auf das Rad zu, so wird der Fräser bei der ersten Umdrehung des Rades alle Zähne anschneiden und bei jeder folgenden Umdrehung die Schnitte weiterführen. Ist der Fräser von A bis B gekommen, so ist das Rad fertig. Der Fräser schneidet also ständig und wälzt sich dabei auf dem Kranze des Rades ab, das hierbei eine ständige, langsame Teilbewegung ausführt.

Schraubenräder werden auf der Zahnradfräsmaschine ebenfalls nach dem Teil- oder dem Wälzverfahren geschnitten.

Bei dem Teilverfahren ist der Scheibenfräser wie bei dem Spiralfräsen auf den Spiralwinkel β schräg zum Rad zu stellen. Das Verfahren gleicht dem Spiralfräsen auf der allgemeinen Fräsmaschine (Abb. 277). Der Fräser geht in gerader Richtung 2 durch das Rad, das sich dabei entsprechend der Steigung der Zähne langsam dreht. Neuerdings wird das Teilverfahren mit dem Scheibenfräser nur sehr wenig angewandt. Das Teilverfahren mit dem Kopffräser wird dagegen bei schweren Rädern viel gebraucht. Das Ver-

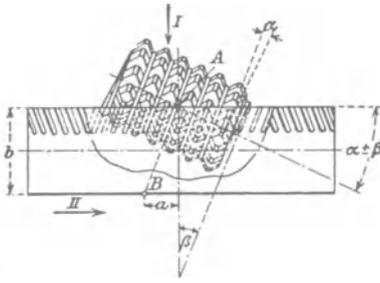


Abb. 304. Fräsen eines Schraubenrades.

fahren ist dasselbe wie bei Stirnrädern, nur muß das Werkrad um den Sprung der Zähne gedreht werden, während der Fräser die Radbreite zurücklegt.

Das Wälzverfahren wird auch hier mit dem Schneckenfräser nach Abb. 302 \div 304 durchgeführt. Sind Fräser und Rad rechtsgängig oder beide linksgängig, so ist die Drehscheibe des Frässchlittens auf $\beta - \alpha$ einzustellen, sind beide nicht gleichgängig, so ist der Einstellwinkel der Drehscheibe $\alpha + \beta$. Soll nun die Maschine die Schraubenzähne $A B$ gesetzmäßig fräsen, so muß das Rad außer der Wälzbewegung II noch um den Sprung α voreilen, während der Fräser nach I um b durch das Rad hindurchgeführt wird (Abb. 304). Die Voreilbewegung a kann auch der Fräser ausführen. Hat z. B. der Fräser nach I einen Vorschub von 1 mm, und ist die Radbreite $b = 60$ mm, so müßte das Rad 60 Umläufe machen, sobald Stirnräder zu fräsen sind. Hat das Schraubenrad einen Sprung $\alpha = t$, so muß es bei $z = 36$ um $\frac{1}{36}$ Umlauf schneller laufen, d. h. $60 + \frac{1}{36}$ Umläufe machen, während der Fräser 60×36 Umläufe macht.

$$\text{Übersetzung } \varphi = \frac{60 + \frac{1}{36}}{60 \cdot 36} = \frac{2161}{36 \cdot 2160}$$

Schneckenräder werden heute nur noch mit dem zylindrischen Schneckenfräser geschnitten. Beim Fräsen von Schneckenrädern (Abb. 305 und 306) ist der Schneckenfräser F mit der Drehscheibe des Fräschlittens auf 0° einzustellen, weil die Zähne des Rades und die Gänge der Schnecke gleiche Steigung haben. Radachse und Fräserachse kreuzen sich dabei rechtwinklig. In dieser Stellung ist der Fräser genau auf die Mittelebene des Rades auszurichten. Der Fräser hat bei jeder Umdrehung des Rades z Umdrehungen zu machen, und das Rad muß bis zur vollen Zahntiefe der hohlen Zähne nach 3

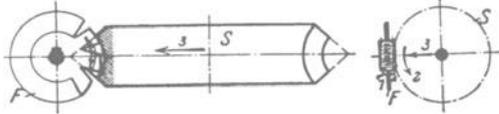


Abb. 305 u. 306. Fräsen von Schneckenrädern.

auf den Fräser zugehen. Dieses Wälzverfahren mit dem zylindrischen Schneckenfräser ist dem Zusammenarbeiten von Schnecke und Schneckenrad nachgebildet, indem die Schnecke als Fräser die Zähne des Rades schneidet.

Vergleicht man das Teilverfahren mit dem Wälzverfahren, so erfordert das Teilverfahren theoretisch für jede Zähnezahl einen anderen Fräser, weil sich die Zahnflanke bekanntlich mit der Größe des Rades ändert. Die Praxis begnügt sich jedoch mit einem 8 oder 15teiligen Fräsersatz, mit dem alle Zähnezahlen $Z_{min} = 12 \div 13$ und $Z_{max} = 135 \div \infty$ derselben Teilung mit hinreichender Genauigkeit gefräst werden. Das Wälzverfahren erfordert für alle Zähnezahlen derselben Teilung nur einen einzigen Schneckenfräser, weil seine Zahnform immer gleich bleibt. Infolgedessen müßte das Wälzverfahren genauere Zahnformen ergeben als das Teilverfahren. Doch setzt dieses voraus, daß der schwierige Schneckenfräser fehlerfrei hergestellt ist und daß sich der Zahnkranz beim Fräsen nicht verzieht. Bei Rädern unter 30 Zähnen liefert der Schneckenfräser unterschrittene Zähne. Die Genauigkeit ist daher auch beim Wälzverfahren nicht mehr als hinreichend, zumal die Zähne nie ganz glatt und sauber sind. Wann ist nun das Wälzverfahren wirtschaftlicher als das Teilverfahren? Der teure Schneckenfräser ist erst lohnend, wenn Satzräder zu bearbeiten sind. Dazu kommt, daß man mit ihm Stirn-, Schrauben- und Schneckenräder fräsen kann. Bei Einzelrädern mit seltener Teilung ist das Teilverfahren mit dem billigeren Scheibenfräser vorzuziehen. Hier macht ihm der Kopffräser das Arbeitsfeld strittig, namentlich bei schweren Einzelrädern.

f) Die Kammwalzen- und Pfeilräder-Fräsmaschine.

Die Pfeilräder und die Kammwalzen mit Pfeilzähnen sind Schraubenräder, deren Zähne halb rechtsgängige und halb linksgängige Schraubengänge sind. Sie werden mit einem Kopf- oder Fingerfräser geschnitten, der der senkrechten Lückenform entsprechen muß. Das Fräsen von Pfeilzähnen erfordert daher nach Abb. 307 folgende Arbeitsweise der Maschine:

Der Fräser muß zuerst durch eine Vorschubsteuerung bis zur vollen Zahntiefe auf die Walze eindringen. Dieser Vorschub I wird wie bei der Bohrmaschine durch einen Anschlag ausgerückt. Hierauf schaltet die

Maschine den Längsvorschub 2 des Frässchlittens F und die langsame Drehbewegung 3 der Walze K ein. Durch diese gleichzeitige Doppelbewegung entsteht der Schraubengang AB . Ist der Fräser bei B in der Mitte der Walze angekommen, so steuert ein Wendegetriebe die Dreh-

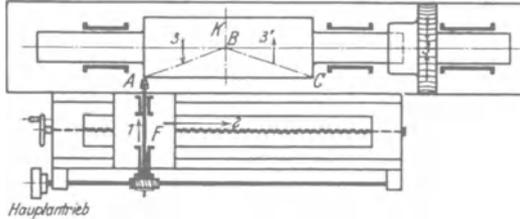


Abb. 307. Fräsen von Kammwalzen mit Pfeilzähnen.

bewegung 3 der Walze nach $3'$ um. Da der Frässchlitten nach 2 weitergeht, so entsteht der rechtsgängige Schraubengang BC . In C zieht die Maschine den Fräser zurück, der Frässchlitten läuft schnell in seine Anfangsstellung, und der Teilkopf teilt die Walze K um eine Teilung weiter. Hierauf wiederholt sich das Spiel von neuem.

g) Die Kegelräderfräsmaschine.

Von den Kegelräderfräsmaschinen ist die von Warren die bekannteste. Sie arbeitet nach dem Wälzverfahren. Die Werkzeuge sind im Sinne der Abb. 339 2 Scheibenfräser von 120 mm Durchmesser, die an den Flanken zweier Zähne angreifen. Die Fräser erhalten einen Vorschub nach der Kegelspitze, dabei wälzen sie ständig auf den Zahnflanken. Die Maschine liefert daher mit jedem Durchgang 2 fertige Flanken. Für den nächsten Schnittgang ist das Rad um eine Teilung weiterzuschalten.

D. Die Schleifmaschinen.

Die Schleifmaschinen dienen in der heutigen Metallbearbeitung zum Schleifen der Flächen — Flächenschleifmaschinen — und zum Schärfen der Werkzeuge — Werkzeugschleifmaschinen —.

1. Die Flächenschleifmaschinen.

Die Flächenschleifmaschinen haben ihre heutige Bedeutung dadurch gewonnen, daß die Praxis die Austauschbarkeit der Massenteile forderte. Die hierzu erforderliche Genauigkeit läßt sich am schnellsten auf Schleifmaschinen erreichen. Nach der Form der zu schleifenden Flächen gibt es: Rundschleifmaschinen für runde Flächen, Planschleifmaschinen für ebene Flächen und Sonderschleifmaschinen für besonders geformte Flächen.

a) Die Rundschleifmaschinen.

Das Rundschleifen eines Werkstückes erfordert 3 Bewegungen:

1. die kreisende Hauptbewegung der Schleifscheibe, durch die die einzelnen Schmirgelkörner zum Angriff kommen;

2. den langsam kreisenden Vorschub *I*, der das eigentliche Rundschleifen des Werkstückes bewirkt;
3. den geraden Vorschub *II*, durch den das Werkstück seiner Länge nach geschliffen wird.

Bei Werkstücken, die eine kreisende Bewegung zulassen, können die Vorschübe *I* und *II* vom Werkstück selbst ausgeführt werden. Bei sperrigen Werkstücken, die nicht kreisen können, muß die Schleifscheibe alle 3 Bewegungen ausführen. Man unterscheidet daher: Rundschleifmaschinen für kreisende Werkstücke und solche für sperrige Werkstücke.

α) Die Rundschleifmaschinen für kreisende Werkstücke oder die einfachen Rundschleifmaschinen.

1. Die Rundschleifmaschine mit hin- und herspielendem Tisch (Norton-Bauart).

Bei der Rundschleifmaschine für kreisende Werkstücke (Abb. 308) wird das Werkstück *W*, eine Achse oder Spindel, zwischen die

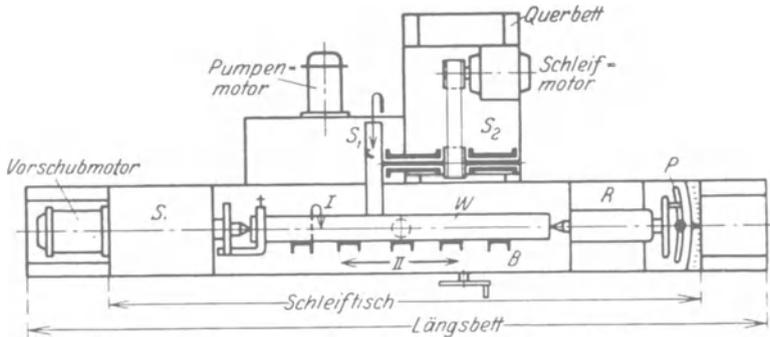


Abb. 308. Einfache Rundschleifmaschine, Norton-Bauart.

Spitzen des Spindelstocks *S* und Reitstocks *R* gespannt. Der kreisende Vorschub *I* wird ihm vom Spindelstock *S* erteilt, der vom langsam laufenden Vorschubmotor angetrieben wird. Den Längsvorschub *II* führt bei der Bauart von Norton der Schleiftisch aus, der nach

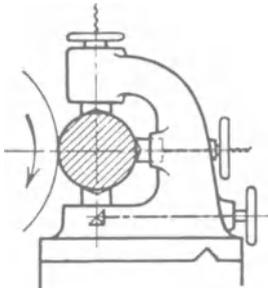


Abb. 309. Stützbrille.

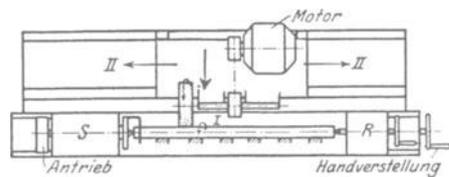


Abb. 310. Einfache Rundschleifmaschine, Landis-Bauart.

Abb. 102 durch ein Flüssigkeitsgetriebe stoßfrei hin- und herbewegt wird. Sein Antrieb liegt im Pumpenmotor. Für das Schleifen kegelliger

Werkstücke trägt der Tisch eine drehbare Platte P . Mit ihr kann das Werkstück auf den Kegelwinkel eingestellt werden (Abb. 179). Die Schleifscheibe S_1 sitzt auf der Schleifspindel des Schleifschlittens S_2 und wird durch einen Riemen mit etwa $25 \div 35$ m/s Geschwindigkeit vom Schleifmotor angetrieben. Mit einem Handrad kann der Schleifschlitten auf dem Querbett verschoben und so die Schleifscheibe S_1 an das Werkstück angestellt werden. Ein Schaltwerk stellt die Scheibe S_1 vor jedem Schleifgang von neuem an. Die Genauigkeit der Arbeit verlangt 1. das Werkstück durch zahlreiche Brillen B (Abb. 309) gegenüber dem Schleifdruck abzustützen, 2. eine reichliche Wasserkühlung und 3. die Patrone des Reitstockes gegen eine Spiralfeder zu stützen, die nachgibt, sobald sich das Werkstück W durch die Wärme ausdehnt. Zum Schleifen wird das Werkstück auf einer Schnelldrehbank auf etwa $0,25$ bis $0,8$ mm Übermaß vorgedreht und hierauf auf der Rundscheifmaschine mit mehreren Gängen bei $\frac{1}{10}$ bis $\frac{1}{100}$ mm Spantiefe fertig geschliffen.

2. Die Rundscheifmaschine mit hin- und herspielender Schleifscheibe (Landis-Bauart).

Bei der Landis-Maschine (Abb. 310) hat die Schleifscheibe den Längsvorschub II . Diese Arbeitsweise erfordert allerdings eine besonders gute und lange Führung des Schleifschlittens auf dem hinteren Längsbett, da sonst die schnelllaufende Schleifscheibe Erschütterungen

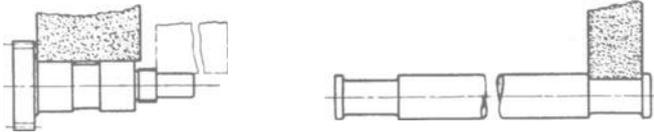


Abb. 311 u. 312. Schleifen ohne seitlichen Vorschub (Einstechverfahren).

erfährt und die Arbeit ungenau wird. Die Landis-Bauart ist kürzer als die Norton-Maschine.

3. Die Einstech-Rundscheifmaschine.

Die Bauart der einfachen Rundscheifmaschine vereinfacht sich noch wesentlich, wenn sie ohne den seitlichen Vorschub II schleift.

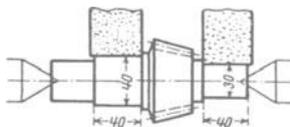


Abb. 313. Einstechverfahren mit 2 Scheiben von verschiedenen Durchmessern.

Hierzu muß die Schleifscheibe breiter sein und nach dem Einstechverfahren arbeiten. Das Verfahren (Abb. 311 u. 312) wird in der Weise durchgeführt, daß die Einstechschleifmaschine die $100 \div 200$ mm breite Schleifscheibe bei $v \sim 30$ m/s um etwa $0,5 \div 0,8$ mm/min auf das Werkstück zuschiebt. Sie kann auch mit 2 Scheiben von verschiedenen Durchmessern schleifen (Abb. 313). Während des Schleifens führt die Scheibe eine hin- und hergehende Bewegung von $0 \div 12$ mm aus, die man an den Hubenden beliebig einstellen kann. Hierzu dient das rechte Handrad an der Schleif-

spindel. Mit dieser Einrichtung lassen sich Bunde sauber anschleifen. Die Scheibe nützt sich weniger ab und die Dauer des Schleifens wird wesentlich abgekürzt. Längere Wellen schleift man in einzelnen Einstichen, die man zuerst mit einer roh abgezogenen Schleifscheibe aus-schruppt und hierauf mit einer fein abgezogenen Scheibe mit selbst-tätiger Zustellung schlichtet. Um überall den genau gleichen Durchmesser

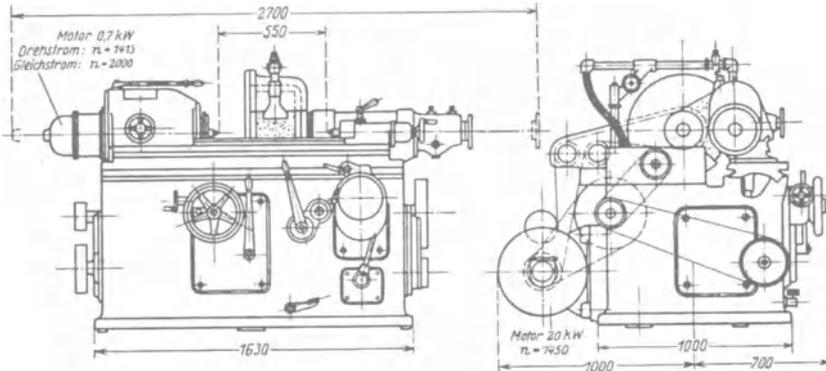


Abb. 314 u. 315. Einstechschleifmaschine, Loewe-Bauart.

zu erreichen, stellt man die Schleifscheibe zuletzt mit der Hand gegen einen festen Anschlag zu. Die Schleiffläche zeigt nicht nur ein sauberes Aussehen, sondern ist auch genau rund und die Durchmesser der einzelnen Einstiche weichen höchstens um 0,015 mm voneinander ab. Die Genauigkeit liegt daher innerhalb der Lehrgrenzen. Die Einstechschleifmaschine gleicht der in Abb. 308, nur wird der Schleiftisch nicht

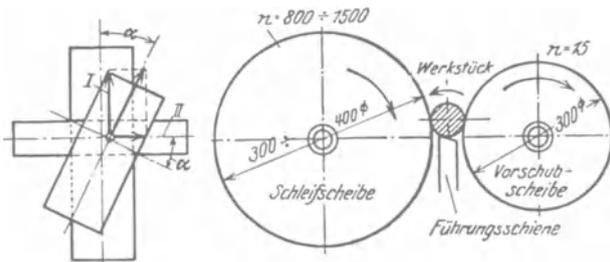


Abb. 316 u. 317. Spitzenloses Schleifen (Durchzugsverfahren).

mehr nach *II* hin- und herspielen, sondern für die einzelnen Einstiche mit dem vorderen Handrad eingestellt (Abb. 314 u. 315). Da das Schleifen mit breiter Scheibe mehr Kraft erfordert, so muß die Maschine in ihren Einzelheiten kräftiger durchgebildet sein. Mit einem Handhebel kann die Kühlpumpe eingerückt, die Scheibe schnell angesetzt, beim Schrumpfen langsam zugestellt, beim Schlichten stillgesetzt und hierauf in den schnellen Rücklauf umgesteuert werden unter Abstellen der Kühlpumpe.

Die Rundsleifmaschinen der *Fortuna*-Werke haben Flüssigkeitsgetriebe, um die Vorschubgeschwindigkeit dem Werkstoff rasch anpassen zu können. Der Schleiftisch wird durch eine Kolbenpumpe bis zu 150 mm/s vorgeschoben und stoßfrei umgesteuert. Die Schleifscheibe kann ebenfalls durch eine Pumpe um 0,0025 ÷ 0,04 mm dem Werkstücke zugestellt werden. Dabei läßt sich die gesamte Zustellung an einem Maßstabe ablesen. Sobald der vorgeschriebene Schleifdurchmesser erreicht ist, rückt die Maschine den Vorschub der Schleifscheibe aus.

4. Die spitzenlose Rundsleifmaschine.

Das Rundsleifen ohne Aufspannen oder das spitzenlose Schleifen¹ ist dem Schrägwalzverfahren von Mannesmann nachgebildet (Abb. 316 u. 317). Der Rundvorschub *I* und der Längsvorschub *II*

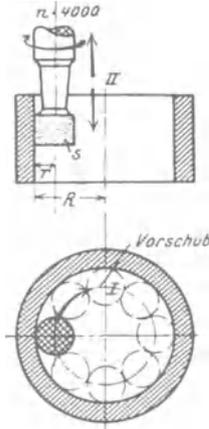


Abb. 318 u. 319. Ausschleifen einer Büchse.

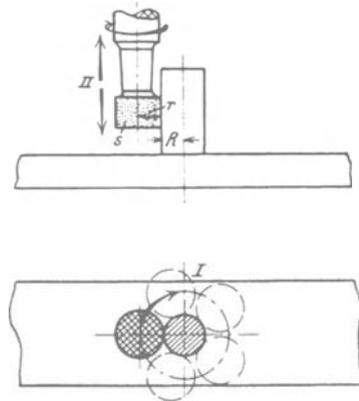


Abb. 320 u. 321. Rundsleifen eines Zapfens.

werden hierbei von einer Vorschubscheibe erzeugt, die um den Winkel $\alpha \leq 6^\circ$ schräg zur Schleifscheibe eingestellt wird. Die Schleifscheibe führt die Hauptbewegung aus, während die Vorschubscheibe das eingelegte Werkstück nach *I* langsam dreht und in der Längsrichtung *II* vorschiebt. Das Aufspannen zwischen Spitzen fällt daher fort, ebenso das Abstützen mit Brillen, da das Werkstück an der Schleifstelle von der Vorschubscheibe und der Führungsschiene getragen wird. Die Folge dieses Durchzugsverfahrens ist eine wesentliche Ersparnis an Griffzeiten. Da man, ohne die Genauigkeit zu gefährden, stärkere Schnitte nehmen und die Schleifzugabe auf das Kleinstmaß beschränken kann, ist auch die Laufzeit der Maschine kleiner und die Abnutzung der Scheibe geringer. Das Verfahren arbeitet daher billiger und liefert ganz saubere Flächen. Für das Kegelsleifen wird die Schleifscheibe kegelig und für das Formsleifen der Form entsprechend abgerichtet. Bei Werkstücken mit

¹ V. D. I. Zeitschrift 1925. S. 387.

Ansätzen benutzt man Werkstückauflagen mit Endanschlag und Auswerfer. Die spitzenlosen Rundschleifmaschinen werden gebaut

1. für den Schönheitsschliff von Werkstücken, die ein schönes und sauberes Aussehen haben sollen,
2. für den Genauigkeitsschliff von $\pm 0,01$ bis $\pm 0,002$ mm.

β) Die Rundschleifmaschinen für sperrige Werkstücke.

Bei den Rundschleifmaschinen für sperrige Werkstücke (Abb. 322 und 327) muß die Schleifscheibe die Hauptbewegung und auch die Vorschübe *I* und *II* ausführen, da sperrige Werkstücke keine Drehbewegung zulassen. Soll z. B. eine Büchse an einem sperrigen Werkstück ausgeschliffen werden, so muß die Schleifscheibe nach Abb. 318 u. 319 auf den inneren Umfang der Büchse, d. h. die Schleifspindel auf $e = R - r$ eingestellt werden und an ihm in Richtung *I* kreisen. Um auch die Tiefe der Büchse zu fassen, muß die Schleifscheibe nach *II* ständig auf und ab spielen. Zum Rundschleifen eines Zapfens muß nach Abb. 320

u. 321 die Schleifscheibe *S* auf den Zapfenmantel, d. h. die Schleifspindel auf $e = R + r$ eingestellt werden, ihn nach *I* umkreisen und an ihm nach *II* auf und ab spielen.

Die Schleifspindel einer Rundschleifmaschine für sperrige Werkstücke muß sich daher auf verschiedene Schleifhalbmesser einstellen lassen und 3 Bewegungen ausführen:

1. die Hauptbewegung um

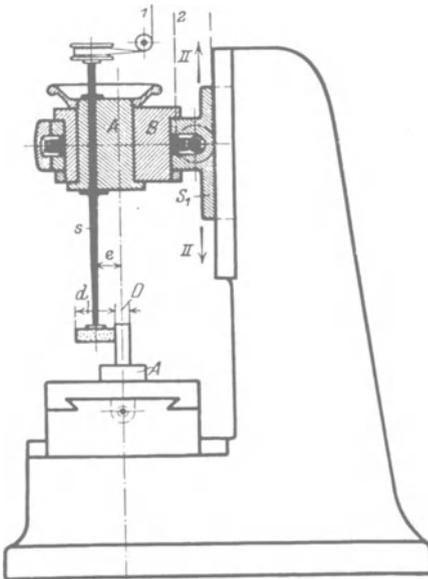


Abb. 322. Allgemeine Schleifmaschine.

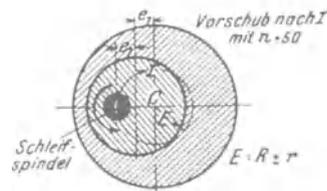


Abb. 323. Anstellung für das Rundschleifen.

die eigene Achse mit $v = 25 \text{ -- } 35$ m/s Geschwindigkeit der Schleifscheibe,

2. eine Planetenbewegung *I* auf dem Kreise vom Halbmesser e am inneren oder äußeren Mantel des Werkstückes und
3. eine auf und ab spielende Bewegung *II* in der Längsrichtung des Werkstückes.

1. Die allgemeine Rundschleifmaschine.

Die allgemeine Rundschleifmaschine für sperrige Werkstücke (Abb. 322) hat für die 3 Bewegungen eine senkrechte Planetenspindel, die mit dem Schleifschlitten S_1 an dem Ständer der Maschine nach II auf und ab spielt. Die Schleifspindel wird durch den Riemen I angetrieben und mit dem oberen Handrade auf e eingestellt. Die Schleifspindel s läuft außerachsig in dem Stellzylinder A , und A selbst ist wiederum außerachsig in dem Laufzylinder B gelagert. Durch diese doppelte außerachsigige Lagerung (Abb. 323) kann die Spindel S mit dem Handrade in alle Stellungen von 0 bis e gebracht werden. Sollen z. B. Zapfen an Steuerstangen rund geschliffen werden, so ist die Planetenspindel auf $e = R + r$ ein-

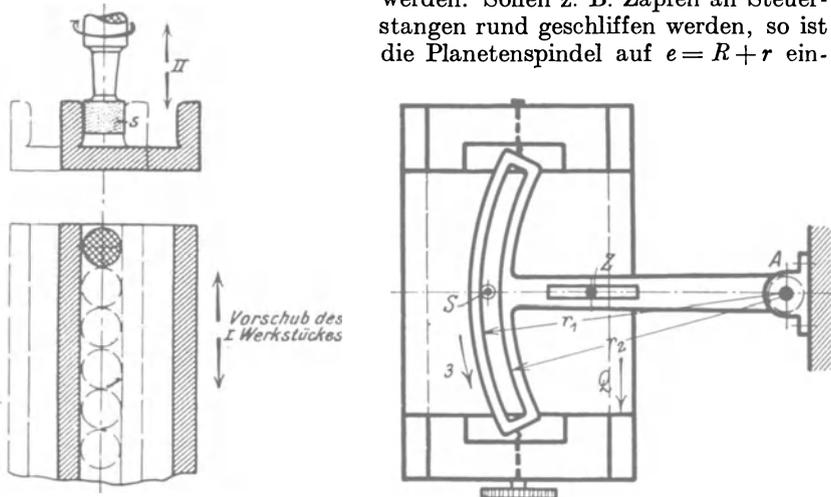


Abb. 324 u. 325. Planschleifen.

Abb. 326. Ausschleifen eines Steuerbogens.

zustellen. Die rasch laufende Schleifscheibe wird dann nach Abb. 320 u. 321 nach I den Zapfen umkreisen und nach II auf und ab spielen. Beim Ausschleifen von Büchsen an sperrigen Werkstücken ist die Planetenspindel auf $e = R - r$ einzustellen (Abb. 318 u. 319). Auch hierbei wird die Schleifscheibe nach II auf und ab spielen und am inneren Umfang die Planetenbewegung I ausführen. Selbst ebene Arbeitsflächen (Abb. 324 und 325) lassen sich auf der Maschine schleifen. Bei diesem Planschleifen darf allerdings die Schleifspindel keine Planetenbewegung ausführen. Sie ist daher auf $e = 0$ einzustellen, so daß die Schleifspindel s in der Achse von B läuft. Die Schleifscheibe wird in dieser Einstellung ständig an der geraden Mantelfläche kreisen und nach II auf und ab spielen (Abb. 324). Das Werkstück muß dabei durch den Arbeitstisch nach I vorgeschoben werden.

Das Ausschleifen von Steuerbogen (Abb. 326) erfordert eine kleine Ergänzung des Arbeitstisches. Die Planetenspindel ist wieder auf $e = 0$ einzustellen. Das Werkstück muß dagegen durch den Bolzen Z am Querschlitten Q des Arbeitstisches um den Zapfen A nach den Halb-

einzustellen und ihm durch Drehen des Laufzylinders *B* eine Planetenbewegung zu erteilen. Für kleine Zylinder ist der Stellzylinder *A* nach rechts zurückzuziehen und für große nach links vorzuschieben. Die Schleifspindel *s* bekommt durch einen Riemen die Hauptbewegung mit $n \sim 4000$. Der Laufzylinder *B*

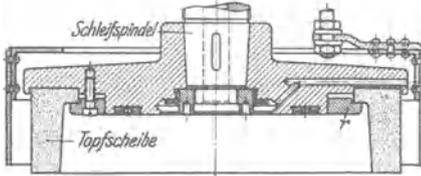


Abb. 331. Topfscheibe.

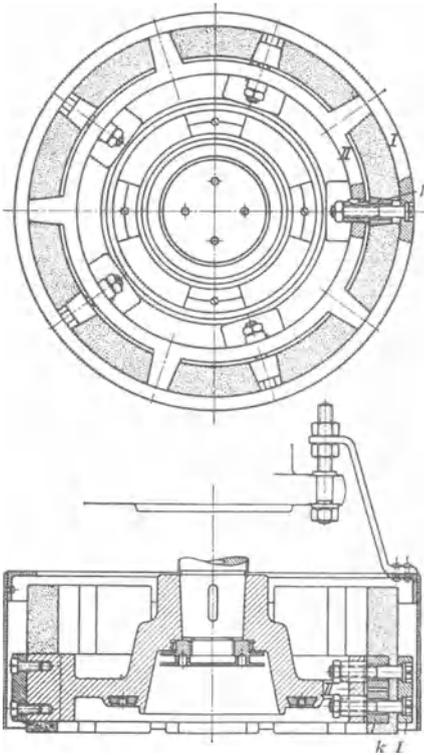


Abb. 332 u. 333. Klauen Scheibe.

wird durch Riemen *I* und den Schneckenantrieb in langsame Drehung versetzt ($n \sim 50$). Dabei kreist die Schleifspindel auf einem Kreise vom Halbmesser *e* und erteilt der Schleifscheibe die Planetenbewegung *I* am inneren Zylindermantel. Der Schleifschlitten *S*₁ führt die Schleifscheibe in Richtung *II* ständig hin und her. In dem Maße, wie sich die Schleifscheibe abnutzt, wird der Stellzylinder *A* durch ein Schaltwerk nach links vorgeschoben. Der Arbeitstisch hat hier nur die Aufgabe, den sperrigen Zylinder genau auf die Achse *AA* auszurichten. Dies erfordert eine Hoch- und Querbewegung, die durch den Winkeltisch *W* mit dem Querschlitten *Q* gegeben sind. Der Schleifstaub wird durch einen kräftigen Staubabsauger nach hinten abgesaugt.

b) Die Planschleifmaschinen.

Die Planschleifmaschinen dienen zum Schleifen gerader, ebener Flächen. Das Werkzeug ist eine Flachscheibe, sobald es sich um eine Schlichtmaschine handelt, eine Topfscheibe oder Klauen Scheibe bei Schruppmaschinen. Die Flachscheibe setzt eine waagerechte, die Topfscheibe eine meist senkrechte Bauart der Maschine voraus.

c) Die waagerechte Planschleifmaschine.

Das Planschleifen mit der Flachscheibe erfordert nach Abb. 328 u. 329 drei selbsttätige Bewegungen: a) Die Hauptbewegung der Schleifscheibe, b) den geraden Vorschub *I* des Werkstückes, c) den hin und her spielenden Quervorschub *II* der Schleifscheibe.

Da beim Schleifen ebener Flächen die Schleifscheibe wie beim Hobeln quer zum Werkstück geschaltet werden muß, so gleicht die waagerechte Planschleifmaschine in ihrem Aufbau der Hobelmaschine. Das Werkstück wird durch den Schleiftisch *T* der Schleifscheibe nach beiden Richtungen mit gleicher Geschwindigkeit zugeschoben. Der Schleifschlitten sitzt auf dem Querträger *Q*, mit dem man ihn auf die Höhe des Werkstückes einstellen kann. Die Feineinstellung der Schleifscheibe geschieht mit der Kurbel *K*. Der Quervorschub *II* wird durch ein Hin- und Herspielen des Schleifschlittens erreicht. Hierzu steuern die Anschläge *a* die Leitspindel mit dem Wendegetriebe *w* um. Das Werkstück geht also unter der hin und her spielenden Schleifscheibe mit gleicher Geschwindigkeit hin und zurück. Dabei wird die Schleifscheibe entsprechend ihrer Abnutzung tiefer gestellt. Der Antrieb des Schleiftisches ist wie bei der Hobelmaschine auszuführen, aber ohne beschleunigten Rücklauf. Der Vorzug der Flachscheibe liegt in der kleinen Angriffsfläche, die eine nur unwesentliche Erwärmung des Werkstückes zur Folge hat. Die waagerechte Planschleifmaschine wird deshalb vorzugsweise als Genauigkeitsmaschine benutzt.

Die Planschleifmaschinen werden auch zum Schleifen der Führungsbahnen benutzt. Bei der Führungsbahnen-Schleifmaschine muß der Schleifschlitten mit einer Drehscheibe die Schleifscheibe in Arbeitsstellungen bringen, wie sie in Abb. 384 angegeben sind. Die Maschine ist in ihrer Bauart meist eine Einständermaschine mit 2 Schleifschlitten auf dem Querträger. Der Schleiftisch hat Preßantrieb nach Abb. 102.

β) Die senkrechte Planschleifmaschine.

Das Schleifen mit der Topfscheibe verlangt nur 2 Bewegungen, nämlich die Hauptbewegung der Topf- oder Klauenscheibe und den Vorschub des Werkstückes. Dabei sollen Flächen, die mehr als $\frac{2}{3}$ der Scheibenbreite beanspruchen, vermieden werden. Wegen der großen Angriffsfläche der Topfscheibe ist die Maschine eine Hochleistungsschleifmaschine (Abb. 330). Die Bauart ist einfacher, entspricht etwa der der senkrechten Fräsmaschine. Der Ständer trägt den Schleifschlitten zum Anstellen des Spanes und das Längsbett den Tisch für den Vorschub des Werkstückes. Ihr Vorbild ist auch in der Stoßmaschine zu finden. Damit die Topfscheibe nur mit einer Seite angreift, läßt sich der Schleifschlitten etwas schrägstellen.

Die volle Topfscheibe (Abb. 331) wird mit dem Ring *r* festgeschraubt, die Klauen (Abb. 332 u. 333) mit den Keilen *k* zwischen den Stegen von *II* und dem Ring *I* festgezogen.

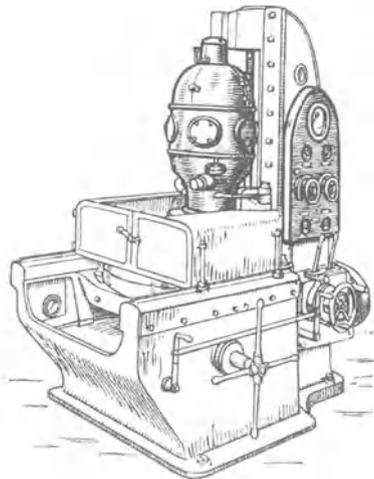


Abb. 334. Planschleifmaschine mit Rundtisch.

γ) Die senkrechte Planschleifmaschine mit Rundtisch.

Planschleifmaschinen werden zum Schleifen kleiner, flacher Teile mit Rundtisch gebaut (Abb. 334), der zum raschen Spannen als elektromagnetisches Spannfutter ausgebildet und ausfahrbar ist. Die Topfscheibe sitzt auf der Ankerwelle des Motors, der mit dem senkrechten Schleifschlitten verbunden ist. Die senkrechte Zustellung der Scheibe geschieht selbsttätig. Der Rundtisch und die Pumpe für das Kühlwasser werden durch einen besonderen Motor betrieben.

e) Die Sonderschleifmaschinen.

α) Die Kolbenringschleifmaschine.

Die Kolbenringschleifmaschine hat die Stirnflächen der Kolbenringe auf genaues Maß zu schleifen, damit sie nicht in den Kolbennuten schlagen.

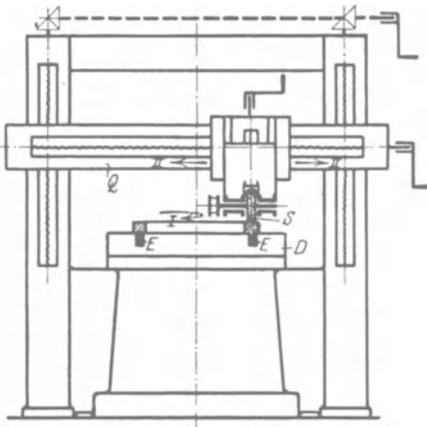


Abb. 335. Kolbenringschleifmaschine.

Auch hierfür sind nach Abb. 335 wiederum 3 Bewegungen erforderlich. Im Vergleich zu Abb. 329 ist hier nur der gerade Vorschub *I* des Tisches durch eine Drehbewegung *I* für die ringförmige, ebene Fläche in Abb. 335 zu ersetzen. Hierfür beansprucht die Kolbenringschleifmaschine einen Drehtisch *D*, auf dem der Ring mit Elektromagneten *E* festgespannt wird. Der ganze Aufbau der Maschine gleicht daher der Karusselldrehbank. Nur tritt an die Stelle des Drehstahles die nach *II* hin und her spielende Schleifscheibe.

β) Die Zahnradschleifmaschine.

Die Zahnradschleifmaschine ist eine wichtige Sonderschleifmaschine für den Kraftwagen- und Werkzeugmaschinenbau. Ihre Aufgabe ist, Zahnräder auf eine höhere Genauigkeit der Zahnflanken nachzuschleifen. Bekanntlich verursachen schnellaufende Räder um so mehr Geräusch, je ungenauer die Verzahnung ist. Werden ihre Zähne gehärtet, so tritt dazu ein Verziehen ein, das die Hauptursache für Stöße und Geräusche in den Getrieben ist. Will man diese Ungleichheiten beseitigen, so müssen die Räder nach dem Härten geschliffen werden. Die Zahnradschleifmaschine arbeitet nach dem Teilverfahren oder dem Wälzverfahren.

Beim Teilverfahren muß die Schleifscheibe zum Nachschleifen der vorgefrästen und gehärteten Zähne, wie der Fräser in Abb. 297, die genaue Form der Zahnflanken haben. Diese Form ist durch Nachdrehen der Scheibe mit Diamanten vor jedem Schleifgang wieder herzustellen. Die Arbeitsweise ist ähnlich der in Abb. 295 und 296.

Der Nachteil des Teilverfahrens liegt darin, daß die Schleifscheibe die Zahnflanken mit zu großer Fläche angreift, so daß die gehärteten Zähne stark erwärmt werden und sich verziehen.

Das Wälzverfahren erfordert eine einfache Scheibe, die am Rande nach dem Evolventen-Zahnstangen Zahn mit 40° Flankenwinkel abgedreht ist (Abb. 336). Die Grundlage des Wälzverfahrens ist folgende: Soll die Flanke von O bis A geschliffen werden, so muß sich das Zahnrad um den Bogen EA nach links drehen und zugleich um die Strecke EA_1 nach rechts verschieben. Dabei wälzt es das Flankenstück OA auf der Scheibe von O bis A_1 ab. Wählt man das Flankenstück OA sehr klein, so wird die Schleifscheibe mit jedem Durchgang die Flanke strichweise herausschleifen.

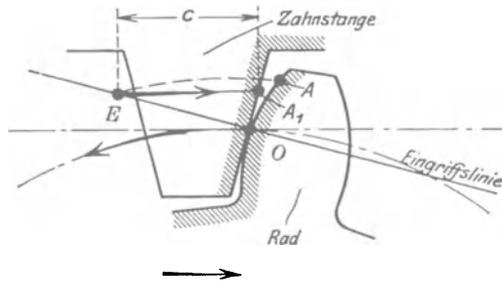


Abb. 336. Schleifwälzverfahren.

Die Schleifscheibe S sitzt auch bei der Wälzmaschine (Abb. 337) am Stößel St , der durch eine Schwinge hin und her bewegt wird. Mit 3 Diamanten wird sie nach Bedarf auf die genaue Flankenform

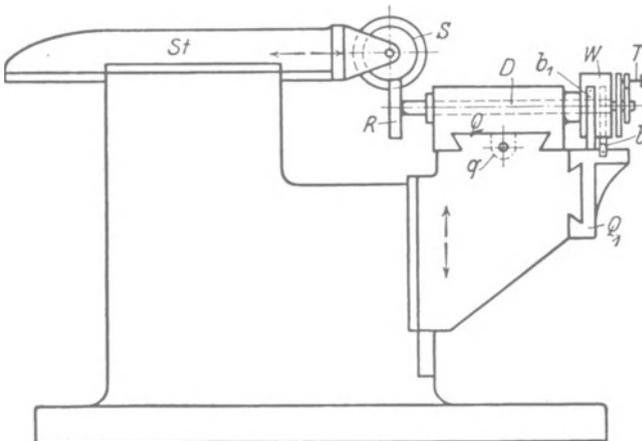


Abb. 337. Zahnrad schleifmaschine nach dem Wälzverfahren.

gedreht. Das gehärtete Zahnrad R steckt man auf den Dorn D , der am Gegenende den Wälzbogen W und den Teilkopf T trägt. Für den Vorschub ist D auf dem Querschlitzen Q gelagert. Der Wälzbogen ist mit 2 Stahlbändern bb_1 an dem Schlitten Q_1 befestigt. Wird der Querschlitzen durch ein Schaltwerk um A_1E nach 2 verschoben (Abb. 338), so drehen Wechselräder das Rad R um AE . Die Stahlbänder bb_1 nehmen dabei den Seitendruck auf und verhindern jedes Gleiten, da

der Schlitten Q_1 zwangsläufig nachgeschoben wird. Vor jedem neuen Schliff wird das Rad mit dem Teilkopf T geteilt, so daß jeder Zahn nach einer vollen Umdrehung wieder an die Scheibe kommt. Durch die aufeinanderfolgenden strichweisen Schliffe aller Zähne wird eine gleichmäßige Zahnstärke gesichert.

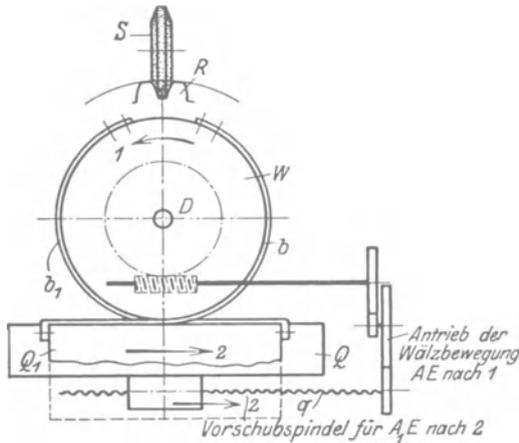


Abb. 338. Schleiftisch zu Abb. 337.

bändern besorgt. Um die Abnutzung der Scheiben nachprüfen können, setzt man zeitweise

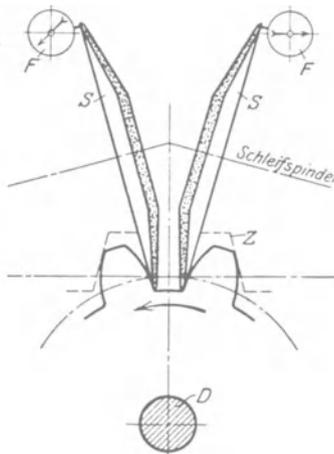


Abb. 339. Schleifwälzverfahren von Maag.

die Fühlhebel F an. Sobald man eine Abnutzung festgestellt hat, werden die Scheiben mit einem kleinen Getriebe um $\frac{1}{1000}$ mm vorgeschoben, so daß sie ihre genaue Schleiflage wieder einnehmen. Der Vorzug der geschliffenen Räder liegt darin, daß sie einen Liniendruck von $110 : 130$ kg/cm bei $v = 68$ m/s vertragen gegenüber 70 kg/cm bei ungehärteten Zähnen.

γ) Die Läppmaschine.

Das Läppen ist ein Verfahren zur Veredelung der Oberflächen von Bolzen, Rollen, Stiften, kleinen Pumpenkolben, Endmaßen usw. Das Läppmittel nimmt dabei nur eine äußerst geringe Schicht vom Werkstück ab, der größte Teil der Stoffzugabe dient zum Dichten der Oberfläche, die einen rißfreien, hohen Spiegellanz zeigen soll. Zum Vorpolieren benutzt man als Schleifmittel feinstes Schmirgelpulver in Öl, zum Fertigpolieren Wiener Kalk in Paraffinöl. Die Läppmaschine, Abb. 340 bis 342, besteht in ihrem Aufbau aus den beiden gußeisernen Läppscheiben L , die genau parallel stehen und in entgegengesetzter Richtung laufen. Die Werkstücke W liegen in schwach geneigten Schlitten des runden Werkstückhalters P . Durch die Läppscheiben

der Schleifwälzverfahren von Maag (Abb. 339) ist die rechte und linke Flanke der Zahnstange Z durch je eine Schleifscheibe ersetzt. Das Zahnrad sitzt auf einem Dorn D , der, wie in Abb. 337/38, das Hin- und Herwälzen mit einem Rollbogen und Stahl-

erfahren die Werkstücke eine Drehung um ihre Achse. Zwei Hubscheiben E bewegen den Werkstückhalter P zwischen den Läppscheiben L hin und her. Mit dieser Einrichtung ist eine hin- und hergehende Verschiebung der Werkstücke W in den Schlitzen S verbunden und somit eine gleichmäßige Abnutzung in der Breite der Läppscheiben. Eine Pumpe drückt das Schleifmittel zwischen die Scheiben. Zur leichten Bedienung wird die obere Läppscheibe mit dem Handrade H abgehoben und mit dem Ausleger A ausgeschwenkt.

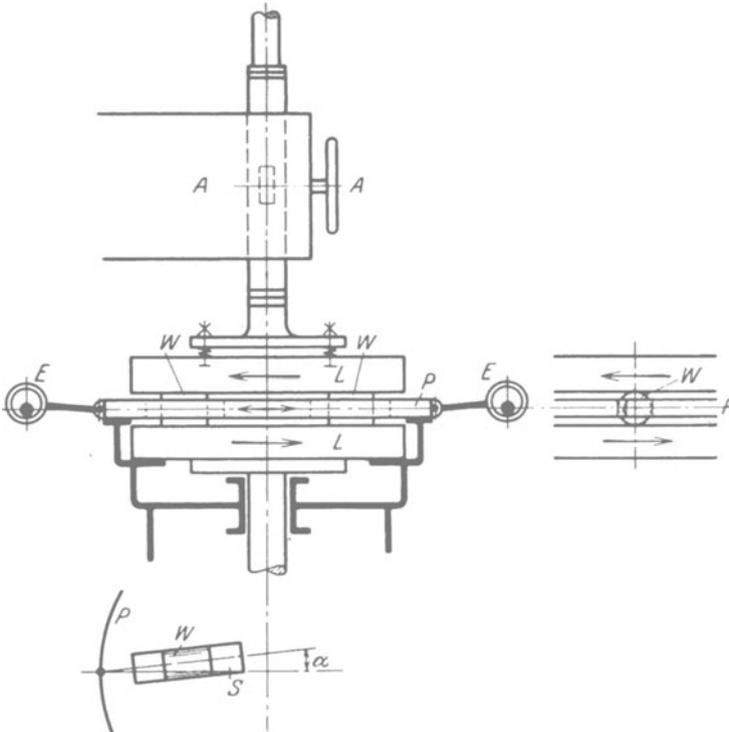


Abb. 340 bis 342. Läppmaschine.

δ) Die Honingmaschinen.

Das Honen ist ein Aufreiben von Bohrungen, z. B. Zylindern. Als Werkzeug dient eine Schleifhale mit etwa 8 Schleifmessern, die in ungleicher Teilung in den Kopf eingesetzt sind (Abb. 343). Sie werden mit einem durch eine Gewindespindel verstellbaren Kegel auf den genauen Durchmesser eingestellt.

Die Honingmaschine ist eine Art Ständerbohrmaschine mit elektrischem Antriebe, die die Schleifhale am Spindelkopf aufnimmt und mit einem Handhebel steuert. Zum Honen von Kurbelwellen werden alle Laufzapfen mit Steinen umschlossen und mit Petroleum gekühlt. Zum Vorschleifen dienen rauhe Steine und zum Polieren solche von feiner Körnung.

d) Das Schleifen und die Auswahl der Schleifscheiben.

Die bei Massenteilen geforderte Austauschbarkeit hat bekanntlich das Schleifen als zeitgemäßes Arbeitsverfahren ausgebildet. Dadurch ist eine neue Arbeitsteilung entstanden: Schruppen auf der Drehbank, Schlichten auf der Schleifmaschine. Die Werkstücke sollen hierzu auf $0,25 \div 0,8$ mm Übermaß vorge dreht und beim Schleifen durch möglichst viele Brillen abgestützt werden, die aber nur an bearbeiteten Stellen anzusetzen sind. Auch beim Schleifen muß man bestrebt sein, durch richtige Schnittgeschwindigkeiten und Vorschübe und durch Vermeidung größerer Arbeitspausen die Maschine voll auszunutzen.



Abb. 343. Schleifahle.

Die Umfangsgeschwindigkeit der Schleifscheibe soll bei Stahl $v = 30 \div 35$ m/s, gewöhnlich $v = 30$ m/s, bei Gußeisen $v = 25$ m/s betragen. Die Umfangsgeschwindigkeit des Werkstückes kann bei Stahl und dicken Werkstücken bis 150 mm Durchmesser $v_u = 14$ m/min sein, bei dünnen Werkstücken bis 50 mm Durchmesser $v_u = 10 \div 12$ m/min bei einem Längsvorschub von $\frac{1}{3}$ der Scheibenbreite, bei großem Schruppvorschub von $\frac{2}{3}$ der Scheibenbreite sei $v_u = 8 \div 10$ m/min, bei Gußeisen nehme man $v_u = 12 \div 15$ m/min. Der Tischvorschub kann im allgemeinen bei Maschinenstahl zu $\frac{1}{2} \div \frac{3}{4}$ der Scheibenbreite, bei Gußeisen zu $\frac{3}{4} \div \frac{5}{6}$ der Scheibenbreite je Umlauf des Werkstückes gewählt werden. Die Spantiefe beim Schruppen von Maschinenstahl soll man nicht über 0,05 mm, am besten $0,03 \div 0,04$ mm nehmen, bei Gußeisen dagegen so groß wie möglich.

Zahlentafel über Schleifzugaben nach DIN 60¹ in mm.

| Nennmaße der Welle Durchmesserbereich | Länge der Welle | Schleifzugaben zum Nennmaß der Welle | | | | | |
|--|-----------------|--------------------------------------|---------------------|----------------------|-----------------------|-----------------------|-----------|
| | | bis 400 | über 400 bis 800 | über 800 bis 1200 | über 1200 bis 1600 | über 1600 bis 2000 | über 2000 |
| bis 50 | oberes Abmaß | + 0,4 | + 0,45 | + 0,55 | + 0,6 | + 0,7 | + 0,8 |
| | unteres Abmaß | + 0,25 | + 0,3 | + 0,4 | + 0,45 | + 0,5 | + 0,6 |
| über 50 bis 120 | oberes Abmaß | + 0,45 | + 0,45 | + 0,55 | + 0,6 | + 0,7 | + 0,8 |
| | unteres Abmaß | + 0,3 | + 0,3 | + 0,4 | + 0,45 | + 0,5 | + 0,6 |
| über 120 bis 180 | oberes Abmaß | + 0,55 | + 0,55 | + 0,55 | + 0,6 | + 0,7 | + 0,8 |
| | unteres Abmaß | + 0,4 | + 0,4 | + 0,4 | + 0,45 | + 0,5 | + 0,6 |

Die Angaben gelten für das Vordrehen von Wellen, die nachher in ungehärtetem Zustande auf Fertigmaß geschliffen werden sollen. Sie gelten für alle Sitze mit Ausnahme der Preß- und Schrumpfsitze der Einheitsbohrung, die größere Zugaben erfordern. Kennzeichnung der Rachenlehre: Farbe grau, Bezeichnung gZ.

¹ Abdruck aus den Normblättern des Deutschen Normenausschusses. Verbindlich für die vorstehenden Angaben bleiben die Dinormen. Normblätter sind durch den Beuth-Verlag G. m. b. H., Berlin S 14, Dresdenerstraße 97, zu beziehen.

Die Schleifscheiben bestehen aus scharfkantigen Körnchen aus Schmirgel, Korund oder Silizium-Karbid und dem Bindemittel. Schmirgel ist Al_2O_3 , das in der Natur gefunden wird. Seine Härte beträgt 6 bis 8 Punkte. Korund ist ebenfalls Al_2O_3 , das aber reiner ist und eine Härte von 9 Punkten hat. Künstlicher Korund, wie Alundum, Elektrit, Elektrorubin ist noch reiner und härter (9,3 Punkte). Silizium-Karbid ist ebenfalls ein Kunsterzeugnis mit einer Härte von 9,5 und 9,7 Punkten. Als Karborundum, Kristolon, Kohinor, Karbolisit wird es sehr viel für Schleifscheiben verwendet. Der Rohstoff wird zermahlen und nach der Korngröße oder Körnung gesichtet. Die Körnung wird durch Siebe mit verschiedenen Maschenweiten festgelegt. Gewebe Nr. 20 ist ein Sieb mit 400 Maschen auf 1 cm^2 , die lichte Maschenweite ist 0,3 mm.

Das Bindemittel ist mineralisch, vegetabilisch oder keramisch. Als mineralisches Bindemittel wird eine Magnesitverbindung benutzt und zwar bei Schleifscheiben für feine Schneiden, z. B. Rasierklingen. Die

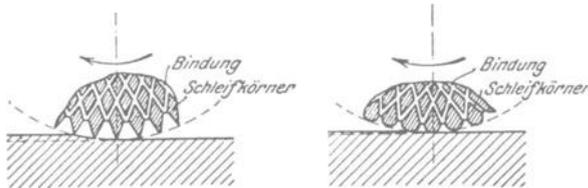


Abb. 344 u. 345. Scharfe und stumpfe Schmirgelkörnerchen.

vegetabilische Bindung der Körnchen erfolgt durch Gummi, Leim oder Schellack. Die Scheiben sind elastisch und für feine Werkzeuge geeignet. Die keramische Bindung erfolgt mit Ton, der beim Brennen sintert, so daß ein poröses Gefüge entsteht. Die Brauchbarkeit der Schleifscheibe hängt in hohem Maße von der Bindung und Körnung ab. Die Bindung soll das Schleifkörnerchen so lange festhalten, wie es gut schneidet (Abb. 344). Sobald es stumpf ist, soll es durch den größeren Widerstand herausbrechen, so daß das neue scharfe Körnerchen angreifen kann (Abb. 345).

Zu harte Scheiben halten die stumpf gewordenen Körnerchen zu lange fest, hören auf zu schneiden und verschmieren; zu weiche stoßen die Körnerchen zu schnell ab, nützen sich daher rasch ab und werden unrund. Beide müssen daher bald abgerichtet werden. Eine etwas weichere Scheibe ist aber trotz größerer Abnutzung zweckdienlicher als eine zu harte, da sie länger schnittfähig bleibt und weniger Kraft verbraucht. Die Leistung ist etwa 20 : 25 kg Späne auf 1 kg Schleifscheibe.

Je größer die Berührungsfläche zwischen Werkstück und Scheibe ist, um so länger dauert der Angriff der einzelnen Körnerchen. Breite und große Scheiben müssen daher weicher sein als kleine und schmale. Ebenso erfordern Werkstücke mit großem Durchmesser weichere Scheiben als solche mit kleinem. Scheiben für Planschliff müssen weicher sein als solche für Rundschliff, Scheiben für Innenschliff weicher als die für Außenschliff. Hohe Schnittgeschwindigkeiten verlangen ebenfalls weicher gebundene Scheiben, weil die einzelnen Körnerchen öfter zum

Schnitt kommen. Da die Scheibe stumpfe Schleifkörner schnell abstoßen soll, so verlangen harte Werkstücke weiche Scheiben. Für weichen Maschinenstahl kommt daher eine harte, für kohlenstoffreicheren Stahl eine weichere Scheibe und für gehärteten Stahl und Hartguß eine noch weichere Scheibe in Betracht. Sehr weiche und leicht schmierende Werkstoffe, wie Kupfer und Messing, erfordern dagegen besonders weiche Scheiben, damit sie nicht verschmieren. Hier hilft auch eine höhere Schnittgeschwindigkeit oder eine elastische Scheibe wegen ihrer größeren Poren.

Grobkörnige Scheiben sind am besten für das Schruppen geeignet, weil das Auslösen des groben Kornes mehr Kraft erfordert, feingekörnte

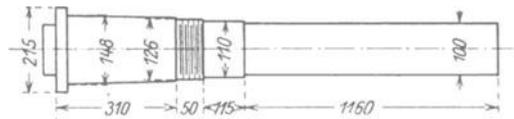


Abb. 346. Frässpindel.

Scheiben am besten für das Schlichten, Verbundscheiben mit grobem und feinem Korn für beide Zwecke. Die Scheibe ist immer so grob zu nehmen, daß sie nicht verschmiert. Dies tritt ein, wenn die Scheibe zu hart, das Korn zu fein und die Werkstückgeschwindigkeit zu klein ist. Allgemein erfordert eine große Berührungsfläche und eine hohe Geschwindigkeit ein grobes Korn. Die Scheiben mit Körnung Nr. 10 ÷ 30 sind für schwere Schleifarbeiten an Grauguß und Stahlguß, die Nummern 24 ÷ 60 für das Rundschleifen ungehärteten und harten Stahles, die Nummern 60 ÷ 90 für Schlichtarbeiten und Werkzeugschleifarbeiten bestimmt.

Ein wirksames Kühlmittel ist von größter Bedeutung, da die Späne unter Funkenbildung entstehen (1600 ÷ 2000° C). Das Kühlmittel für das

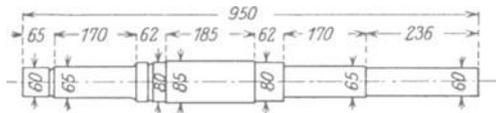


Abb. 347. Dynamowelle.

Schruppschleifen ist fünfhundertteiliges Sodawasser, bei Maschinenstahl Sodawasser mit Ölzusatz (1 kg Soda und $\frac{1}{4}$ kg Öl auf 16 l Wasser), bei Guß kein Ölzusatz wegen des Schmierens.

Sehr wesentlich für genaue Schleifarbeit ist auch ein gutes Abstützen der Werkstücke durch zahlreiche Brillen.

Mit der Entwicklung der Schleiferei kam, wie erwähnt, die Arbeitsteilung: Schruppen auf der Drehbank und Schlichten auf der Schleifmaschine. Die wirtschaftliche Seite dieser Arbeitsteilung zeigen zwei Beispiele: Die Frässpindel in Abb. 346 verlangt für das Vordrehen und Fertigschleifen $8\frac{1}{4}$ h, dagegen erfordert das vollständige Fertigdrehen auf der Drehbank 15 h. Der Zeitgewinn ist also 45 vH. Die Dynamowelle in Abb. 347 wird in 2 h 24 min gedreht und geschliffen, dagegen in 5 h fertiggedreht bei 52 vH Zeitverlust.

2. Die Werkzeugschleifmaschinen.

Die Werkzeugschleifmaschinen haben die Werkzeuge zu schärfen, denn von einem scharfen Werkzeug hängt nicht nur die Leistung der Maschine, sondern auch die Güte der Arbeit ab. Dazu hält ein scharfes Werkzeug den Arbeitsbedarf einer Werkzeugmaschine gleich. Die Werkzeugschleifmaschinen sind daher unentbehrliche Hilfsmittel für jede Werkstatt.

Die Werkzeugschleifmaschine (Abb. 348) dient insbesondere zum Schärfen der Fräser. Da diese Werkzeuge auf der allgemeinen Fräsmaschine geschnitten werden und zum Schleifen der Fräser dieselben Bewegungen und Arbeitsstellungen erforderlich sind wie beim Fräsen, so muß die Werkzeugschleifmaschine in ihrem Aufbau eine große Verwandtschaft mit der allgemeinen Fräsmaschine haben. Man braucht sich nur an Stelle des Fräasers die Schleifscheibe zu denken. Die Werkzeugschleifmaschine hat daher, wie die allgemeine Fräsmaschine, einen Spindelstock, dessen Schleifspindel durch eine zweiläufige Stufenscheibe angetrieben

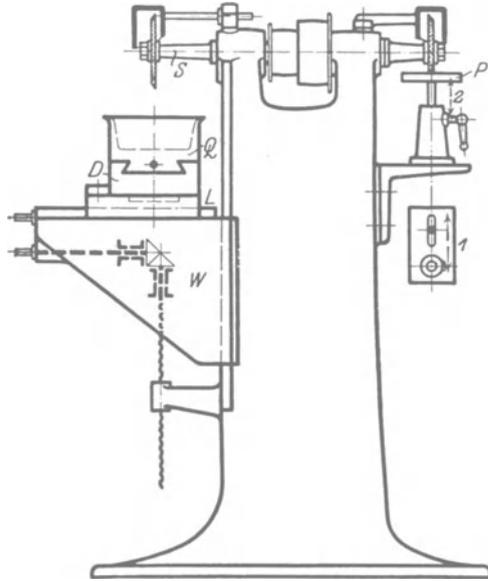


Abb. 348. Werkzeugschleifmaschine.

hat daher, wie die allgemeine Fräsmaschine, einen Spindelstock, dessen Schleifspindel durch eine zweiläufige Stufenscheibe angetrieben

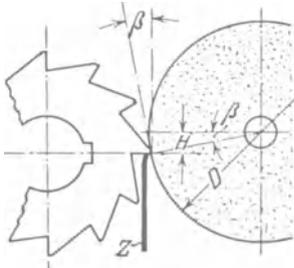


Abb. 349. Schärfen mit der Flachscheibe.

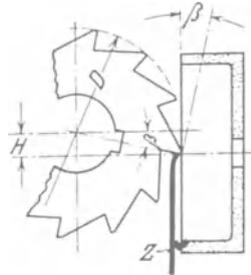


Abb. 350. Schärfen mit der Topscheibe.

wird. Die Schleifscheibe sitzt hier fliegend auf der Schleifspindel, so daß der Gegenhalter der Fräsmaschine fehlen kann. Der Arbeitstisch besteht auch hier aus dem Winkeltisch *W* mit dem Kreuzschlitten *LQ* und der Drehscheibe *D* als Zwischenglied. Die Drehscheibe wird schräg gestellt, wenn man spiralförmige Werkzeuge schleift.

Beim Schärfen von Werkzeugen muß man darauf achten, daß die Angriffsfläche der Scheibe am Schneidzahn möglichst klein ist, damit keine übermäßige Erwärmung entsteht.

Fräser mit spitzen Zähnen schleift man daher mit der Flachscheibe oder mit der Topfscheibe (Abb. 349 u. 350). Damit die Zähne frei schneiden, werden sie auf den Hinterschliffwinkel $\beta = 5 \div 7^\circ$ für Schruppfräser und $\beta = 3 \div 6^\circ$ für Schlichtfräser hinterschliffen. Man erreicht den Hinterschliff durch die Über-

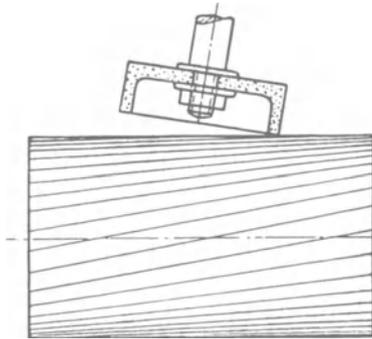


Abb. 351. Schräges Anstellen der Topfscheibe.

höhung $H = \frac{D}{2} \sin \beta$ in der Anstellung von Scheibe oder Fräser. Die Flachscheibe soll in ihrem Durchmesser so groß als möglich sein, damit sie den Zahn nicht zu stark aushöhlt. Die Topfscheibe darf nur mit einer Seite schleifen, da sie sonst mit der zweiten Seite den sauberen Schliff zerstört. Die Schleifspindel muß deshalb etwas schräg zur

Fräserachse stehen (Abb. 351). Den zu schärfenden Fräserzahn muß man mit der Stützzunge Z gut abstützen, damit der Hinterschliffwinkel überall gleich wird.

Bei hinterdrehten Fräsern muß die Schleifscheibe in die Nut hineinpassen und die Zahnbrust genau mittig schleifen. Sie muß daher eine Kegelscheibe sein (Abb. 352), die gegen Ausgühen des

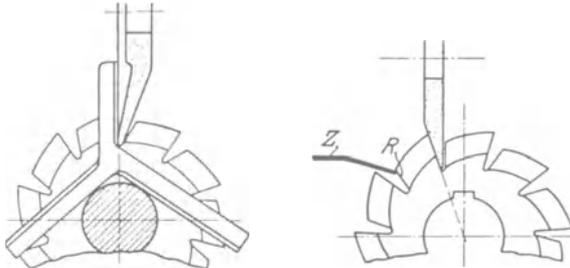


Abb. 352 u. 353. Schärfen eines hinterdrehten Fräasers.

Fräasers mit der kleinsten Fläche angreifen soll, also mit der hohlen Seite oder mit dem Kegelmantel (Abb. 353). In allen Fällen muß das Werkzeug beim Schleifen ruhig stehen. Hierzu wird auch hier der zu schärfende Zahn am Rücken R mit einem Stützfinger Z abgestützt.

Spiralfräser müssen beim Schärfen eine Drehbewegung I machen. Sie wird durch ein Gewicht G oder einen Stützfinger F erzeugt, sobald der Fräser nach 2 an der hohlen Schleifscheibe vorbeigeführt wird. Wie beim Spiralfräsen muß auch hier die Schleifscheibe unter β° zum Fräser stehen (Abb. 354 und 355).

Für das Schleifen einfacher Werkzeuge ist auf der Gegenseite der Maschine eine zweite Schleifscheibe vorgesehen und eine nach 1 und 2 verstellbare Auflageplatte *P*. Meist ist noch ein Halter für das Schleifen von Spiralbohrern beigegeben (Abb. 358).

Ein Spiralbohrer (Abb. 356 u. 357) ist geometrisch nichts anderes als die Durchdringung eines Zylinders mit 2 Kegeln, deren Achsen senkrecht zueinander stehen. Die Schneidkanten des Bohrers entstehen durch den Schnitt seiner Spiralnuten mit den beiden Kegeln. Die Form der Spiralnuten soll dabei so gewählt werden, daß die Schnittlinien gerade Schneidkanten ergeben. Der Spitzen-

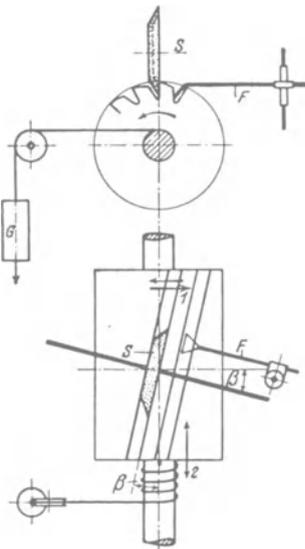


Abb. 354 u. 355. Schärfen eines Spiralfräsers.

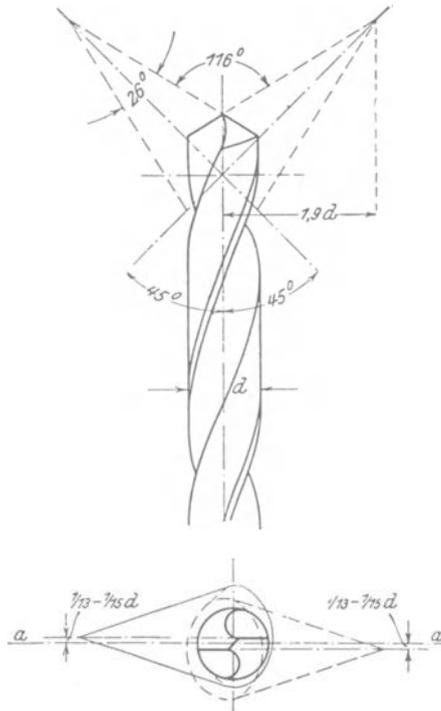


Abb. 356 u. 357. Spiralbohrer.

winkel der Kegel beträgt 26° . Die Spitzen selbst liegen im Grundriß um $\frac{1}{13} \div \frac{1}{15} d$ von der Mitte *aa* des Bohrers gegenseitig versetzt und im Aufriß um $1,9d$ von der Mittelachse entfernt und zwar in der Mittelebene des Bohrers gemessen. Diese Grundmaße des Bohrers ergeben für die Schneiden einen Spitzenwinkel von 116° , der sich nach praktischen Erfahrungen gut bewährt hat, ebenso ist auch mit diesen Maßen die Größe des Hinterschliffs festgelegt.

Die Aufgabe des Schärfens besteht nun darin, den richtigen Spitzen- und Hinterschliffwinkel des Bohrers dauernd zu erhalten. Die Größe beider Winkel ist bedingt 1. durch die senkrechte Lage der beiden Kegelachsen, 2. durch die Entfernung *a* der Kegelachsen von der Mittellinie

des Bohrers und 3. durch die Entfernung $1,9 d$ der Kegelspitzen von der Bohrerachse. Diese Werte müssen daher der Bauart der Spiralbohrer-Schleifvorrichtung in Abb. 358 zugrunde liegen. Der Spitzenwinkel des Bohrers ist festgelegt durch die Mittelachse AB des Drehzapfens C . Die Entfernung der Kegelachse von der Mittellinie aa wird durch die Zunge D bestimmt, die in der Bohrerauflage E liegt. Ihre Schräge ist den verschiedenen Bohrerdurchmessern angepaßt. Das letzte Maß, die Entfernung $1,9 d$ der Kegelspitze von der Mittelachse des Bohrers, wird nach einer Lehre eingestellt, in die man den Bohrer hineinsteckt. Die Lehre besteht aus einer beweglichen Backe, die mit der Bohrerauflage E verbunden ist, und einer festen Backe am Drehzapfen C .

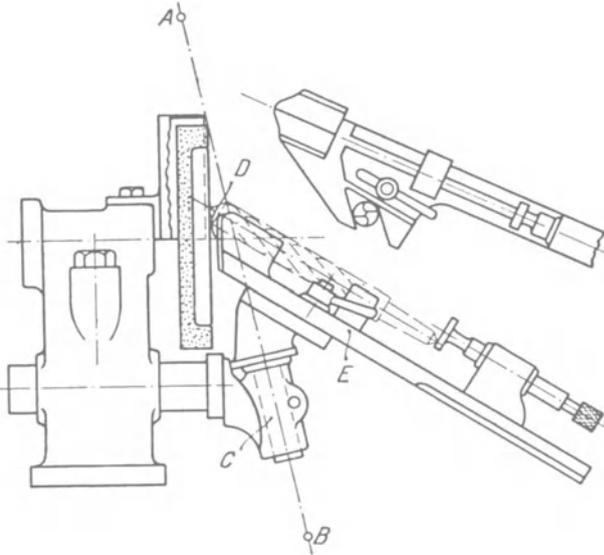


Abb. 358. Schleifvorrichtung für Spiralbohrer. Bauart Fritz Werner, A. G., Berlin-Marienfelde.

Bei kleinen Bohrern muß man die bewegliche Backe der festen nähern und bei großen Bohrern davon entfernen. Damit verschiebt sich auch die Zunge D , an der die Bohrerspitze anliegt. Die Auflagekante liegt daher bei kleinen Bohrern nahe der Achse AB des Drehzapfens C und bei großen Bohrern entfernt sie sich von ihr. Durch entsprechende Schrägstellung der Backen läßt sich daher das Maß $1,9 d$ tatsächlich einhalten, d. h. der Hinterschliff nach dem Durchmesser des Bohrers einrichten. Die Querschnitte des Bohrers steht hierbei unter 55° zur Mittellinie aa .

Allgemein gilt für das Schärfen der Werkzeuge die Regel, daß man sie nicht zu stark abnutzen soll. Es ist wirtschaftlicher, häufiger zu schärfen und dabei wenig Stoff von den Schneiden zu nehmen als umgekehrt. Dies gilt besonders für hinterdrehte Fräser. Für die Werkzeugschleiferei sind weiche Scheiben mittlerer Körnung am besten. Der Trockenschliff hat den Nachteil, daß bei starken Schnitten die Schneiden

leicht ausglühen. Der Naßschliff verschmutzt hingegen die Maschine und erzeugt leicht feine Haarrisse an den Schneiden, namentlich bei Schnellstahl. Die üblichen Größen der Werkzeuge können, wenn sie stets rechtzeitig geschärft werden, ohne weiteres trocken geschliffen werden. Naßschliff empfiehlt sich dagegen nur bei größeren Werkzeugen mit breiten Schneiden, bei denen viel Stoff abzuschleifen ist.

E. Die Gewindeschneidmaschinen.

1. Die Drehbank.

Das Gewindeschneiden kann auf der Leitspindeldrehbank vorgenommen werden. Der Gewindestahl wird in den Werkzeugschlitten gespannt und muß bei jedem Umlauf des Werkstückes um die Steigung des Gewindes vorgeschoben werden (S. 87). In mehreren Arbeitsgängen wird das Gewinde fertig geschnitten. Besondere Vorsicht erfordert das jedesmalige Einrücken des Stahles, damit er wieder in die richtige Schnittstellung zum Gewinde kommt. Hierfür gelten folgende Regeln:

1. Sind beide Gangzahlen gerade oder ungerade Zahlen, so ist bei jedem Schnitt die Anfangsstellung des Werkzeugschlittens wieder genau einzunehmen. Sie kann durch Kreidestriche am Bett oder durch den Reitstock festgelegt werden.

2. Ist die Gangzahl der Leitspindel eine gerade, die des Gewindes eine ungerade Zahl oder umgekehrt, so müssen auch die Anfangsstellungen der Leitspindel und der Drehspindel eingehalten werden. Diese Stellungen zeichnet man durch Kreidestriche an. Hat die Drehbank im Deckenvorgelege oder im Räderkasten schnellen Rücklauf, Abb. 32 und 55, oder gar einen Drehstrommotor mit Polumschaltung, Abb. 57, so fallen die Beobachtungen fort, weil die Stellungen zwangsläufig eingestellt bleiben.

3. Wird mehrgängiges Gewinde geschnitten, so muß die Zähnezahl des Rades auf der Drehspindel durch die Gangzahl teilbar sein, damit man es zum Teilen benutzen kann.

2. Die selbsttätige Gewindedrehbank.

Die Gewindedrehbank macht alle für das Gewindeschneiden erforderlichen Arbeitsbewegungen und Einstellungen selbsttätig bis zum letzten Schnitt. Auf den Arbeitsgang folgt, nachdem der Stahl selbsttätig zurückgezogen ist, durch Umsteuern ein schneller Rücklauf des Dreh Schlittens und zwar ohne Öffnen des Mutterschlusses. In der Anfangsstellung wird die Maschine zum neuen Schnitt umgesteuert und der Stahl selbsttätig zugestellt. Ist das Gewinde fertig, so setzt sich die Maschine selbst still.

3. Die Revolverbank.

Die Revolverbank schneidet kurze, dünne Bolzengewinde mit der Kluppe und Muttergewinde mit dem Gewindebohrer die beide am Revolverkopf sitzen (Abb. 224 u. 234). Kurze, dicke Gewinde schneidet

sie mit dem Patronenschlitten (Abb. 359 u. 360). Auf dem Schwanzende der Hauptspindel sitzt hier eine Patrone von der Steigung des zu schneidenden Gewindes. Läuft die Bank, so schiebt sie mit dem Mutterbacken den Rundschlitten *w* mit dem Stahlhalter vor. Es hat also der

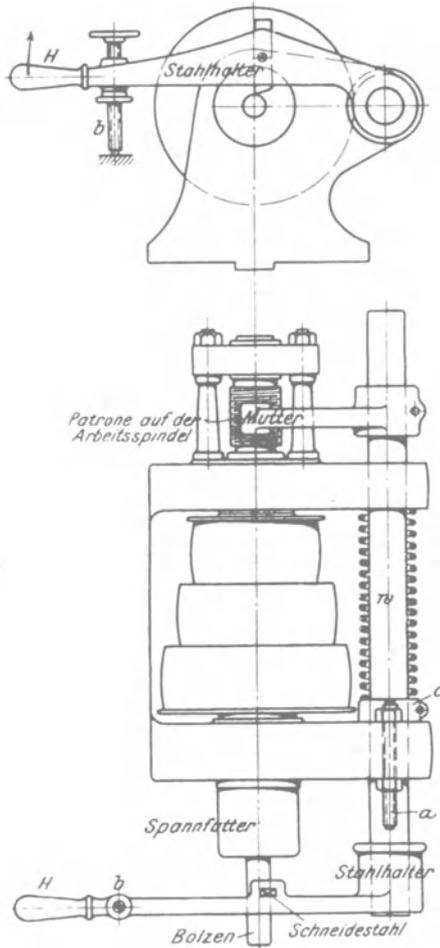


Abb. 359 u. 360.
Patronen-Werkzeugschlitten.

Bolzen im Spannfutter die Hauptbewegung und der Gewindestahl den Vorschub. Die Gewindetiefe wird mit der Stellschraube *b* und die Länge mit dem Anschlag *a* eingestellt. Den Rückzug des Schlittens vollzieht die Spiralfeder auf *w*. Beim Drehen nach dem Spindelstock drückt nämlich der Stellring *c* die Feder zusammen, so daß sie den Schlitten rasch zurückschiebt, sobald man mit dem Griff *H* den Stahl und die Mutter aushebt.

4. Der Automat.

Bei dem Gewindeschneiden auf Automaten sitzen die Werkzeuge im Revolverkopf, der durch eine Steuertrommel mit ihren Steuerknaggen vorgeschoben wird. Die Rundstange steckt in der hohlen Spindel. Sie wird durch ein Spannfutter mitgenommen und durch den Stangenvorschub gesteuert (S. 127).

Die Drehbank verlangt für das Gewindeschneiden die volle Geschicklichkeit eines gelernten Drehers. Die Revolverbank kann von einem angelegerten Arbeiter bedient werden. Beide Maschinen verlangen jedoch eine ständige Arbeitskraft, so daß die vollen Arbeitslöhne auf jede Maschine zu verrechnen sind. Der Automat arbeitet selbsttätig, so daß mehrere Maschinen von einer

Person bedient und beaufsichtigt werden können. Es kommt daher nur ein Anteil der Löhne auf eine Maschine (S. 132).

5. Die Schraubenschneidmaschinen.

Die Schraubenschneidmaschinen sind für das Schneiden von Schrauben- und Muttergewinde bestimmt. Gegenüber der Drehbank haben

sie den Vorzug, daß sie mit einem Schnitt fertiges Gewinde liefern. Sie sind daher Maschinen für Massenarbeiten.

Für das Schneiden von Bolzengewinde beanspruchen die Schraubenschneidmaschinen als Werkzeuge Gewindeschneidbacken, wie sie die Schneidkluppe hat, und für das Schneiden von Muttergewinde Gewindebohrer. Das Werkzeug wird in den Schneidkopf und das Werkstück in den Spannstock gespannt. Dabei kann das Werkzeug entweder die Hauptbewegung oder den Vorschub erhalten. Maschinen der ersteren Arbeitsweise haben einen kreisenden Schneidkopf, die der letzteren einen feststehenden Schneidkopf.

Die Schraubenschneidmaschine in Abb. 361 arbeitet mit kreisendem Schneidkopf, der hierzu mit dem Spindelkopf verschraubt ist. Ihr Antrieb

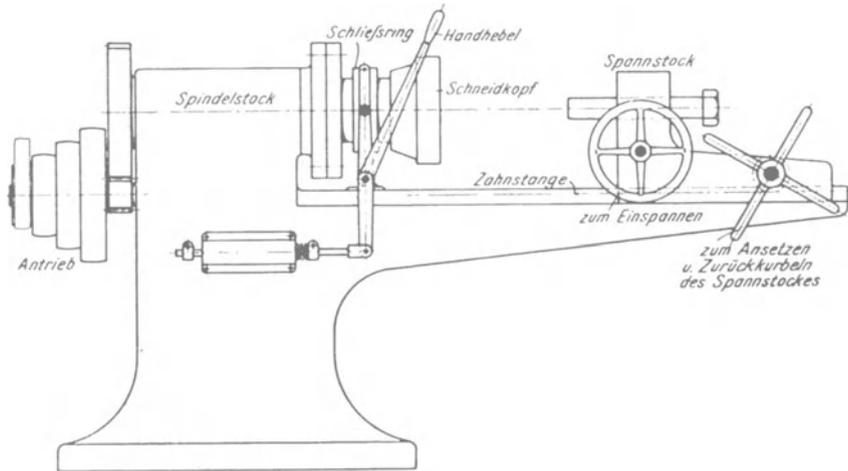


Abb. 361. Schraubenschneidmaschine.

erfolgt durch einen Stufenriemen und ein Rädervorgelege. Das Werkstück wird in den schraubstockartigen Spannstock gespannt, der mit dem Handkreuz vorgeschoben und zurückgezogen wird.

Der wichtigste Hauptteil der Schraubenschneidmaschine ist der Schneidkopf (Abb. 362 bis 366). Er enthält 4 Schneidbacken m , die in dem röhrenförmigen Grundkörper in gehärteten U -Stücken geführt und durch die Stirnscheibe a gehalten sind. Das Öffnen und Schließen geschieht mit dem Stellring b . Er hat 4 schräge Nuten, in denen die Schneidbacken m mit den Kappen k Führung haben. Wird der Stellring b nach links vorgeschoben, so werden sämtliche Backen m durch ihre schräge Führung angesetzt und beim Zurückziehen von b wird der Schneidkopf geöffnet. Der Druck der Backen wird von dem gehärteten Futter und der Kappe aufgenommen.

Um die Messer m in ihrer Schnittstellung zu sichern, ist die Schließvorrichtung zugleich zum Verriegeln des Schneidkopfes eingerichtet. Wird nämlich in Abb. 361 der Handhebel nach rechts herumgelegt, so drückt er den Schließring c nach vorn, die um d drehbare Sichel s schiebt

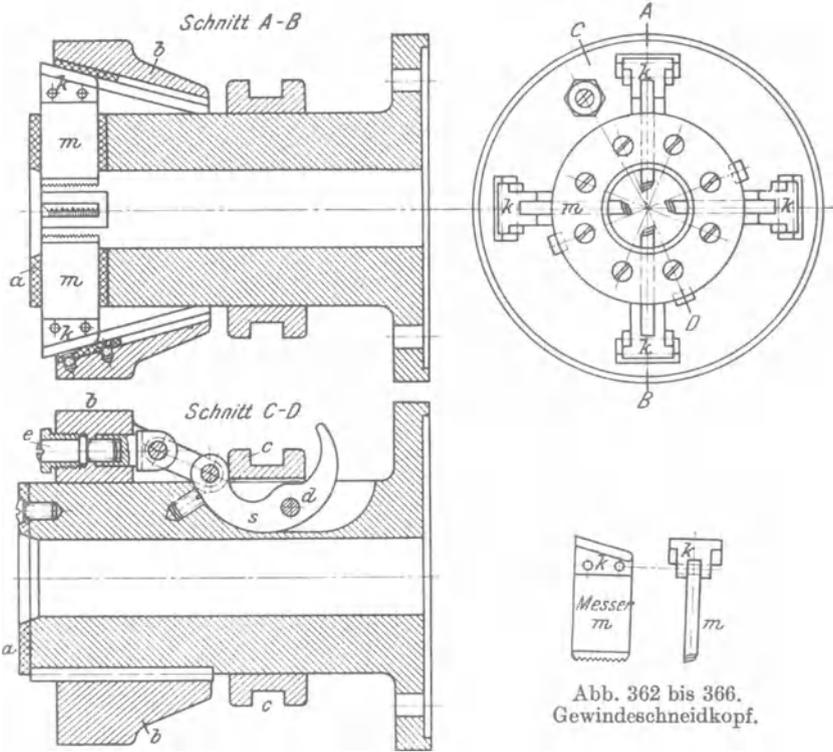


Abb. 362 bis 366.
Gewindeschneidkopf.

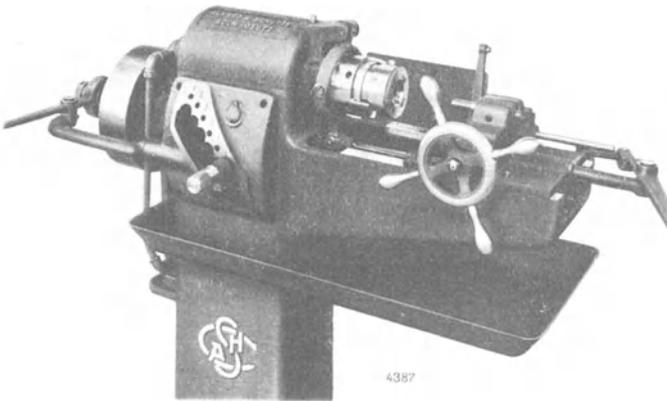


Abb. 367. Schraubenschneidmaschine. A. H. Schütte, Köln.

dabei den Stelling b vor, der den Kopf schließt. Die Form der Sichel ist derart gewählt, daß sich der Schließring c ohne Benutzung

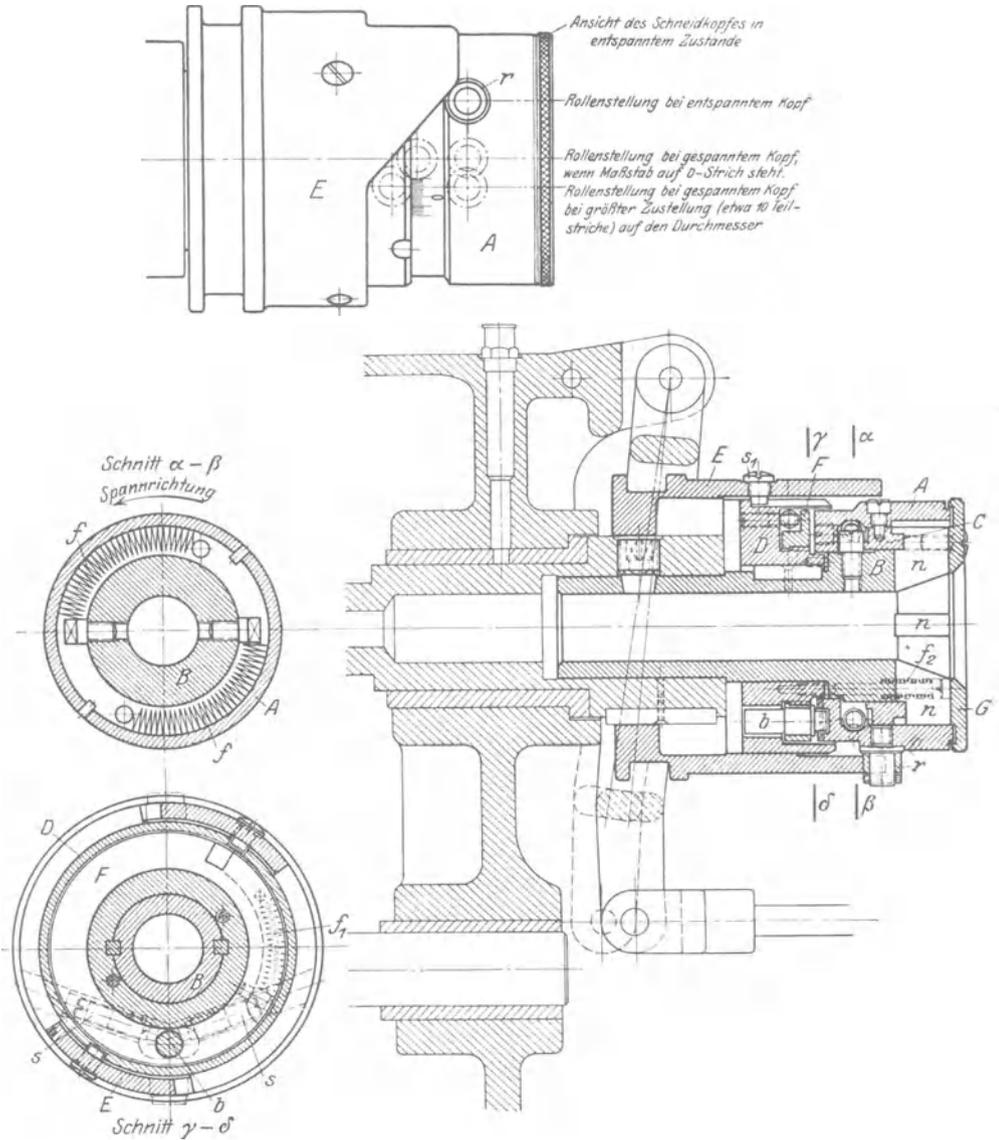


Abb. 368 bis 371. Schütte-Gewindeschneidkopf.

des Handhebels weder nach rechts noch nach links verschieben kann.

Die Schraubenschneidmaschine von A. H. Schütte, Köln, (Abb. 367), schneidet Whitworth-Gewinde von $1/4'' \div 3/4''$ oder metrisches Gewinde bis 20 mm Durchmesser. Sie hat Einscheibenantrieb und läßt sich mit dem linken Handgriff ein- und ausrücken. Das Nortongetriebe hat 7 Schaltungen, so daß man die Schnittgeschwindigkeit dem Gewindedurchmesser, dem Werkstoff und Werkzeug anpassen kann. Eine Pumpe drückt den Ölstrom durch die hohle Drehspindel in den Schneidkopf. Die Gewindebacken werden daher von Anfang an gut gekühlt und die Späne herausgespült. Eine besondere Bauart zeigt der selbstöffnende Schneidkopf (Abb. 368 bis 371). Die Gewindebacken sitzen auch hier in 4 Mittelnuten n des Backenhalters B und sind in ihm durch den vorgeschraubten Deckel G gehalten. Mit dem Kopfende stützen sich die Gewindebacken gegen den Rücken von 4 spiraligen Zähnen am inneren Umfang der drehbaren Spannhäube A (Abb. 438). Mit der Häube A ist der Schließring C verschraubt, an dem die Backen mit Nuten auf 4 außermittig verlaufenden Federn geführt sind. Sobald man die Muffe E nach rechts schiebt, faßt sie mit ihrer Schräge die Rolle r und bringt sie in die punktierten Lagen. Dabei wird die Spannhäube A gedreht, so daß sie mit dem Schließring C die Gewindebacken an den Bolzen ansetzt und die Spiralfedern f anspannt. Zum genauen Einstellen der Gewindetiefe sitzt auf dem Backenhalter B , auf Federn geführt, der Ring D , der in seiner Ausdehnung den drehbaren Stellring F trägt. Mit einer Spiralfeder f_1 stützt er sich gegen D . Das Feineinstellen wird mit den Stellschrauben s vorgenommen, die auf den Bolzen b wirken. Dadurch, daß der Bolzen b sich gegen einen Stift der Spannhäube A legt, wird sie mit dem Stellring C etwas gedreht und zugleich die Spiralfeder f_1 angespannt. Kommt nun am Ende des Gewindeschneidens der Spannschlitten gegen den Anschlag, so schiebt das Steuergestänge die Spannmuffe E nach links, die jetzt die Rolle r freigibt. Doch bleibt der Schneidkopf unter dem Einfluß des Stellringes F noch so lange geschlossen, bis die Muffe E mit der Schraube s_1 den Ring D etwas nach links mitnimmt. Hierdurch wird der Bolzen b aus der Spannhäube A zurückgezogen, so daß die gespannten Spiralfedern f die Häube augenblicklich zurückdrehen und den Schneidkopf öffnen. Die Federbolzen f_2 stellen beim Schließen des Kopfes die Verbindung zwischen b und A wieder her.

Der Spannschlitten wird auf dem flachen Bett mit dem rechten Handgriff vorgeschoben. Mit dem Handkreuz kann man den genau auf Mitte spannenden Schraubstock öffnen und schließen.

6. Die Gewindefräsmaschinen.

Lange Gewindespindeln werden mit einem Scheibenfräser auf der Gewindefräsmaschine (Abb. 293) geschnitten.

Kurze Gewinde können mit einem steigungslosen Rillenfräser nach Abb. 372 und 373 geschnitten werden. Das Werkstück kreist hierbei an dem schnellaufenden Fräser, der bei einer Umdrehung des Werkstückes um die Steigung des Gewindes vorgeschoben wird. Der Rillenfräser schneidet dabei als runder Gewindestrehler die Gewindegänge auf den inneren oder äußeren Zylindermantel auf.

7. Die Gewinderollmaschine.

Das Gewinderollen kann man sich in der Weise erklären, daß die Mutter aufgeschnitten und abgewickelt wird. Dadurch entsteht ein langgestreckter Gewindebacken mit schrägen Rillen unter dem Steigungswinkel (Abb. 374 u. 375). Beim Gewinderollen wird der Bolzen zwischen zwei derartige gehärtete Gewindebacken gesteckt, von denen B_2 feststeht, während der Backen B_1 durch die Maschine hin- und herbewegt wird und den Bolzen unter Druck über die Rillen rollt. Hierbei drücken

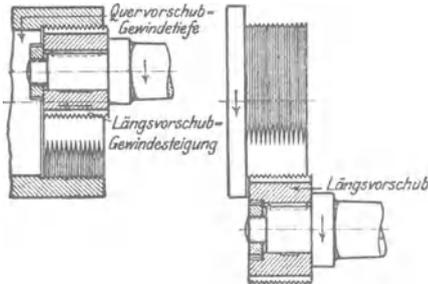


Abb. 372 u. 373.

Fräsen von Innen- und Außengewinde mit dem Rillenfräser.

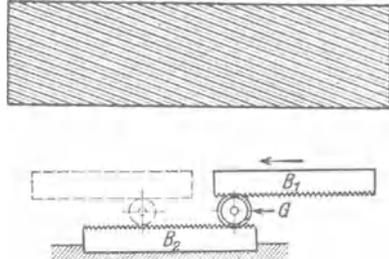


Abb. 374 u. 375. Gewinderollen.

sich die Rippen in den Bolzen ein, der am besten aus weichem, gebeiztem Stahl besteht. Da beim Gewinde der Gewindegrund stets der Spitze gegenübersteht, so muß die Maschine den Bolzen im richtigen Augenblick einsetzen. Der Spitzendurchmesser des gewalzten Gewindes ist durch das Hochwalzen des Stoffes größer als der des Bolzens. Infolgedessen ist als Bolzendurchmesser der mittlere Gewindedurchmesser zu nehmen oder der Bolzen auf diesen abzdrehen.

Aufgabe. Es soll $1/2''$ Withworth-Gewinde gerollt werden.

1. Bolzen-Durchmesser $d_m = \frac{d + d_1}{2} = \frac{12,7 + 9,99}{2} = 11,34$ mm;

2. Gewindegewinkel für das Hobeln oder Fräsen der Gewindebacken:

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{s}{\pi d_m}, \quad s = 1/12'' = \frac{25,4}{12} \text{ mm}, \quad \operatorname{tg} \alpha = \frac{25,4}{12 \cdot 11,34 \cdot \pi} = 0,059, \quad \alpha = 3^\circ 25'.$$

F. Die Hobel- und Stoßmaschinen.

Das Hobeln der Arbeitsflächen läßt nach Abb. 376 bis 381 5 verschiedene Arbeitsweisen der Hobelmaschinen zu, die für ihren Aufbau ausschlaggebend sind:

1. das Werkstück steht still, so daß der Hobelstahl die Hauptbewegung 1 und den Vorschub 2 auszuführen hat;
2. das Werkstück hat die Hauptbewegung 1 und der Stahl den Vorschub 2;
3. der Hobelstahl hat die Hauptbewegung 1 und das Werkstück den Vorschub 2;

4. das Werkstück hat beide Bewegungen;
5. Werkstück und Werkzeug laufen beim Hobeln aufeinander zu und beim Rücklauf voneinander weg. Das Werkzeug hat den Vorschub.

Die erste Arbeitsweise wird benutzt, wenn lange, sperrige und schwere Werkstücke zu hobeln sind, die bei der zweiten Arbeitsweise zu lange und zu schwere Maschinen erfordern würden. So würde ein 10 m langes Werkstück eine Maschine von mehr als 20 m Länge verlangen. Nach der ersten Arbeitsweise arbeiten daher alle Blechkanten- und Grubenhobelmaschinen, die für das Abhobeln langer Bleche und schwerer Maschinenrahmen bestimmt sind. Die Grubenhobelmaschinen haben als Kennzeichen einen festen Aufspanntisch und einen wandernden Rahmenständer, der im Sinne der Abb. 376/77 u. 87 die Werkzeuge über das Werkstück fährt. Auch die Arbeitsweise der Stößelhobelmaschinen

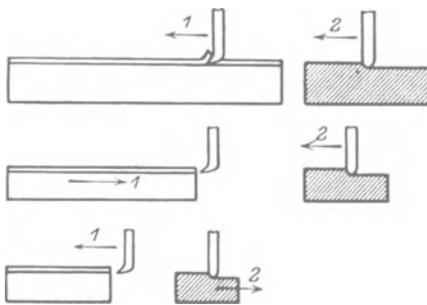


Abb. 376 bis 381. Arbeitsweise der Hobelmaschinen.

für sperrige Werkstücke beruht auf diesem Grundgedanken. Die Kennzeichnung dieser Maschinengruppe liegt daher in dem längs- und querbeweglichen Hobelschlitten, der dem Hobelstahl die Hauptbewegung und den Vorschub erteilt.

Nach der 2. Arbeitsweise (Abb. 378 u. 379) arbeiten alle Tischhobelmaschinen. Bei ihnen wird das Werkstück auf dem beweglichen Hobeltisch festgespannt, der unter dem Gewicht des Werkstückes einen

ruhigen Gang erfährt. Der Hobelschlitten hat den Stahl nur zu schalten, so daß die Tischhobelmaschine mit getrennten Bewegungen arbeitet. Diese Arbeitsweise ist im allgemeinen nur bei Werkstücken bis Mittelgröße empfehlenswert, wird aber heute auch bei großen und schweren Werkstücken angewandt, z. B. bei Turbinengehäusen, Panzerplatten usw.

Nach der 3. Arbeitsweise (Abb. 380 u. 381) arbeiten die leichten Stößelhobelmaschinen und die Stoßmaschinen, die für kurze und leichte Werkstücke gebaut sind. Diese Werkstücke verursachen selbst bei dem ruckweisen Vorschub keine merkbaren Erschütterungen der Maschine. Die Arbeitsweisen nach 4 und 5 haben keine praktische Bedeutung gewonnen.

1. Die Tischhobelmaschine.

Die Tischhobelmaschine (Abb. 382 und 383) arbeitet, wie erwähnt, mit getrennten Bewegungen. Das Werkstück hat die hin- und hergehende Hauptbewegung und der Stahl den Ruckvorschub. Aus dieser Arbeitsweise ergeben sich als wichtigste Einzelteile der Hobelmaschine: 1. der Hobeltisch mit seinem Antrieb und seiner Umsteuerung, 2. der Hobelschlitten mit der Schaltsteuerung.

Der Hobeltisch. Für die hin- und hergehende Hauptbewegung wird das Werkstück auf dem Hobeltisch festgespannt, der in flachen, schwalben-

schwanzförmigen oder dachförmigen Führungen des Bettes gleitet (Abb. 157 bis 161). In dem beweglichen Hobeltisch liegt das Merkmal

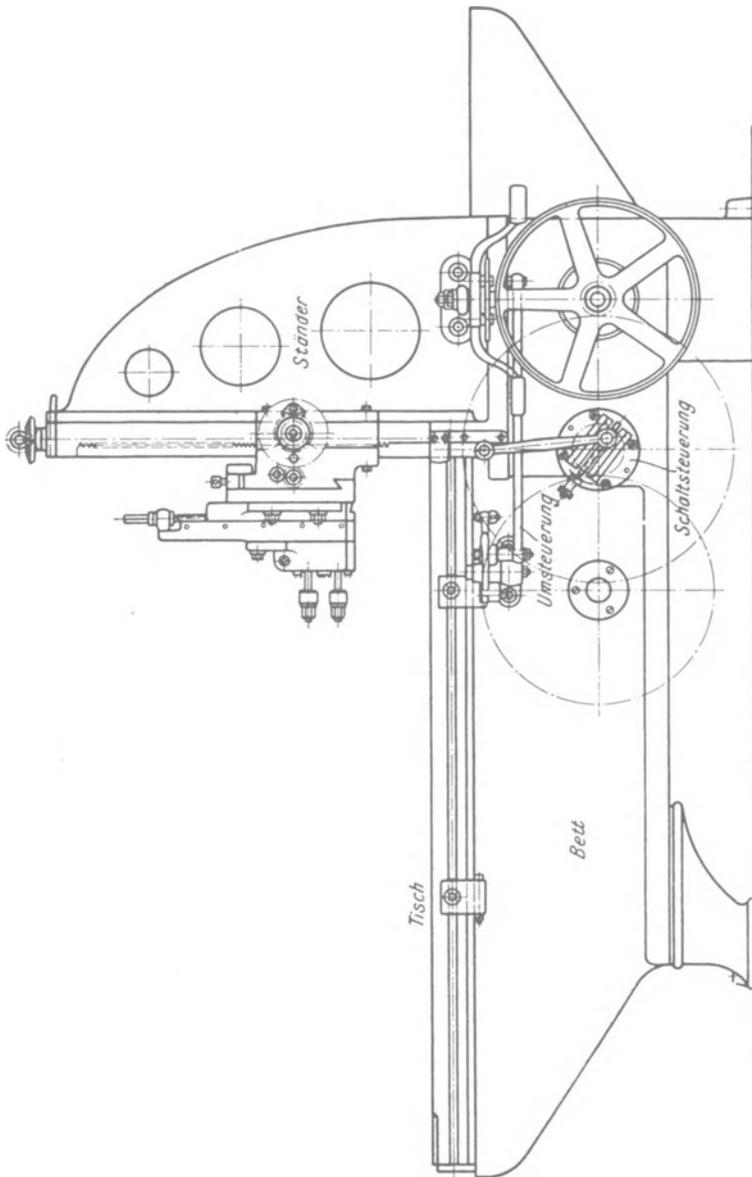


Abb. 382. Tischhobelmaschine.

Tischbreite 570 mm, Tischlänge 2100 mm, Hobellänge 1800 mm. Antrieb des Tisches: Scheiben 520×50 , $n=115$.
 1. Vorgelege $z=26$, $Z=192$, $m=3,5$; 2. Vorgelege $z=18$, $Z=84$, $m=7$.

der Tischhobelmaschine. Grundbedingung für ihn ist ein ruhiger Gang, den man mit dem Fühlhebel prüft. Hierzu wird der Hebel in den

Hobelschlitten gespannt und mit dem Taster oben und seitlich an den Tisch angesetzt (Abb. 162).

Der Antrieb des Hobeltisches kann erfolgen durch: 1. Zahnrad

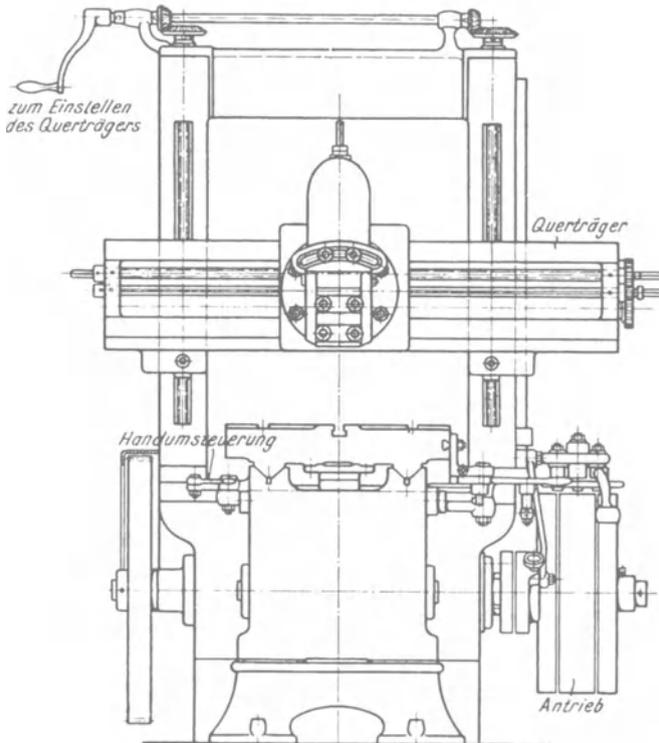


Abb. 383. Tischohbelmaschine (Zweiständermaschine).

und Zahnstange, 2. Schraube und Mutter, 3. Schnecke und Zahnstange. Der Hobeltisch in Abb. 382 u. 383 wird von den Antriebsscheiben über 2 Rädervorgelege angetrieben, die auf die Zahnstange des Tisches treiben.

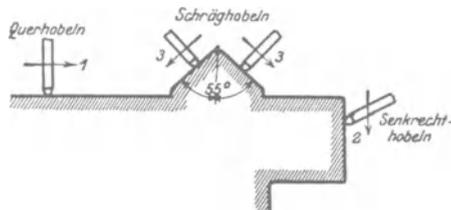


Abb. 384. Vorschübe und Schnittstellungen des Stahles beim Hobeln.

Für den weiteren Aufbau der Hobelmaschine ist zu beachten, daß der Hobelschlitten mit dem Werkzeug über dem Werkstück stehen und quer zu ihm geschaltet werden muß. Dadurch wird für das Querschalten

des Hobelschlittens eine Querbahn erforderlich, die quer über den Hobeltisch geht. Dieser Querträger muß den Hobelschlitten auch auf die Höhe des Werkstückes einstellen lassen. Er ist hierzu an den beiden Ständern geführt und mit einer Kurbel zu heben und zu senken. Soll dieser Aufbau keine Erschütterungen des Hobelstahles zulassen, so müssen die Ständer oben durch ein Querstück verbunden und unten auf zwei Sockelflächen des Bettes verankert sein. Auf diese Weise ist ein geschlossener Rahmen geschaffen, der den Hobelschlitten erschütterungsfrei trägt. Für das Einstellen und Querschalten beim Hobeln läßt sich der Hobelschlitten durch die Leitspindel auf dem Querträger verschieben.

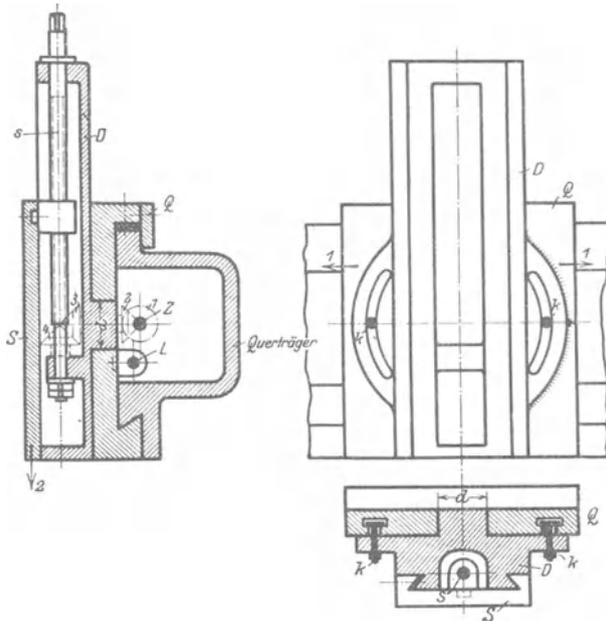


Abb. 385 bis 387. Hobelschlitten (Unterschritten).

Der Hobelschlitten hat als Werkzeugschlitten den Hobelstahl einzustellen und ihm alle Vorschübe zu erteilen, die für das Quer-, Senkrecht- und Schräghobeln notwendig sind (Abb. 384). Beim Rücklauf des Hobeltisches muß er den Stahl lose an das Werkstück legen oder gar abheben.

Das Querhobeln ebener Flächen verlangt einen Querschlitten Q , der sich nach 1 quer zum Tisch auf dem Querträger schalten läßt (Abb. 385 bis 387). Für das Hobeln senkrechter Flächen wird ein Senkrechtschlitten S erforderlich, der in senkrechter Richtung nach 2 geschaltet werden kann. Da der Senkrechtschlitten S auch die Vorschübe beim Schräghobeln in Richtung 3 auszuführen hat, so muß er sich auf dem Querschlitten Q mit einer Drehscheibe D auf die Neigung der schrägen Fläche

schrägstellen und mit den Klemmschrauben k festklemmen lassen. Der Hobelschlitten besteht daher in seinem Unterteil aus einem Kreuzschlitten QS mit einer Drehscheibe oder Lyra D als Zwischenglied. Er gleicht also in seinem Aufbau dem Obertisch der allgemeinen Fräsmaschine.

Die Vorschübe dieser beiden Schlitten müssen durch die Schaltsteuerung erzeugt werden. Sie hat daher beim Querhobeln die Leitspindel L ruckweise zu treiben, die den Querschlitten Q verschiebt. Für das Senkrechthobeln liegt im Querträger die Zugschindel Z , die über die Kegelräder $1:4$ die Senkrechtpindel s treibt. Soll dieser Antrieb auch beim Schräghobeln den Schlitten S steuern, so muß er in der Mitte des Drehzapfens d liegen. Damit ist die Hauptaufgabe des Hobelschlittens erschöpft.

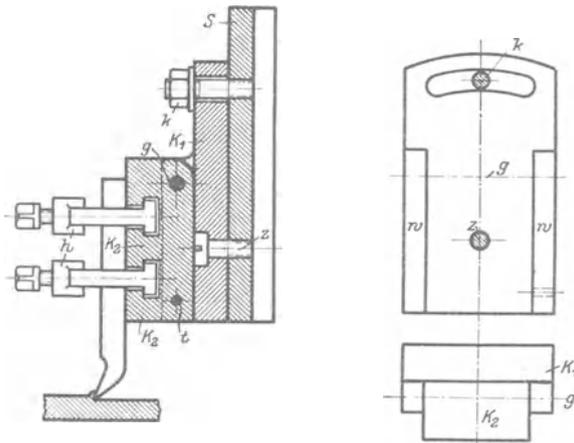


Abb. 388 bis 390. Hobel-Vorderschlitten.

Der Vorderschlitten (Abb. 388 bis 390) hat den Hobelstahl in die richtigen Schnittstellungen beim Quer-, Senkrecht- und Schräghobeln zu bringen und ihn beim Rücklauf des Hobeltisches lose an das Werkstück zu legen oder gar abzuheben. Für die richtigen Schnittstellungen des Hobelstahles (Abb. 384) ist der Klappenträger K_1 des Vorderschlittens als zweite Drehscheibe um den Zapfen z auf S drehbar und in jeder Schrägstellung mit der Klemmschraube k festzuklemmen. Für das lose Anlegen oder Abheben des Stahles sitzen die Stahlhalter h in den Spannuten einer Klappe K_2 , die zwischen den Seitenwangen w gelenkig am Bolzen g hängt. Beim Schlichten muß jedoch der Stahl feststehen, damit er nicht die Flächen anschlägt. Dies wird durch den Einsteckstift t erreicht, der die Klappe K_2 festhält.

Das Formhobeln erfolgt wie das Formdrehen und Formfräsen nach einer Lehre L , die nach Abb. 391 den Senkrechtschlitten steuert. Hierzu muß die senkrechte Spindel s ausgebaut oder die Mutter an S gelöst werden.

Die Steuerung der Hobelmaschine hat 1. den Hobeltisch umzusteuern und 2. den Hobelschlitten zu schalten. Sie besteht daher aus einer Umsteuerung für den Hobeltisch und einer Schaltsteuerung für den Hobelschlitten.

Die Umsteuerung des Hobeltisches erfolgt bei leichteren Hobelmaschinen durch Riemen, die nach Abb. 105 durch einen Steuerschieber nacheinander verschoben werden. Sehr wichtig ist hierbei die Geschwindigkeit, mit der die Verschiebung der Riemen erfolgt. Werden bei dem beschleunigten Rücklauf die Riemen zu schnell verschoben, so muß der Tisch stark gebremst werden. Die Riemen pfeifen, und die Maschine wird stark erschüttert. Um dies zu vermeiden, werden die Knaggen, wie in Abb. 392, ungleichschenkelig ausgeführt. Der schnell zurücklaufende Tisch hat daher den langen Schenkel K_1 umzulegen. Hierzu muß er einen längeren Weg zurücklegen, so daß der Tisch ruhiger auslaufen kann. Um die lebendige Kraft der schnelllaufenden Riemscheiben, die beim Umsteuern zu vernichten und gleich darauf in der Gegenrichtung wieder hervorzubringen ist, zu vermindern, empfehlen sich Riemscheiben aus Aluminiumguß. Sie gewähren beim Umsteuern etwa 25 vH Kraftersparnis und erhöhen die stündliche Hubzahl um etwa 15 vH.

Will man den Verschleiß der Riemen vermindern, so wird mit Kupplungen umgesteuert, die abwechselnd den offenen und den gekreuzten Riemen kuppeln (Abb. 106).

Bei schweren Maschinen laufen die Umkehrkupplungen leicht warm, so daß der Umkehrmotor das Umsteuern des Tisches übernehmen muß (Abb. 107).

Die Schaltsteuerung des Hobelschlittens wird vielfach von dem Hobeltisch angetrieben, weil das Schalten mit dem Umsteuern des Tisches in den Arbeitsgang zusammenfällt. Infolgedessen schließt man an den Umsteuerhebel w , der in Abb. 105 mit der Stange s die Riemenverschiebung bewirkt, auch die Schaltsteuerung an (Abb. 392). Gegen Ende des Hobelganges stößt der Tisch mit der Knagge F_2 gegen den kurzen Schenkel K_2 und legt dadurch den Steuerhebel w um. Dabei zieht die Stange b die Kurbelscheibe K nach rechts herum. Die senkrechte Zahnstange geht nach unten und zieht den Klinkenschalter auf. Beim Umsteuern aus dem Rücklauf in den Arbeitsgang stößt die Knagge F_1 auf den langen Schenkel K_1 und wirft das Steuergestänge in die gezeichnete Lage zurück. Die hochsteigende Zahnstange wird dabei das Schaltwerk S mit einem Ruck betätigen. Soll nun quergeböhelt werden, so ist das Rad 2 auf der Leitspindel L zu kuppeln und 1 zu entkuppeln. Für das Senkrecht- und Schräghobeln ist hingegen das Rad 1 auf der

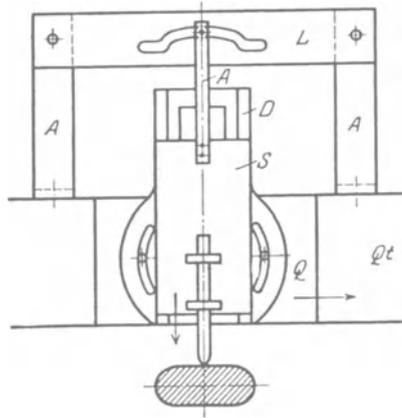


Abb. 391. Formhobeln nach Lehre.

Zugspindel Z zu kuppeln und 2 auszurücken. Das Querhobeln in der Gegenrichtung erfordert das Umlegen der Schaltklinke und das Einstellen des Kurbelzapfens auf die Gegenseite von K , damit wieder beim

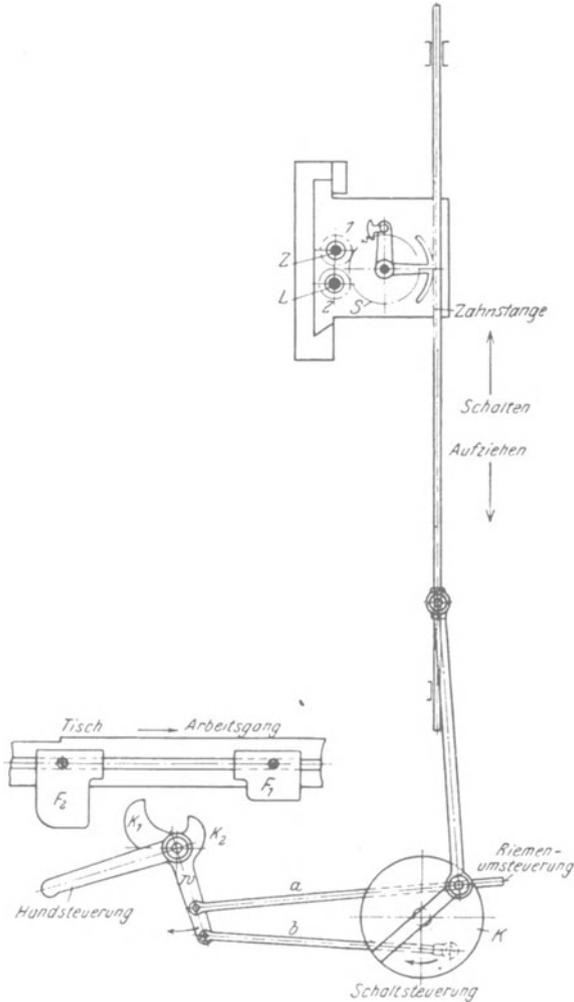


Abb. 392. Schaltsteuerung der Hobelmaschine.

Umsteuern in den Hobelgang geschaltet wird. Für große Vorschübe ist der Kurbelzapfen in der Nut von K nach außen, für kleine nach innen zu verstellen.

Das Abheben des Stahles soll beim Rücklauf die Schneide schonen. Es ist dies die Aufgabe der selbsttätigen Meißelabhebevorrichtung (Abb. 393). Sie hat daher beim Umsteuern in den Rücklauf den Stahl zwangsläufig vom Werkstück abzuheben und ihn beim Umsteuern in

den Hobelgang wieder zwangläufig anzusetzen. Dies besorgt ebenfalls die Schaltsteuerung. Beim Aufziehen des Schaltwerkes hebt die Zahnstange mit einer Kette und einem Hebel h die Klappe K_2 an, so daß der Stahl abgehoben wird. Beim Umsteuern in den Arbeitsgang läßt sie die Klappe wieder zurückfallen.

2. Die Schnellhobelmaschine.

Durch den Kampf zwischen Hobeln und Fräsen ist der Hobelmaschinenbau zu neuem Leben erwacht. Galt es doch, die Hobelmaschine gegenüber der Fräsmaschine lebensfähig zu erhalten. Von besonderem Einfluß war hierbei der Schnellstahl. Die leitenden Gesichtspunkte für die Entwicklung der Hobelmaschine waren:

1. Erhöhung der Leistung als Schnellhobelmaschine,
2. Vervollkommnung als Schlichtmaschine,
3. Vereinfachung in der Bedienung.

Hobelmaschinen sind bekanntlich teure Maschinen, die viel Platz erfordern. Man kann daher nicht viele aufstellen und muß darum von ihnen eine große Leistung fordern. Die Erhöhung der Leistung der Hobelmaschine verlangt in erster Linie größere Schnittgeschwindigkeiten. Hier setzte der Schnellhobelstahl ein. Die Schnittgeschwindigkeit, die früher selten über 5,4 m/min hinausging, wurde beim Schruppen auf 12 ÷ 20 m/min und beim Schlichten auf 8 ÷ 12 m/min erhöht. Dabei steigerte man die Rücklaufgeschwindigkeit auf 18 ÷ 30 m/min und mehr. Bei kleinen Hobelmaschinen ist $v_r = 28 \div 32$ m/min, bei mittleren $v_r = 25 \div 28$ m/min und bei schweren $v_r = 20 \div 25$ m/min.

Was eine hohe Schnittgeschwindigkeit für die Leistung der Maschine bedeutet, zeigt eine einfache Rechnung: Hat eine Hobelmaschine 3,6 m Hub 10 m/min Schnittgeschwindigkeit und einen dreifach beschleunigten Rücklauf, so beansprucht jeder Hobelgang 0,36 min und jeder Rücklauf des Tisches 0,12 min. Die Maschine könnte daher etwa 120 Arbeitshübe/h machen. Ist die Schnittgeschwindigkeit nur 5 m/min und der Rücklauf gar aufs Vierfache beschleunigt, so beansprucht der Tisch für jeden Hobelgang 0,72 min und für den Rücklauf 0,18 min. Die Maschine würde daher nur etwa 63 Arbeitshübe/h machen können. Bei 2 mm Vorschub und einem Werkstück von 3,3 m Länge würde daher die erste Maschine in 10 h eine Fläche von etwa 8 m², die zweite dagegen nur etwa 4,2 m² hobeln. Im ersten Falle würde 1 m² etwa 1,13 M Löhne kosten, im zweiten 2,14 M bei 0,90 M Stundenlohn.

Eine andere wichtige Forderung des Schnellbetriebes ist, die Schnittgeschwindigkeit dem Stoff des Werkstückes und Werkzeuges und dem Arbeitsverfahren anpassen zu können. Hierzu müßte der Hobeltisch

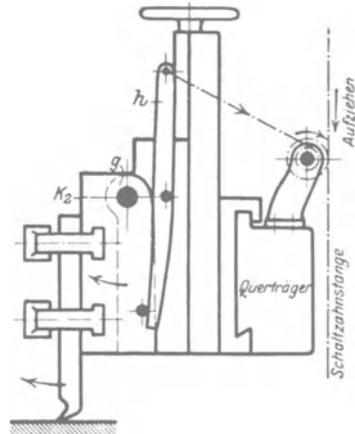


Abb. 393.
Selbsttätige Meißelabhebung.

mehrere Geschwindigkeiten haben. Dies wird bei dem Tischantriebe in Abb. 106 durch die 3 läufige Stufenscheibe *S* erreicht. Die gleiche Aufgabe läßt sich auch mit einem Stufenrädergetriebe oder einem regelbaren Umkehrmotor lösen mit dem Vorzug eines rascheren und größeren Geschwindigkeitswechsels (Abb. 92 u. 107). Manche Schnellhobelmaschinen haben 3, 4 oder 6 Tischgeschwindigkeiten je nach der Hobelbreite, z. B.:

| Hobelbreite | Schnittgeschwindigkeiten | Rücklaufgeschwindigkeit |
|----------------|--------------------------|-------------------------|
| 610 bis 765 mm | 6, 9, 12, 17 m/min | 18 bis 30 m/min |
| 765 „ 915 „ | 6, 9, 11, 14 „ | und mehr |
| 1070 „ 1830 „ | 5, 6, 8, 9, 10, 12 m/min | gleichbleibend. |

Neuere Bauarten der Schnellhobelmaschinen sind im Sinne der Abb. 102 mit einem Preßölgetriebe ausgestattet, bei dem das Preßöl auf 1 oder 2 Zylinder arbeitet. Bei dieser Anordnung läßt sich die Tischgeschwindigkeit stufenlos regeln, sowohl beim Hobeln als auch beim Rücklauf.

Eine Eigenart hat die Powell-Hobelmaschine aufzuweisen. Zur vollen Ausnutzung des Schnellstahles schneidet sie mit 9 m/min an, schaltet während des Schnittes auf 36 m/min um und hobelt mit 9 m/min aus. Hierauf steuert sie in den Rücklauf mit 36 m/min um. Durch das langsame An- und Aus-hobeln soll das Ausbrechen der Gußkanten vermieden werden. Die Powell-Hobelmaschine hat jedoch keine größere Verbreitung gefunden.

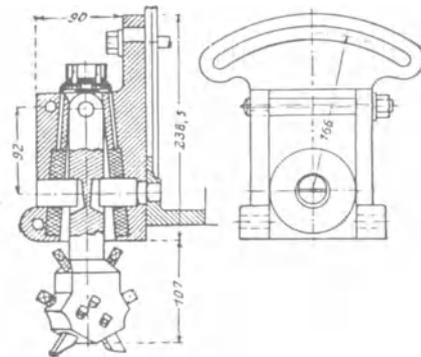


Abb. 394 u. 395. Pendelstahlhalter.

Ein allgemeiner Nachteil der Maschinen mit gerader Hauptbewegung ist der leere Rücklauf, der beim Umsteuern große Überwege verlangt. Bei 3,3 m Hobellänge und 120 Doppelhüben/h würde die Maschine in 10 h etwa 4680 m an

toten Wegen zurücklegen. Auch gegen diese großen Verluste hat der Kampf durch das Hobeln beim Vor- und Rücklauf eingesetzt. Schon Sellers hat dies durch einen umsteuerbaren Hobelstahlhalter versucht, der bei dem Umsteuern des Tisches den Hobelstahl jedesmal um 180° drehte und so zum neuen Schnitt anstellte. Diesen Gedanken hat die Neuzeit wieder aufgegriffen und in dem Pendelstahlhalter (Abb. 394 u. 395) verkörpert, der elektromagnetisch gesteuert wird. Beim Hobeln nach rechts hält der rechte Elektromagnet den linken Stahl arbeitsbereit und beim Hobeln nach links der linke Magnet den rechten Stahl. Die Stromzuführung erfolgt durch Schleifkontakte. Eine andere Möglichkeit ist, auf der Vorder- und Rückseite des Querträgers 1 oder 2 Hobelschlitten anzuordnen. Von ihnen hätten die vorderen Schlitten beim Gang nach rechts zu hobeln und die hinteren beim Rücklauf des Tisches. Dieser Weg ist allerdings bei Tischhobelmaschinen wenig, dagegen bei Grubenhobelmaschinen durchweg üblich.

Eine allgemeine Verbreitung hat dagegen das gleichzeitige Hobeln mit mehreren Werkzeugen gefunden. Es erfordert mehrere Hobelschlitten, von denen in der Regel zwei auf dem Querträger sitzen und je einer auf den Ständern. Auf dem Querträger kann neben den Hobelschlitten ein Bohr- und Frässchlitten sitzen, so daß man an dem Hobelstück auch Bohr- und Fräsarbeiten erledigen kann. Der Rücklauf wird bei diesen Maschinen beschleunigt und zwar auf eine gleichbleibende Geschwindigkeit. Eine zu starke Beschleunigung verursacht großen Zeit- und Kraftaufwand für den An- und Auslauf des Tisches. Die wirkliche Schnittdauer beträgt infolge der großen Überwege nur etwa $0,5 \div 0,6 \times$ Zeit für einen Hin- und Rücklauf.

Mit der Einführung des Schnellhobelstahles mußte auch die Steuerung der Hobelmaschine eine Umwandlung erfahren. Soll nämlich bei den hohen Tischgeschwindigkeiten das Umsteuern und Schalten keine zu

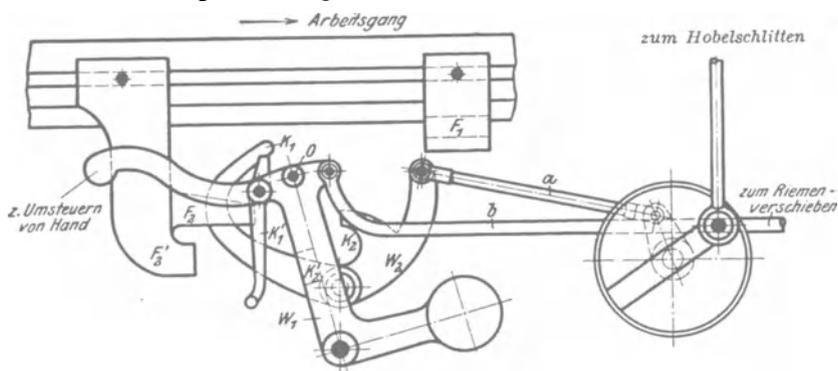


Abb. 396. Getrennte Schalt- und Umsteuerung. Billeter & Klunz.

starken Stöße verursachen und die Genauigkeit der Arbeit nicht gefährden, so muß die Schaltsteuerung von der Umsteuerung getrennt werden. In Abb. 392 hat bekanntlich der Steuerhebel w beide Steuerungen zu bedienen. Die Stöße, die hier beim Umsteuern und Schalten entstehen, werden um so stärker sein, je größer die Geschwindigkeit ist, mit der die Knaggen des Tisches gegen den Hebel w stoßen, und je schwerer dieser Hebel w umzulegen ist. Will man daher bei Schnellhobelmaschinen trotz der großen Geschwindigkeiten ein sanftes Umsteuern erzielen, so sind getrennte Steuerungen auszuführen. Hierbei sind zwei Wege möglich:

1. Es werden nach Abb. 396 zwei Steuerhebel W_1 und W_2 eingebaut, W_2 für das Schalten des Schlittens und W_1 für das Umsteuern des Tisches. Beide Hebel müssen aber um einige Grade versetzt sein. Beim Umsteuern aus dem Arbeitsgang stößt daher zuerst F_2 gegen K_2 an W_2 und zieht damit das Schaltwerk des Hobelschlittens auf. Gleich darauf trifft F_2' gegen die hintere Klaue K_2' und legt den vorderen Umsteuerhebel W_1 um. Der Tisch erfährt also zwei leichte Stöße zu verschiedenen Zeiten. Mit dieser getrennten Steuerung ist noch der Vorzug verbunden, daß man sie leichter mit der Hand bedienen kann. So kann in Abb. 396 mit dem Handgriff der Tisch nach Bedarf stillgesetzt

und umgesteuert werden, ohne daß der Hobelstahl seine Stellung ändert. Durch Zurückschlagen der Klaue K_1' kann man den Tisch auch über sein Ziel laufen lassen, um z. B. Zeit zum Nachmessen zu gewinnen.

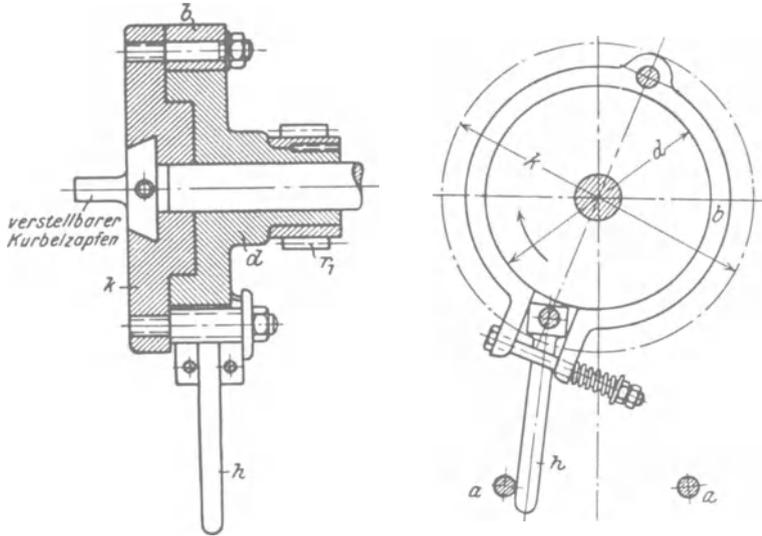


Abb. 397 u. 398. Spreizringkupplung.

2. Will man den Stoß, der von der Schaltsteuerung verursacht wird, vom Tische selbst fernhalten, so dürfen die Knaggen nur die Riemenumsteuerung bedienen. Die Schaltsteuerung muß hingegen von einer Antriebswelle des Tisches angetrieben werden. Ihr Antrieb erfordert eine selbsttätige Kupplung (Abbildung 399), die beim Umsteuern des Tisches nur für einen Augenblick die Schaltkurbel k mit der Antriebswelle kuppelt. Diese Aufgabe löst die Spreizringkupplung. Die Kupplung besteht aus der Mitnehmerscheibe d , die durch das Vorgelege $\frac{R_1}{r_1}$ von der Tisch-

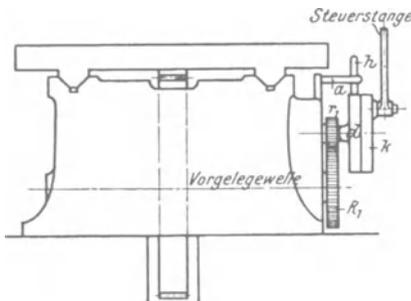


Abb. 399. Antrieb der Schaltsteuerung.

welle angetrieben wird. Vor dem Mitnehmer d sitzt die lose Kurbelscheibe k , an deren Zapfen das Steuergestänge angeschlossen ist. Das zeitweise Kuppeln der Kurbelscheibe k mit dem Mitnehmer d besorgt in den Abb. 397 u. 398 der Spreizring b , der mit der Kurbelscheibe k verschraubt ist und durch eine kräftige Feder gegen den Umfang von d gedrückt wird. Sobald die Maschine den Hub wechselt, steuert auch der Mitnehmer d um. Der

Spreizring kuppelt jetzt d und k so lange, bis der Ausrückhebel h gegen den rechten oder linken Anschlag a stößt und mit seinem Vierkant den Ring b aufspreizt. Die Kupplung ist damit ausgelöst und der Vorschub beendet. Beim nächsten Umsteuern vollzieht sich dasselbe Spiel auf der Gegenseite zum Aufziehen der Schaltung.

Zeitraubend ist bei diesen Steuerungen der Größenwechsel und das Umsteuern des Vorschubes. Das Bestreben, eine einfache Bedienung zu schaffen, hat ein regelbares Schaltwerk gezeitigt. An ihm kann man nach einer Zahlentafel die Vorschubgröße einstellen und durch ein Wendegetriebe die Richtung wechseln (Abb. 400 und 401).

Die Zahnstange Z betätigt beim Hubwechsel des Hobeltisches das Zahnrad r und die Welle w , auf der die Zahnscheibe S_1 fest sitzt. Mit

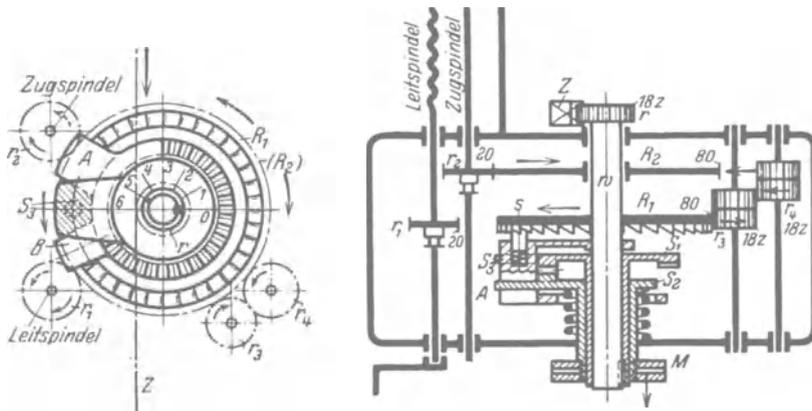


Abb. 400 u. 401. Regelbares Schaltwerk mit Umsteuerung.

dem Stelling M kann man die Gegenscheibe S_2 auf S_1 auf die verschiedenen Vorschubgrößen $0 \div 6$ einstellen. Verstellt man S_2 auf S_1 nach rechts und läßt beide unter dem Druck der Feder mit den Zahnringen einschnappen, so kommt die Scheibe S_2 mit ihrem Anschlag A erst spät gegen den Steuerarm S_3 , der daher nur einen kurzen Ausschlag nach links macht. Mit einem Schnäpper s greift S_3 in den Zahnkranz des Steuerrades R_1 , das ebenfalls kurz ausschlägt. Legt man mit M die Scheibe S_2 mit A bis auf den Anschlag von S_3 , so machen S_3 und R_1 den vollen Ausschlag mit. Mit den feingeteilten Zahnringen von S_1 und S_2 kann man jeden Ausschlag einstellen. Rückt man das Leitspindelrad r_1 auf R_1 ein, so läuft die Leitspindel rechts herum, auf R_2 links herum. Das hinter R_1 sitzende Umsteuerrad R_2 wird nämlich von R_1 aus über r_3 und r_4 rechts gedreht. In gleicher Weise wird mit r_2 die Zugspindel umgesteuert. Geht die Zahnstange beim nächsten Hubwechsel hoch, so zieht der Anschlag B das Schaltwerk auf und der Schnäpper s springt über einige Zähne von R_1 zurück.

Sehr großen Einfluß auf die Leistung der Hobelmaschine hat auch die einfache Bedienung. Von einer neuzeitlichen Hobelmaschine muß man verlangen, daß alle Schalt- und Einstellbewegungen sinnfällig

erfolgen, wie dies in Abb. 402 durch gleichbezifferte Pfeile angegeben ist. Die Schmierung aller Laufflächen muß von einer Stelle aus erfolgen.

Hohe Leistung und Arbeitsgenauigkeit setzen eine widerstandsfähige Maschine voraus, die vollkommen frei von Erschütterungen arbeitet. Dieser Leitgedanke ist in der Zweiständerhobelmaschine, Abb. 403 und 404, vortrefflich verkörpert. Sie hat ein vollständig geschlossenes Kastenbett, das noch durch Hohlstege versteift und nur dort offen ist, wo das große Zahnstangentriebrad durchtritt. Das ganze Triebwerk

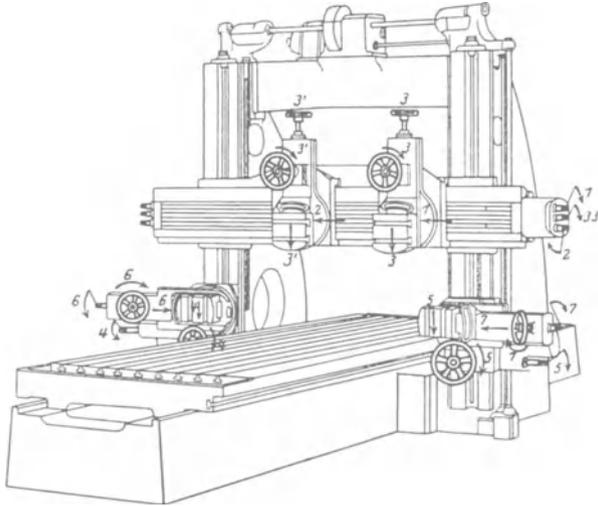


Abb. 402. Sinnfälligkeit der Einstellbewegungen.

liegt daher vollkommen geschützt und ist durch einen Deckel zugänglich. Damit sich der Gang des Tisches ruhig vollzieht, sind die Vorgelegeräder schräg geschnitten. Nur das letzte Räderpaar hat gerade Zähne, damit kein einseitiger Druck auf Zahnstange und Führung des Tisches wirkt.

Alle Wellen sind fein geschliffen, die Lager sauber aufgerieben und geschabt, damit im Antrieb ein guter Wirkungsgrad erzielt wird. Der stark verrippte Kastentisch hat Dachführungen mit Gegenleisten, die das Entgleisen verhindern. Der mittlere Teil des Kastenbettes ist ein Ölkasten, aus dem eine Pumpe alle ständig laufenden Wellen, Räder und Gleitflächen mit Öl speist. Zum bequemen Ausrichten ruht das Bett mit Stellschrauben und Druckplatten auf dem Fundament.

Besondere Sorgfalt ist auf eine einfache und handliche Bedienung gelegt. Den Querträger kann man mit langen Leisten auf beiden Ständern festklemmen, wozu eine Handkurbel auf der Querwelle *a* dient. Der Aufzug des Querträgers wird durch die Schaltdose betätigt und mit einem Knebel eingeschaltet, der zugleich die Bewegungsrichtung anzeigt. Größe und Richtung der Hobelvorschübe lassen sich mit Handgriffen

nach Maßstäben an der rechten Schaltdose *b* einstellen. Mit einem Fußhebel *g* kann man die Schnellbewegungen aller Hobelschlitten einschalten. Das ganze Bedienungsfeld für den Querträger mit

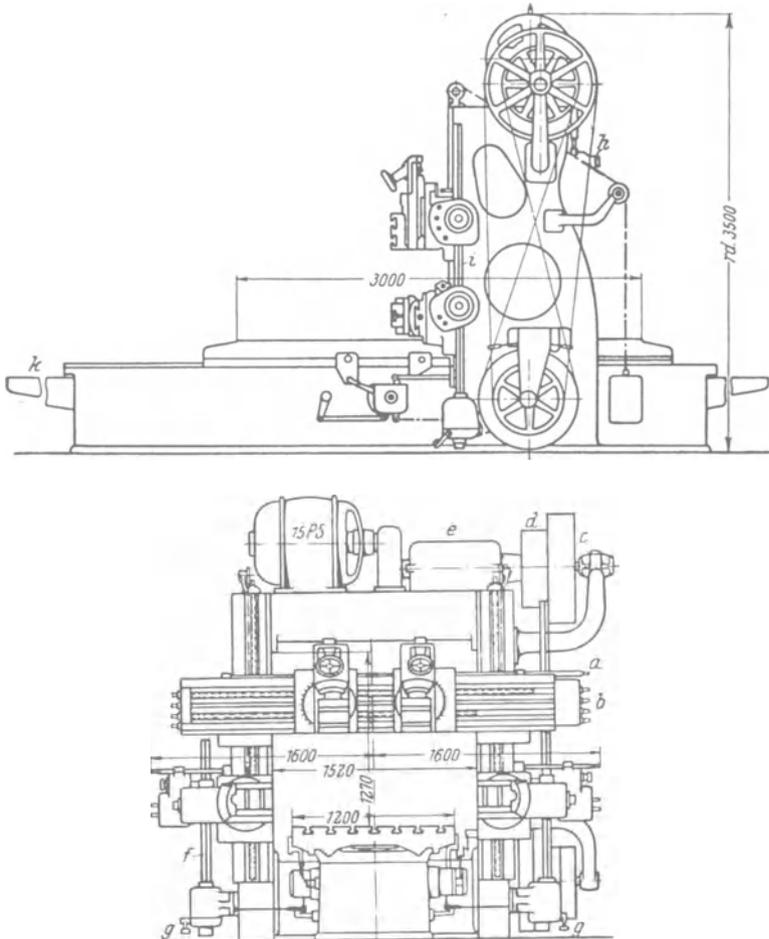


Abb. 403 u. 404. Zweistönderhobelmaschine.

seinen Schlitten liegt daher auf der rechten Seite am Standort des Hoblers.

Damit man die Leistung der Maschine besser ausnutzen kann, sind auf den beiden Ständern Seitenhobelschlitten vorhanden, deren Steuerung unabhängig ist und die am Kopfende ihre Schaltdose tragen. Der Hobler braucht daher nur seinen Stand zu verlassen, wenn er den linken Hobelschlitten einschalten will. Der Antrieb des Hobeltisches geht von dem auf dem Querbalken sitzenden Motor über den Räderkasten *e* mit

3 Hobelgeschwindigkeiten von 8,7, 10,4 und 12 m/min und einer Rücklaufgeschwindigkeit von 24 m/min. Die Maschine kann daher verschiedenartige Werkstoffe mit der wirtschaftlichen Schnittgeschwindigkeit hobeln. Dabei bestehen die Antriebscheiben aus gepreßtem Leichtmetall, was die Umsteuerzeiten vermindert und größere Hubzahlen zuläßt.

Auch die mittelgroßen Hobelmaschinen (Abb. 405) werden heute weitgehendst elektrisch ausgerüstet, d. h. mit regelbarem Umkehrmotor, dynamischer Abbremsung des Tisches kurz vor jedem Richtungswechsel, zwangsläufigen Verriegelungen gegen zu frühzeitiges Einsetzen

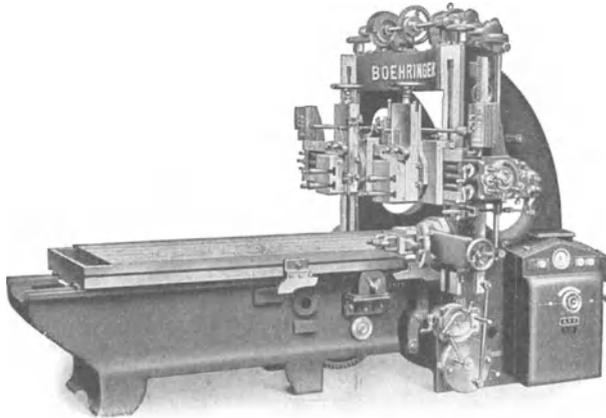


Abb. 405. Böhringer-Hobelmaschine.

des Gegenstromes beim Umsteuern und gegen Kurzschluß, sowie Druckknöpfen zum Regeln, Stillsetzen und Umsteuern, so daß die Maschine den höchsten Ansprüchen an Leistung und Genauigkeit der Arbeit genügt und der Hobler sie stets in seiner Gewalt hat. Mit dieser elektrischen Steuerung hat man bereits $v_r = 40 \div 60$ m/min erzielt.

3. Die Einständerhobelmaschine.

Die Zweiständerhobelmaschine (Abb. 404) hat durch die beiden Ständer nur eine begrenzte Hobelbreite. Ihr Anwendungsgebiet ist dadurch auf Werkstücke begrenzt, die schmäler als die lichte Ständerweite sind. Mit dem Aufschwung des Großmaschinenbaues trat dieser Mangel der Zweiständermaschine immer mehr zutage. Der Ruf nach Hobelmaschinen mit unbegrenzter Hobelbreite führte daher zur Einständermaschine. Sie hat eine offene Längsseite zum Aufspannen sperriger Werkstücke W . Diese Maschine verlangt aber einen äußerst kräftigen Ständer S und Querträger Q (Abb. 406), wenn sie saubere Hobelarbeit liefern soll. Der Ständer bietet mit den Flächen S_1 Platz für einen Seitenhobelschlitten III , so daß gleichzeitig mit I und II quer und mit III senkrecht gehobelt werden kann.

Eine hübsche Anwendung der Einständermaschine als Grubenhobelmaschine zeigt die Abb. 407 beim Hobeln einer Schwungradhälfte S ,

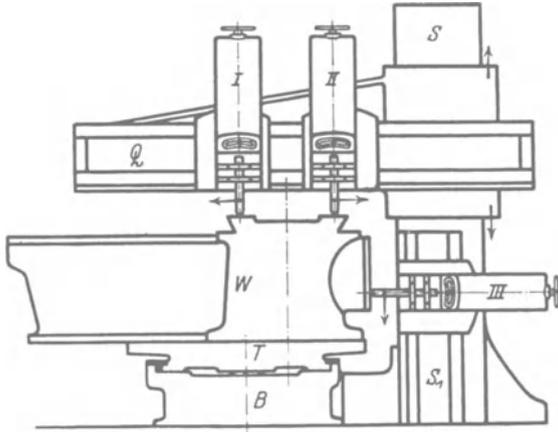


Abb. 406. Einständerhobelmaschine.

die in einer Grube vor dem Bett festgespannt ist. Der Winkel W mit dem Ausleger A vollzieht mit dem Hobeltisch T die Hauptbewegung, während der Hobelschlitten H durch einen Anschlag geschaltet wird.

4. Die Stößelhobelmaschine.

a) Die Stößelhobelmaschine mit Querschaltung des Arbeitstisches.

Die Stößelhobelmaschine oder Shapingmaschine (Abb. 408 u. 409) ist eine Kurzhobelmaschine für Hübe bis 400 oder 500 mm. Bei diesen kleinen Hüben erhält das Werkzeug die Hauptbewegung und das leichte Werkstück den Vorschub.

Das Werkzeug wird auch hier in den Hobelschlitten gespannt, der

1. die Hauptbewegung ausführen muß und
2. den Stahl auf die Spantiefe einzustellen hat.

Für die Hauptbewegung sitzt der Hobelschlitten an einem Stößel, der in dem oberen Kastenbett geführt ist (Abb. 163). In diesem waagrecht hin- und hergehenden Stößel liegt das äußere Kennzeichen der Stößelhobelmaschine. Für die Arbeitsstellungen des Stahles ist der Hobelschlitten ebenso gebaut wie der der Tischhobelmaschine. Nur fehlt hier der Quer-

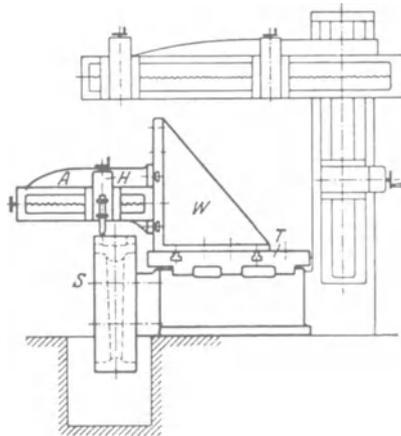


Abb. 407. Grubenhobelmaschine.

schlitten, weil ja das Werkstück quergeschaltet wird. Der Hobelschlitten besteht daher aus der Drehscheibe D , mit der er zum Schräghobeln am Stößelkopf schräg gestellt wird, dem Senkrechtschlitten S für das Einstellen des Spanes und dem Klappenträger K_1 mit der beweglichen Klappe K zum Schrägstellen und Abheben des Stahles. Um den Stößel an die Arbeitsfläche des Werkstückes heranschieben zu können, ist er

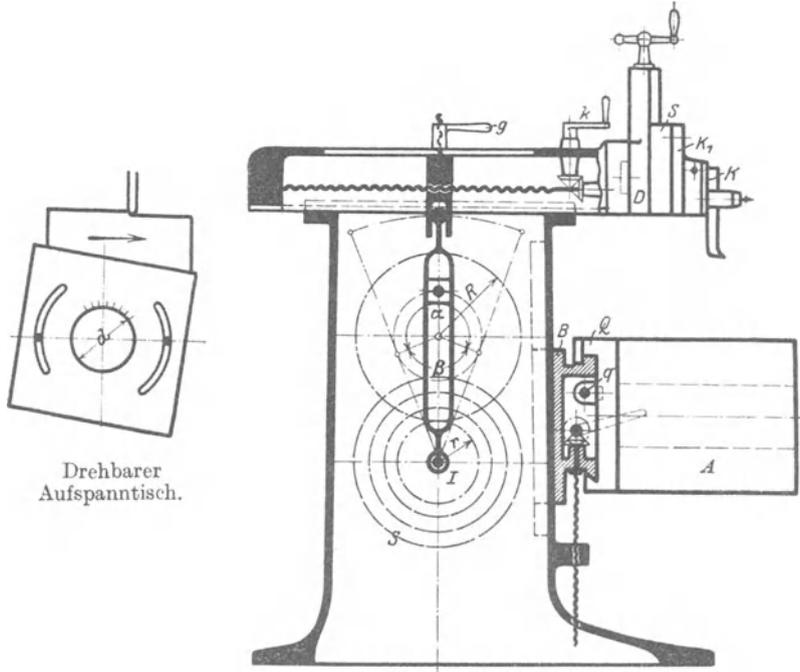


Abb. 408 u. 409. Stößelhobelmaschine.

nach dem Lösen der Griffmutter g mit der Kurbel k vor- und zurückzuschrauben.

Der Stößel wird bei den meisten Maschinen durch die Schwingschleife oder die vereinigte Umlauf- und Schwingschleife angetrieben, die sich bequem in das Kastenbett einbauen läßt. Bei einzelnen Maschinen wird der Stößelantrieb durch Zahnrad und Zahnstange bewirkt. Die Vorzüge des Zahnstangenantriebes liegen in dem gleichmäßigen Gang des Stößels und in der gleichbleibenden Rücklaufgeschwindigkeit, die des Kurbelantriebes in der genauen Hubbegrenzung. Gerade dieser Umstand spielt eine große Rolle, wenn man bedenkt, daß auf 200 mm Hobellänge 300 mm toter Weg kommt, d. i. 150 vH.

Der Kurbelschwingenantrieb ist aus der Abb. 96 bekannt. Bei dem großen Kurbelwinkel α muß der Stößel den Hobelgang vollführen und während des Kurbelwinkels β den Rücklauf. Die Schnittgeschwin-

digkeit ist $v_a = \frac{360 H n}{a}$ und die Rücklaufgeschwindigkeit $v_r = \frac{360 H n}{\beta}$.

Will man auch hier die Schnittgeschwindigkeit der Beschaffenheit der Baustoffe anpassen, so muß die Maschine durch Stufenscheiben, Stufenräder, einen Stufenmotor oder ein Preßölgetriebe angetrieben werden (Abb. 99 u. 102). Mit jeder anderen Umlaufzahl ändert sich aber auch die Rücklaufgeschwindigkeit, so daß bei hohen Umläufen starke Erschütterungen auftreten können. Der Hub H der Maschine ist jedesmal der Hobellänge L anzupassen ($H \sim L + 2 \times 25$ mm). Will man dabei die Schnittgeschwindigkeit v_a beibehalten, so muß der Kurbelzapfen verstellt und die Drehzahl der Maschine gewechselt werden (s. Bd. II, S. 105).

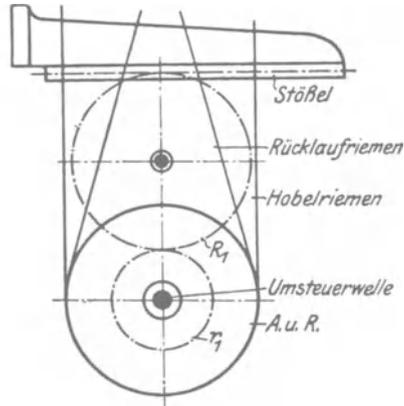


Abb. 410. Zahnstangenantrieb des Stößels.

Bei dem Zahnstangenantrieb (Abb. 410) muß durch eine Umkehrkupplung einmal der Rücklaufriemen und das andere Mal der Hobelriemen gekuppelt werden. Diese Aufgabe ist in Abb. 411 u. 412 gelöst. Gegen Ende des Rücklaufs legt der Stößel mit einem

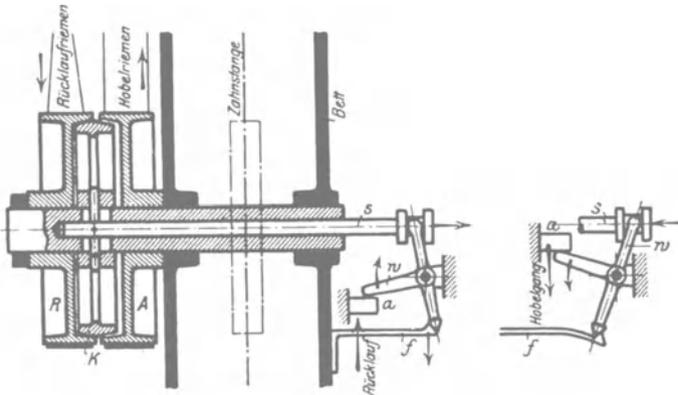


Abb. 411 u. 412. Umkehrkupplung für den Stößelantrieb.

Anschlag a den Winkelhebel w herum. Die Stange s zieht dabei die Kupplung K aus der Rücklaufscheibe R in die Hobelscheibe A . Damit die Kupplung trotz ihres Rückdruckes durchzieht, wird der Winkel w jedesmal verriegelt. Diese Verriegelung übernimmt die Blattfeder f , die sich beim Umsteuern mit ihrem Dreikant rechts oder links gegen w legt. Am Ende des Hobelganges legt der zweite Anschlag a

den Steuerhebel w wieder um und rückt dadurch die Kupplung von neuem in die Rücklaufscheibe R . Dabei springt die Blattfeder f auf die Gegenseite und hält w fest. Mit dem Nachlassen der Feder und der Abnutzung der Kuppelscheibe zieht der Antrieb nicht mehr durch, so daß man ihn nachstellen muß.

Die Hubänderung verlangt hier nur, die Anschläge a zu verstellen, da ja $v_a = 2 R_1 \pi n$ von der Hubgröße H unabhängig ist.

Die Schwingschleife erzeugt eine ungleichförmige Bewegung des Stößels, die Zahnstange beansprucht größere Umsteuerzeiten. Man kann den Zahnstangenantrieb verbessern: 1. durch ein Schwungrad im Deckenvorgelege zur Entlastung des Motors, 2. durch eine Umsteuerkupplung K und Stößel aus Leichtmetall, z. B. Magnalium, einem Mischmetall aus Al und Cu mit $\gamma = 3,21$, 3. durch Abkleiden der Rücklaufscheibe mit

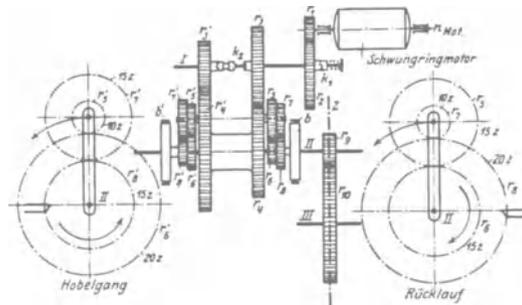


Abb. 413 bis 415. Lauer-Schmaltz-Getriebe.

Schwungscheiben, 4. durch Puffer für das rasche Umsteuern des Stößels. Mit diesen Einrichtungen erreichte man, daß bei 60 mm Hublänge die Motorleistung von 0,79 auf 0,51 kW sank und die Belastung des Motors gleichmäßiger wurde¹.

Der Hauptnachteil der Umsteuerung in Abb. 410 liegt jedoch darin, daß die schnellaufende Antriebswelle der Maschine für jeden Hubwechsel umgesteuert werden muß. Die lebendige Kraft, insbesondere die der schnelllaufenden Kupplung K , muß deshalb zum Umsteuern jedesmal abgebremst und dann in der Gegenrichtung von neuem vom Motor hervorgerufen werden. Das Lauer-Schmaltz-Getriebe (Abb. 413 bis 415) vermindert die Umsteuerverluste dadurch, daß die langsam laufende Vorgelegewelle II mit Umlaufrädern genau und stoßfrei umsteuert. Durch das große Schwungradmoment des Schwungradmotors erhält die Maschine eine große Durchzugskraft, wobei das Getriebe durch die selbsttätige Ein- und Ausrückkupplung k_1 gegen Überlastung geschützt ist. Die Schnittgeschwindigkeit läßt sich mit k_2 wechseln. Sobald der Stößel in den Hobelgang umsteuert, bremst er die Scheibe b' ab, so daß r_8' über die Umlauf- oder Planetenräder r_7' , r_5' auf r_6' und II treibt. Der Tisch hobelt daher mit der Übersetzung

¹ Zeitschr. V. D. I. 1912, S. 142. Maschinenbau 1924, S. 213.

$$\varphi_a = \frac{r_1}{r_2} \cdot \frac{r_3'}{r_4'} \left(1 - \frac{r_8'}{r_7'} \cdot \frac{r_5'}{r_6'} \right) \frac{r_9}{r_{10}} = \frac{r_1}{r_2} \cdot \frac{r_3'}{r_4'} \left(1 - \frac{15 \cdot 10}{15 \cdot 20} \right) \cdot \frac{r_9}{r_{10}} = \frac{1}{2} \frac{r_1}{r_2} \cdot \frac{r_3'}{r_4'} \cdot \frac{r_9}{r_{10}}$$

oder mit $\varphi_a = \frac{1}{2} \cdot \frac{r_1}{r_2} \cdot \frac{r_3}{r_4} \cdot \frac{r_9}{r_{10}}$, je nachdem k_2 auf r_3' oder r_3 eingerückt ist.

Beim Umsteuern in den schnellen Rücklauf bremst der Stößel die rechte Scheibe b , so daß r_8 über die Umlaufräder r_7, r_5 auf r_6 treibt und die Welle II umsteuert mit

$$\varphi_r = \frac{r_1}{r_2} \cdot \frac{r_3'}{r_4'} \left(1 - \frac{r_8}{r_7} \cdot \frac{r_5}{r_6} \right) \frac{r_9}{r_{10}} = \frac{r_1}{r_2} \cdot \frac{r_3'}{r_4'} \cdot \frac{r_9}{r_{10}} \left(1 - \frac{20}{10} \cdot \frac{15}{15} \right) = - \frac{r_1}{r_2} \cdot \frac{r_3'}{r_4'} \cdot \frac{r_9}{r_{10}}$$

(k_2 auf r_3') oder mit $\varphi_r = - \frac{r_1}{r_2} \cdot \frac{r_3}{r_4} \cdot \frac{r_9}{r_{10}}$ (k_2 auf r_3).

Der Rücklauf wird also aufs Doppelte beschleunigt und die Vorgelege $\frac{r_1}{r_2}, \frac{r_3}{r_4}, \frac{r_3'}{r_4'}$ laufen stets in gleicher Richtung.

Der Arbeitstisch der leichteren Stößelhobelmaschine (Abb. 408 u. 409) hat das Werkstück hochzustellen und beim Stößelrücklauf querzuschalten. Hierzu besteht er aus dem Bettschlitten B und dem Querschlitten Q als Kreuzschlitten. Der Bettschlitten wird wie bei der Fräsmaschine mit einer Stellspindel hochgestellt. Beim Querhobeln muß der Querschlitten Q den Vorschub erhalten. Hierzu wird die Querschlittenspindel q von der Maschinenwelle durch ein Klinkenschaltwerk mit Kurbelantrieb gesteuert. Diese Steuerung schaltet quer, sobald der Stößel zurückläuft (Abb. 99). Bei dem Zahnstangenantrieb des Stößels wird der Querschlitten durch eine Spreizringkupplung (Abb. 397 u. 398) geschaltet, die beim jedesmaligen Umsteuern des Stößels die Steuerung für einen Augenblick mit der Maschinenwelle kuppelt. Zum Festspannen des Werkstückes dient ein Aufspannkasten A mit Spannuten auf 3 Seiten. Er ist um den Zapfen d drehbar für das Hobeln keilförmiger Körper (Abb. 408).

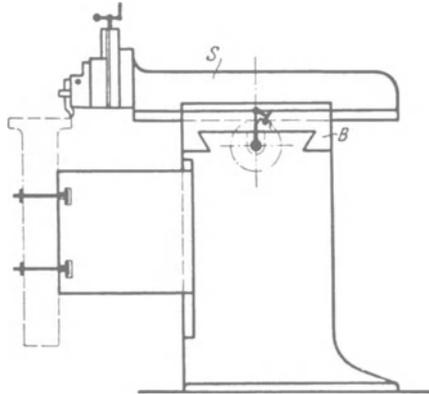


Abb. 416. Stößelhobelmaschine mit Querschaltung des Stößels.

b) Die Stößelhobelmaschine mit Querschaltung des Stößels.

Die Stößelhobelmaschinen lassen nur bei leichten Werkstücken den ruckweisen Vorschub des Quertisches Q zu. Bei größeren und sperrigen Werkstücken würde er zu starke Erschütterungen hervorrufen. Der Stößel muß daher bei den Maschinen für sperrige Stücke (Abb. 416) beide Bewegungen ausführen. Er ist hierzu auf einem Bettschlitten B geführt, der nach jedem Rücklauf durch einen Klinkenschalter quer

zum Werkstück geschaltet wird. Bei langen Werkstücken werden zweckmäßig 2 oder 3 Stößel auf dem Kastenbett angebracht, so daß an 2 oder 3 Stellen zugleich gehobelt werden kann (Abb. 417).

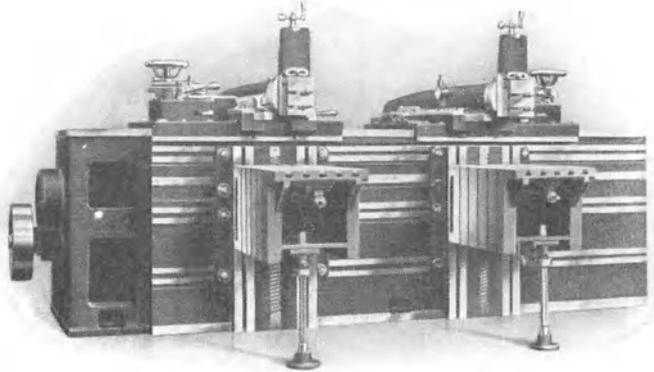


Abb. 417. Doppelte Stößelhobelmaschine mit Querschaltung der Stößel.

c) Die tragbare Ständerhobelmaschine.

Für schwere Werkstücke muß die Stößelhobelmaschine ortsbeweglich sein, d. h. durch einen Kran an die einzelnen Arbeitsstellen

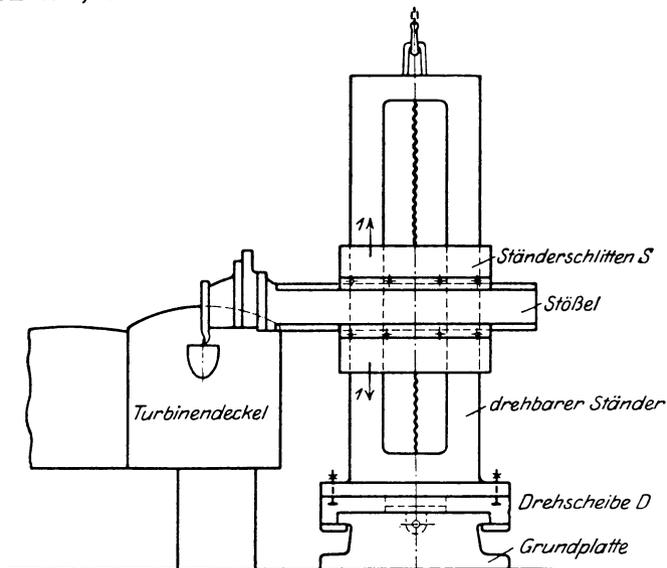


Abb. 418. Tragbare Ständerhobelmaschine.

getragen werden. Hier zeigt sich wieder der Einfluß des Großmaschinenbaues. Sollen die Putzen an dem Turbinendeckel in Abb. 418 gehobelt

werden, so muß sich der Stößel mit einem Schlitten *S* an dem Ständer nach *I* einstellen und mit einem Schlitten auf der Grundplatte schalten lassen. Für die benachbarten Putzen kann der Ständer mit der Drehscheibe *D* gedreht werden. Zum Hobeln weiterer Putzen muß der Kran die Maschine an eine neue Stelle tragen.

d) Die Kurzhobelmaschine.

Die Stößelhobelmaschine (Abb. 416) hat bei größeren Hübem und starken Schnitten den Nachteil, daß sich der freihängende Tisch und Stößel abbiegen. Man kann zwar den Tisch vorn abstützen, was jedoch das Einstellen erschwert. Für Hübem von 500 mm an baut man besser

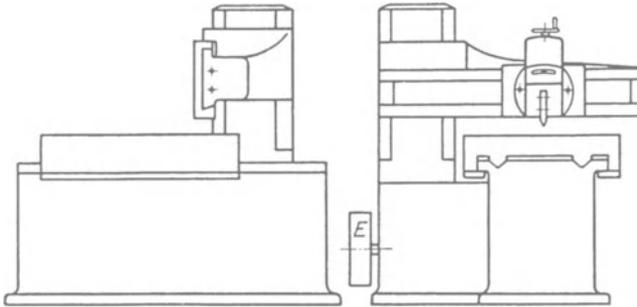


Abb. 419 u. 420. Kurz-hobelmaschine.

Kurz-hobelmaschinen in Gestalt der Tisch-hobelmaschine, sei es als Zweiständer- oder als Einständermaschine (Abb. 419 u. 420). Diese Kurz-hobelmaschinen haben im Gegensatz zu den Lang-hobelmaschinen als Tischantrieb die Kurbelschwinge mit Einscheibe *E* und Geschwindigkeitswechsel im Sinne der Abb. 99. Der Antrieb ist ganz im Kastenbett untergebracht. Im übrigen stimmt die Kurz-hobelmaschine mit der Lang-hobelmaschine überein.

5. Die Stoßmaschinen.

a) Die Stoßmaschine mit Querschaltung des Tisches.

Die Stoßmaschinen (Abb. 421) sind senkrechte Hobelmaschinen, die hauptsächlich zum Bearbeiten versteckter Innenflächen dienen, z. B. Keilnuten in Naben. Beim Stoßen von Keilnuten muß der lange Stahl von oben nach unten durch die Nabe durchstoßen. Für diese auf- und abwärtsgehende Hauptbewegung des Stahles verlangt die Maschine einen Stößel, der an dem hakenförmigen Ständer senkrecht geführt ist, und für das Anstellen und Querschalten des Werkstückes einen Tisch auf dem Grundbett. Man kann sich die Stoßmaschine in der Weise entstanden denken, daß der Stößel in Abb. 409 um 90° aufgerichtet wurde.

Der Stößel wird bei leichten Maschinen durch eine einfache oder vereinigte Kurbelschwinge angetrieben, die für die verschiedenen Schnittgeschwindigkeiten von der Stufenscheibe *I* und dem Vorgelege $\frac{r}{R}$ ihren

Antrieb erhält. Die Kurbel k setzt durch den Kurbelzapfen z die Schwinge s in Bewegung, die mit der Schubstange p den Stößel langsam nach unten und schnell wieder hoch führt (Abb. 421). Neuere Stoßmaschinen haben in dem Antrieb eine Bremse, mit der man den Stößel augenblicklich anhalten und wieder einrücken kann. Bei größeren Maschinen wird der Stößel durch Schraube und Mutter oder durch Zahnrad und Zahnstange angetrieben. Das Umsteuern erfolgt hierbei durch eine Umkehrkupplung oder durch einen Wendemotor.

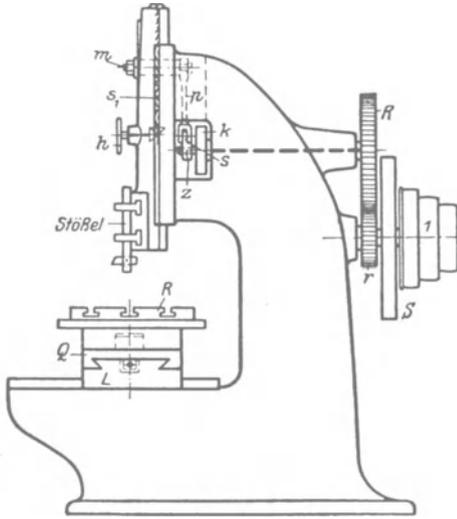


Abb. 421. Leichte Stoßmaschine.

Werkzeugschlitten auf den Stößel mit seinen Spannnuten, die die Stahlhalter aufnehmen. Um den Stößel auf die Werkstückhöhe einstellen zu können, ist, wie in Abb. 409, eine Stellspindel s_1 eingebaut. Nach Lösen der Mutter m läßt sich daher der Stößel mit dem Handrade h hoch- und tiefstellen.

Der Arbeitstisch hat die Aufgabe, das Werkstück aufzunehmen und es längs, quer und rund einzustellen und zu schalten. Hierzu beansprucht der Arbeitstisch einen Längsschlitten L für das Schalten und Einstellen in der Längsrichtung und einen Querschlitten Q für das Einstellen und Schalten in der Querrichtung. Beide Schlitten bilden wiederum einen Kreuzschlitten, der auf dem Bett geführt ist. Für das Rundstoßen und für das Wenden des Werkstückes ist ein Rundtisch R erforderlich. Der Aufbau des Arbeitstisches ist daher, abgesehen vom Winkeltisch, derselbe wie bei der senkrechten Fräsmaschine. Die Steuerung der Stoßmaschine muß, wie bei allen Maschinen mit gerader Hauptbewegung, eine Rucksteuerung sein, die schaltet, sobald der Stößel am Ende des Rücklaufs angekommen ist, und gleich darauf wieder aufzieht. Hierzu wird die Steuerung durch eine Nutenscheibe von der Kurbelwelle ruckweise angetrieben, wie es in Abb. 126 besprochen ist. Bei neueren Stoß-

In Abb. 422 ist der Antrieb einer Stoßmaschine von 180 mm Hub dargestellt. Der Motor ist ein regelbarer Gleichstrommotor mit $n = 950 \div 2850$. Er treibt durch

das Schneckengetriebe r_1
 r_2

Kurbelschwinge, die mit dem Gegenarm und der Schubstange den Stößel mit v_a nach unten und mit v_r nach oben bewegt. Steht der Anlasser auf A , so wird die Maschine angelassen, auf o ausgerückt und auf B abgebremst. Mit dem Anlaßregler lassen sich 12 verschiedene Umläufe einstellen.

Da sich der Stahl beim Rücklauf nicht abheben kann, so beschränkt sich der ganze

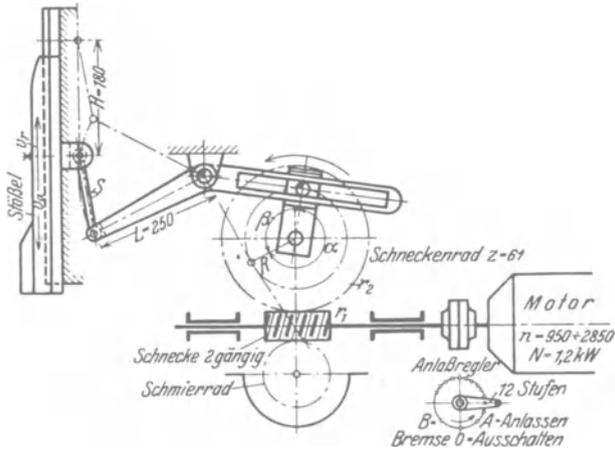


Abb. 422. Antrieb der Stoßmaschine mit regelbarem Motor.

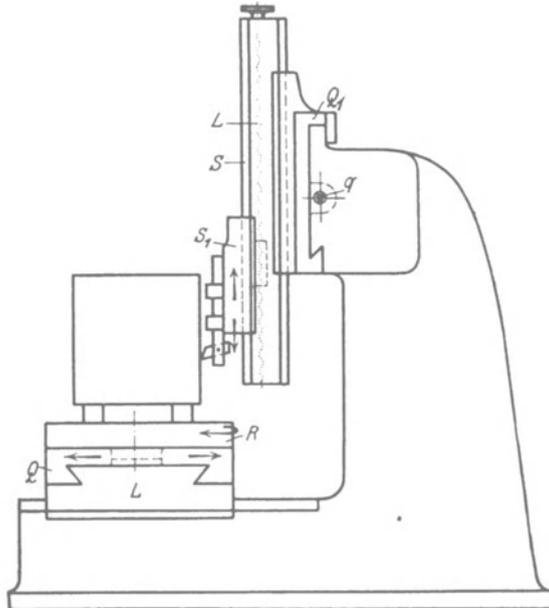


Abb. 423. Schwere Stoßmaschine.

maschinen ist in der Steuerung des Tisches eine geschlossene Schaltdose vorgesehen, an der man die Vorschübe einstellen und umschalten kann (Abb. 127).

b) Die Stoßmaschine mit Querschaltung des Stößels.

Schwere Stoßmaschinen führen den Vorschub mit dem Stößel aus, da sich schwere Werkstücke schlecht schalten lassen. Der Stößel-

schlitten S_1 (Abb. 423) macht auf der Stößelbahn S die auf- und abgehende Hauptbewegung. Mit dem oberen Querschlitten Q wird auf der Querbahn des einfachen oder Doppelständers der Vorschub vollzogen. Die Maschine ist grundsätzlich durch Aufrichten des Stößels in Abb. 416 entstanden. Der Arbeitstisch setzt sich aus einem Kreuzschlitten LQ und dem Rundtisch R zusammen. Bei sehr schweren Stücken wird die Stoßmaschine mit einem Kran an die Arbeitsstelle getragen.

c) Die Stoßmaschine mit verschiebbarem Ausleger.

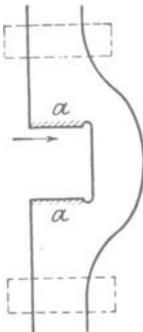


Abb. 424. Ausstoßen eines Rahmens.

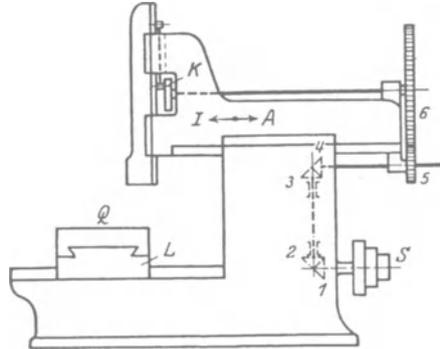


Abb. 425. Stoßmaschine mit verschiebbarem Ausleger.

Liegt die Aufgabe vor, an einem sperrigen Werkstück, z. B. an einem Lokomotivrahmen (Abb. 424), die Flächen a zu stoßen, so muß die Maschine mit einem Längsvorschub arbeiten. Da das Werkstück auf dem Tisch und auf Böcken festgespannt wird, so kann der Längsvorschub nur von dem Stößel ausgeführt werden. Dieser ist hierzu an dem Kopf des Auslegers A (Abb. 425) geführt, der nach jedem Hochgang des Stößels den Längsvorschub nach I erhält. Der Antrieb des Stößels geht von der Scheibe S über die Räder $1 \div 6$ und die Kurbel K .

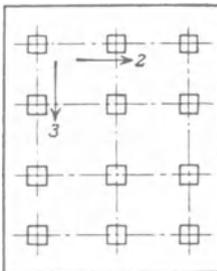


Abb. 426. Ausstoßen von Löchern.

d) Das fahrbare Zweiständerstoßwerk.

Sind lange und schwere Werkstücke an verschiedenen Stellen zu stoßen, so muß sich das Stoßwerk nach 2 und 3 einstellen und steuern lassen (Abb. 426). Man hat daher in Abb. 87 die Hauptspindel I durch den Stößel zu ersetzen und kommt so zu dem fahrbaren Zweiständerstoßwerk. Auf ihm können auch die Flächen a in Abb. 424 bestoßen werden.

6. Die Keilnutenhobelmaschine oder -ziehmaschine.

Die Keilnutenhobelmaschine (Abb. 427) ist das Gegenstück zur Stoßmaschine; sie ist ausgesprochen für das Hobeln von Nuten und wenig zugänglichen Flächen gebaut. Die Werkstücke müssen aber für

das Durchstecken der Messerstange oben und unten offen sein, während für die Stoßmaschine ein nur oben offenes Werkstück genügt. Der Vorzug der Keilnutenhobelmaschine liegt darin, daß der Kurbelantrieb im Kastenbett liegt. Der Hakenständer der Stoßmaschine mit seiner begrenzten Ausladung fällt daher fort. Es lassen sich deshalb Keilnuten in große und kleine Räder ziehen; die Säule sitzt dabei zwischen den Armen. In ihren wichtigsten Einzelteilen besteht die Maschine aus der Messerstange *M* (Abb. 427), die durch den unteren Kurbelantrieb die Hauptbewegung erfährt. Nach jedem Hochgang des Messers wird das Werkstück durch den Arbeitstisch ruckweise längs-, quer- oder rundgeschaltet. Der Arbeitstisch beansprucht hierzu einen Kreuzschlitten mit Rundtisch. Die Maschine wird in der Hauptsache für das Hobeln von Keilnuten benutzt. Sollen diese Nuten einen Anzug erhalten, so ist das Rad auf einer schrägen Unterlage festzuspannen (Abb. 428) oder der Tisch muß während des Schnittes das Werkstück entsprechend der Steigung dem Hobelstahl zuschieben, d. h. bei 1 : 10 um 1 mm auf 10 mm Höhe. Die dritte Möglichkeit ist das Schrägstellen mit einem Klapptische. Auch für das Aushobeln geschlossener Stangenköpfe kann die Maschine benutzt werden (Abb. 429). Hierbei ist das Werkstück für den runden Teil der Nut mit dem Rundtisch nach 1 zu schalten und für die Längs- und Querseiten mit dem Längsschlitten nach 2 und mit dem Querschlitten nach 3 vorzuschieben. Ist das Werkzeug ein Formstahl, so kann man auch Zahnstangen, Zahnkränze und Zahnräder hobeln (Abb. 430).

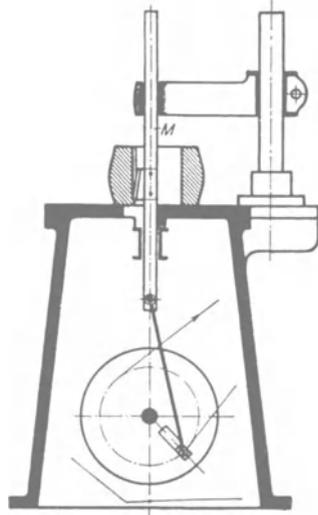


Abb. 427. Plan der Keilnutenhobelmaschine.

Das Keilnutenhobeln läßt sich auch auf der Stoßhobelmaschine vornehmen mit einem langen Werkzeughalter *a* (Abb. 431), der mit den Muttern *e* in der Klappe des Hobelschlittens festgespannt wird, während die zu nutende Scheibe in dem Schraubstock des Tisches sitzt.

Ein Vergleich zeigt die Leistung der Ziehmaschine: Schwungrad aus Gußeisen, 110 mm Bohrung, 200 mm Länge, Nutenbreite 32 mm, Nutentiefe 19 mm, Arbeitsdauer einschließlich Auf- und Abspannen auf der Stoßmaschine 38 min, auf der Ziehmaschine $4\frac{1}{2}$ min¹.

7. Die Räummaschine.

Die Räummaschine (Abb. 432) dient zum Ziehen von Keilnuten in Radnaben, Kurbeln usw., sowie zum Ausräumen von Bohrungen zu Vier- und Sechskantlöchern u. dgl. (Abb. 433 u. 434). Das Werkzeug, die

¹ Maschinenbau 1921, 308.

Räumnadel, ist mehrzahnig, also der Zahnstange nachgebildet, deren Zähne Messer sind, von denen das folgende das vorhergehende um etwa $0,1 \div 0,3$ mm überragt. Mit diesem Werkzeug ist eine größere Leistung zu erzielen als mit dem einzahnigen, zumal es nicht so oft geschärft werden muß. Die Räumnadel wird entweder waagrecht oder senkrecht mit etwa $v_a = 0,5$ m/min durch das zu nutende Loch gezogen. Die Spantiefe wird vor jedem Hub mit einem Stellkeil im Rücken der Räumnadel auf etwa 0,25 mm eingestellt. Beim schnellen Rückgang der Räumnadel wird der Vorschubkeil zurückgezogen, damit die Nadel freiläuft. Mit der Räumnadel lassen sich auch die in Abb. 428 bis 430 aufgeführten Arbeiten erledigen. Größere Räummaschinen haben als Antrieb für den Ziehschlitten Preßölgetriebe für langsames Ziehen und schnellen Rücklauf.

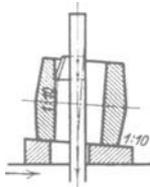


Abb. 428.

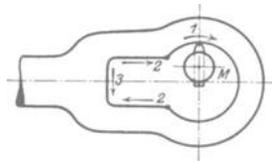


Abb. 429.

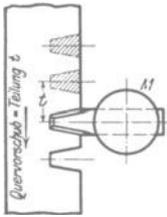


Abb. 430.

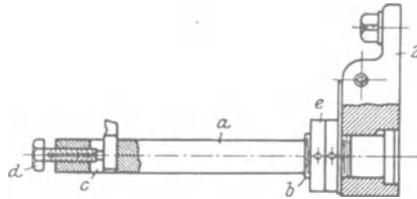


Abb. 431.

Abb. 428 bis 431. Hobelarbeiten.

G. Die Blechkantenhobelmaschine.

Die Blechkantenhobelmaschine (Abb. 435) hat die Kanten langer, sperriger Kessel- und Schiffsbleche zu hobeln. Bei diesen langen Schnitten erhält das Werkzeug beide Bewegungen, weil hierdurch die Maschine wesentlich kürzer wird. Der Hobelstahl wird hierzu in Abb. 435 in den Hobelschlitten gespannt, der für die hin- und hergehende Hauptbewegung mit einem Bettschlitten *B* auf dem langen Bett geführt ist. Den Schlittenantrieb bewirkt die Leitspindel *L*, die durch ein Räder- oder Riemenwendegetriebe angetrieben wird. Bei schweren Blechkantenhobelmaschinen wird der Umkehrmotor bevorzugt. Um bei den langen Hieben die Zeitverluste des beschleunigten Rücklaufs zu umgehen, sind auf dem Bett 2 Hobelschlitten vorgesehen, von denen der vordere beim Vorwärtsgang und der hintere beim Rückgang hobelt.

Der Vorschub muß beim Hobeln der Blechkanten senkrecht erfolgen. Hierzu wird die Schaltspindel des Senkrechtschlittens durch einen Klinkenschalter gesteuert. Am Ende des Vorwärtsganges muß der hintere Hobelschlitten geschaltet werden, damit sein Stahl nach dem Umsteuern arbeitsbereit steht. Dagegen darf der vordere Hobelstahl erst am Ende des Rückwärtsganges vorgeschoben werden. Der Vorschub muß daher jedesmal die doppelte Spanbreite betragen. Das Blech wird auf dem Tisch mit einer Reihe Spannschrauben s festgespannt, die in dem Querträger Q sitzen. Sie werden entweder mit Druckwasser oder elektrisch gesteuert. Der Querträger Q wird durch die zwei Ständer S des Bettes getragen. Zum leichteren Verschieben des Bleches sind vorn im Tisch Rollen eingebaut.

Die Winkelhobelmaschine besteht aus 2 Kantenhobelmaschinen, deren Betten unter 90° liegen. Es kann daher gleichzeitig an 2 Blechkanten gehobelt werden.

H. Die Zahnradstoßmaschinen und -hobelmaschinen.

a) Das Stoßen der Stirnräder.

Stirnräder werden auf den Zahnradstoßmaschinen nach dem Teil- oder dem Wälzverfahren gestoßen.

a) Das Teilverfahren verlangt einen Formstahl von der genauen Form der Zahnücke, der in den Stahlhalter der Stoßmaschine gespannt wird. Der Rundtisch muß zum Teilen des Rades eine Teilvorrichtung haben. Soll das Werkstück Z Zähne erhalten, so muß es zum Stoßen jeder Lücke $\frac{1}{Z}$ Umdrehungen machen, die mit

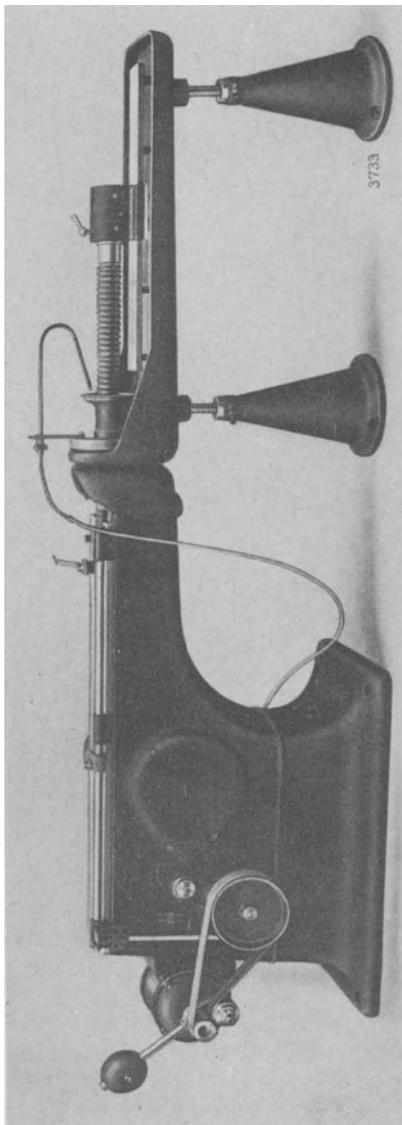


Abb. 432. Räummaschine von Osw. Forst, Solingen.

der Teilkurbel T auszuführen sind. Nach Abb. 436 ist bei $n_1 = 1$ der Teilkurbel

$$\frac{n_2}{n_1} = \frac{z_1}{z_2} \cdot \frac{z_3}{z_4} \cdot \frac{m}{z} \quad \text{und} \quad \frac{z_1}{z_2} \cdot \frac{z_3}{z_4} = \frac{z}{m} \cdot \frac{n_2}{n_1} = \frac{z}{Z} = \frac{\text{Zähnezahl des Schneckenrades}}{\text{Zähnezahl des Werkstückes}}$$

$$\frac{z_1}{z_2} \cdot \frac{z_3}{z_4} = \frac{80}{24} = \frac{10}{3} = \frac{5}{3} \cdot \frac{2}{1} = \frac{25}{15} \cdot \frac{24}{12}, \quad z_1 = 25, \quad z_2 = 15,$$

$$z_3 = 24, \quad z_4 = 12.$$

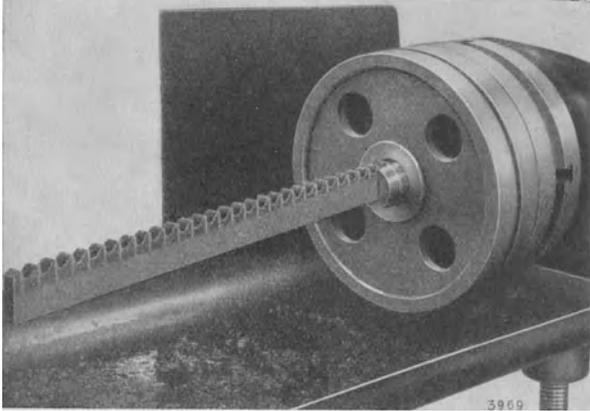


Abb. 433. Räumen von Keilnuten.

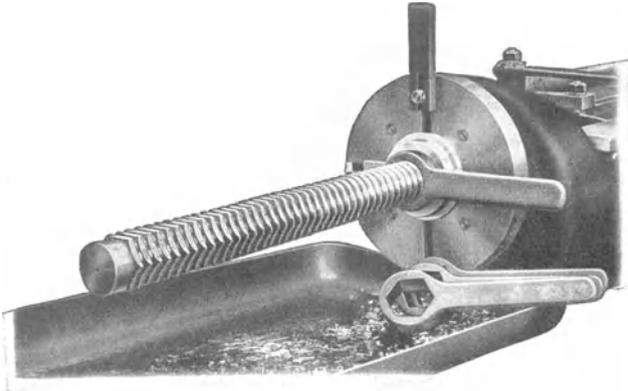


Abb. 434. Räumen von Sechskantlöchern.

Das Verfahren ist heute überholt. Die Keilnutenziehmaschine kann ebenfalls Stirnräder mit einem Formstahl hobeln und auch die Räummaschine, wenn die Räumnadel an dem Fertigzahn die genaue Form der Lücke hat. Diese Maschinen werden wohl nur bei Innenverzahnungen der Radkränze benutzt.

Sehr leistungsfähig wird das Zahnradstoßen, wenn man mit mehreren Formstählen zugleich arbeiten kann, wie dieses bei der Zahnradstoßmaschine der Stevenson Gear Co. der Fall ist. Die Zahnradscheiben werden hierbei auf den Dorn D gesteckt (Abb. 437 und 438), der auf- und abwärts

durch den großen Messerkopf geht. Der Messerkopf M trägt eine der Zähnezahl oder einem Bruchteil derselben entsprechende Zahl Formstähle F , die sich mit dem Stelling S aufs genaueste einstellen lassen. Eine der-

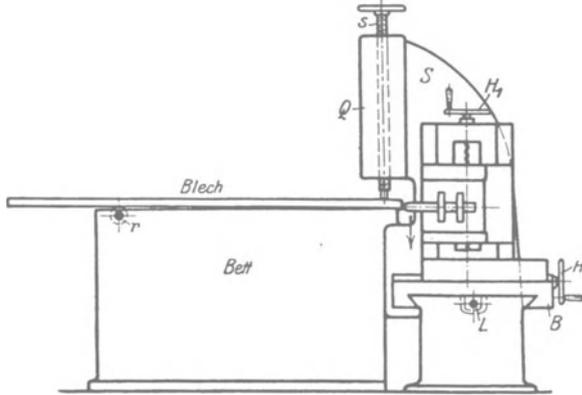


Abb. 435. Blechkantenhobelmaschine.

artige Maschine bearbeitet 16 Kettenzahnräder von 76 mm \varnothing , 5π Teilung in 3,7 min, während die Abwälzmaschine 17 min brauchen würde.

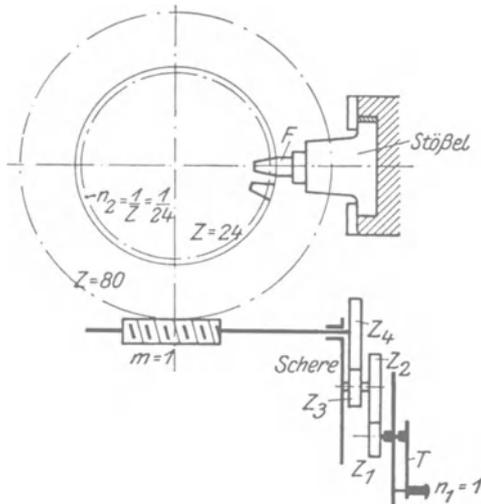


Abb. 436. Stoßen der Zähne mit Formstahl.

β) Das Fellows-Verfahren ist ein Wälzverfahren, das dem Zusammenarbeiten zweier Stirnräder nachgebildet ist, von denen eins die Flanken des anderen Rades stößt. Das Werkzeug ist demnach ein Stoßrad, das gewöhnlich 24 Zähne hat (Abb. 439).

Wie ist nun das Verfahren durchzuführen? Das Stoßrad (Abb. 440) wird durch den Stößel der Maschine nach unten geführt. Es stößt

dabei die Berührungsstellen der kämmenden Flanken aus dem Vollen heraus. Hierauf geht der Stößel hoch, nachdem das Werkrad durch den Arbeitstisch nach rechts zurückgezogen ist, damit die Schneiden des Stoßrades geschont bleiben. Vor dem nächsten Schnitt wird das Werkrad nach links wieder vorgeschoben, und durch eine Rucksteuerung werden beide Räder etwas weiter gewälzt. Beim folgenden Niedergang des Stößels werden daher neue Berührungsstellen gestoßen. Auf diese

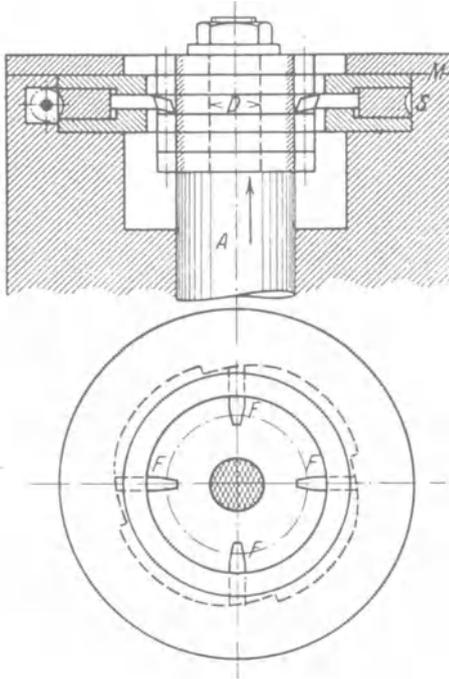


Abb. 437 u. 438. Zahnradstoßen mit mehreren Formstählen.

Weise werden die Flanken beim Wälzen strichweise aus dem Vollen herausgestoßen (Abb. 441). Hat das Werkrad eine Umdrehung gemacht, so ist es fertig. Das Werkzeug kann in umgekehrter Aufspannung ziehend schneiden (Abb. 442), wobei die Maschine mit einer Stütze den Druck auffängt. Wie die Abb. 441 zeigt, hat die Zahnschneidspitze des Stoß- oder Schneidrades jeweils den stärksten Span zu nehmen. Nach den Seiten zu nimmt jedoch der Span ab. Die

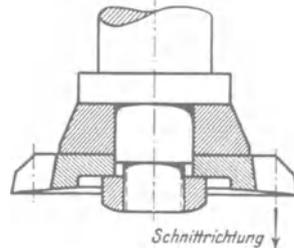


Abb. 439. Stoßrad.

Flankenteile des Schneidrades, die die zu stoßende Radflanke schlichten, sind daher wenig belastet. Es genügt in den meisten Fällen eine Umdrehung des Werkrades, um sehr saubere Zahnflanken zu erreichen. Das Verfahren läßt sich sowohl für Außenverzahnung (Abb. 442 u. 443), als auch besonders für Innenverzahnung (Abb. 444) verwerten. Mit einem Stoßrad werden alle Zähnezahlen derselben Stichzahl m gestoßen.

γ) Das Dietel-Verfahren ist dem Wälzen, d. h. dem Zusammenarbeiten von Zahnrad und Zahnstange, nachgebildet (Abb. 336). Das Werkzeug ist ein Formstahl von der Gestalt eines Zahnstangenzahnes. Das Dietel-Verfahren hat daher ein sehr einfaches Werkzeug. Soll der Formstahl die Zahnücke eines Rades strichweise herausstoßen, so muß er den abwärtsgehenden Stoß ausführen. Das Werkrad hat nach jedem Hochgang des Stahles eine ruckweise Drehbewegung und zugleich eine

gerade Bewegung zu machen. Soll nämlich der Punkt A_1 des Formstahles den Punkt A der Radflanke stoßen, so muß dieses auf der Eingriffslinie im Punkt E geschehen. Da aber der Stahl stets in derselben Ebene stößt, so muß das Werkrad um die Strecke EA_1 nach rechts verschoben werden, während es um den Bogen EA nach links gedreht wird.

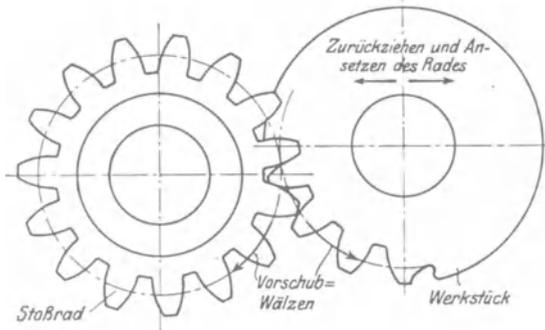


Abb. 440. Fellows-Stoßwälzverfahren.

Damit geht die unter 20° geneigte Eingriffslinie durch A_1 . Das Verfahren wird auf der Stoßmaschine durchgeführt. Der Formstahl wird in den Stößel gespannt. Beim Niedergang des Stößels werden jedesmal 2 Stellen der Lücke gestoßen. Der Arbeitstisch muß nach jedem Hochgang des Stößels eine Drehbewegung und eine entgegen-

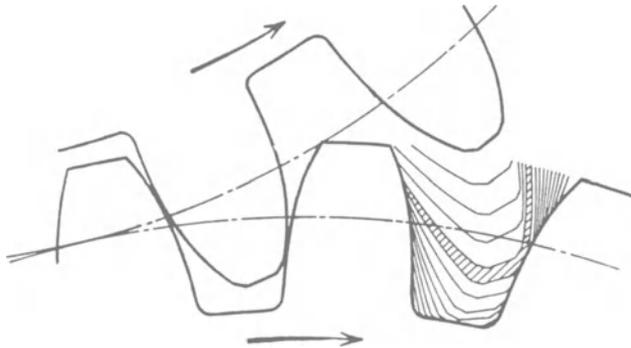


Abb. 441. Fellows-Stoßwälzverfahren.

gesetzte gerade Bewegung ausführen. Ist durch dieses Wälzen von Rad und Formstahl eine Lücke herausgestoßen, so wird der Tisch mit dem Rade in die Anfangsstellung zurückgeholt und das Rad für die nächste Zahnücke geteilt. Hierin liegt die Schwäche des Verfahrens, da es schwer ist, bei etwaigem Spiel oder Ecken des Schlittens jedesmal die genaue Anfangsstellung zu treffen. Mit einem Formstahl lassen sich alle Zähne der gleichen Stichzahl stoßen. Bei großen Teilungen wird die Zahnücke zuerst roh vorgestoßen. Das Verfahren wird besonders

angewandt bei Kammwalzen, deren Zähne um die halbe Teilung versetzt sind. Hierbei wird zuerst der eine Kranz gestoßen, dann die Walze umgesteckt und hierauf der zweite Kranz gestoßen.

Auch bei der Zahnradstoßmaschine von Maag wird als Werkzeug ein Kammstahl benutzt, d. h. eine einfache hinterschlifene Zahnplatte mit mehreren geradflankigen Zähnen, also ein Stück einer Zahn-

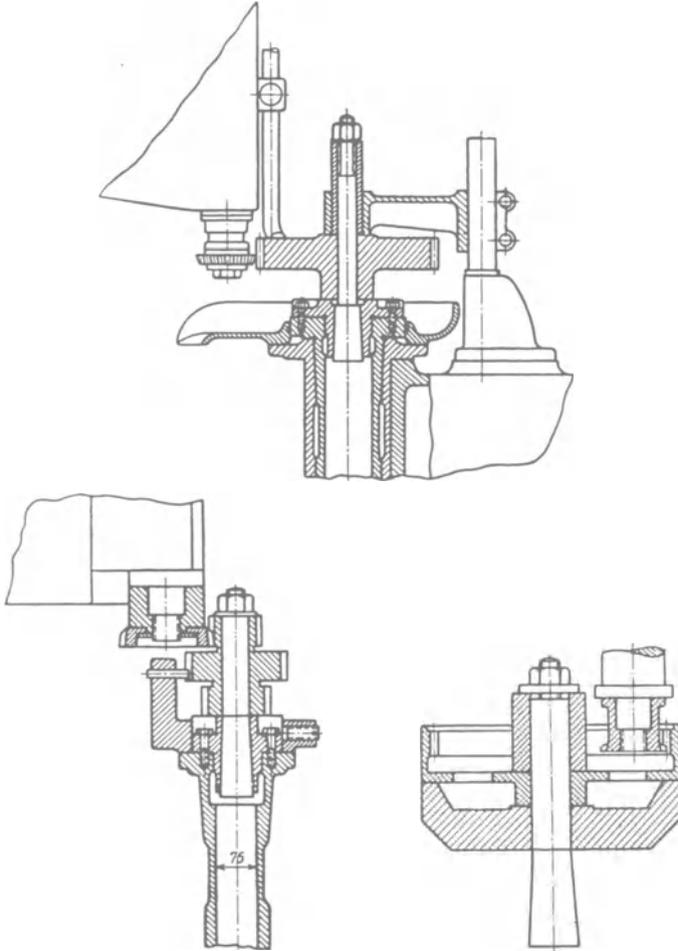


Abb. 442 bis 444. Stoßen von Außen- und Innenverzahnung.

stange oder im Vergleich zu Abb. 440 ein Stück eines unendlich großen Stoßrades. Der Stößel der Stoßmaschine führt beim Niedergehen den Kammstahl durch den Kranz des Rades, so daß an den Berührungstellen die Flanken strichweise ausgestoßen werden. Durch eine Zahnradübersetzung wird das Werkrad im Sinne der Abb. 336 gewälzt.

Die Leistung des Zahnradstoßens wird noch erhöht, wenn auf der Gegenseite des Rades ein zweiter Stößel im Wechseltakt arbeitet.

b) Das Hobeln der Stirnräder.

Das Hobeln der Stirnräder wird ebenfalls nach dem Wälzverfahren vorgenommen. Das Werkzeug ist ein geradflankiger Hobelstahl — Einzelstahl — (Abb. 336), der frei von Härtefehlern und genau geschliffen sein muß. Die Arbeitsweise ist die gleiche wie in Abb. 336, nur arbeitet der Hobelstahl waagrecht. Bei dem Reinecker-Verfahren, das auf gleicher Grundlage beruht, wird ein Satz von 3 Stählen benutzt, ein Mittelstahl zum Vorschneiden der Nut und je ein rechter und linker Seitenstahl mit 20° Eingriffswinkel zum Aushobeln der beiden Flanken. Mit einem Satz von 3 Stählen lassen sich alle Zähnezahlen und Teilungen hobeln, weil hier die Flankenstähle getrennt sind.

Eine größere Leistung ist auch bei dem Hobeln von Stirnrädern mit dem Kammstahl von J. E. Reinecker zu erzielen, einem zahnstangenförmigen Werkzeug, das mit mehreren Zähnen zugleich arbeitet. Infolge seiner Formgebung schneidet der Kammstahl mit einigen Kämme etliche Zahnücken des Rades vor und hobelt immer mit dem gleichen Kamm eine Zahnücke endgültig fertig. Der Kammstahl ist für alle Zähnezahlen derselben Teilung gleich.

c) Schraubenräder.

Das Fellows-Wälzverfahren kann auch zum Stoßen von Schraubenrädern dienen. Das Stoßrad muß dabei ein Schraubenrad von gleicher Stichzahl sein, das während des Stoßens noch eine zusätzliche Drehbewegung erfährt. Jedes Werkzeug läßt sich nur für einen bestimmten Steigungswinkel verwenden. Rechtsgängige Schraubenräder verlangen ein linksgängiges Stoßrad und umgekehrt. Das Schraubenradstoßverfahren läßt sich sowohl bei Außen- als auch bei Innenverzahnung anwenden.

Schraubenräder lassen sich auch mit dem Kammstahl stoßen oder hobeln. Hierzu muß der Stahl am Stößel der Stoßmaschine unter dem Spiralwinkel β eingespannt werden, so daß er in schräger Stellung durch das Rad geht, das die erforderlichen Wälzbewegungen im Sinne der Abb. 304 ausführt.

d) Kammwalzen und Pfeilräder.

Da die Pfeilräder nichts anderes als Schraubenräder sind, die auf der einen Kranzhälfte Rechtssteigung und auf der anderen Linkssteigung haben, so kann auch das Fellows-Verfahren für Schraubenräder Anwendung finden. Man muß nur durch eine Eindrehung dafür sorgen, daß das ziehende Werkzeug auslaufen kann (Abb. 445). Mit einem rechtsgängigen Schneidrad wird der linksgängige Zahnkranz geschnitten und nach einem Umspannen mit dem linksgängigen Schneidrad der rechtsgängige Kranz. In gleicher Weise wie Schraubenräder lassen sich auch Pfeilräder mit dem Kammstahl stoßen. Auch dieses Verfahren verlangt, daß das auf Kranzmitte angebohrte oder eingedrehte

Rad für das Stoßen jeder Kranzhälfte umgesteckt und der Kammstahl unter dem Spiralwinkel am Stößel festgespannt wird.

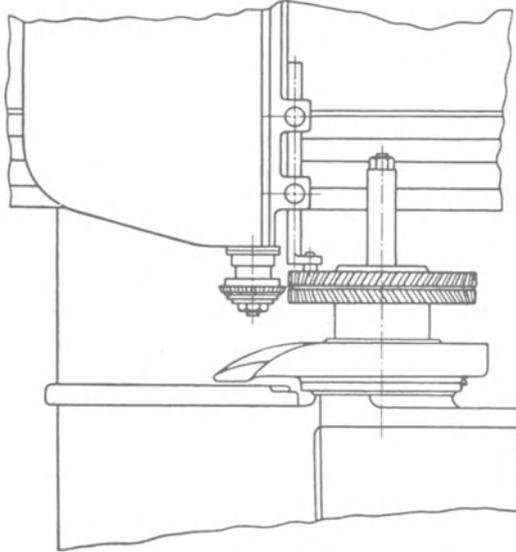


Abb. 445. Fellows-Verfahren für Pfeilräder.

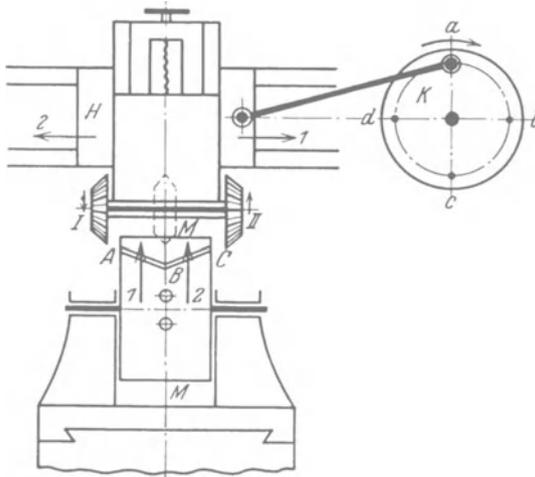


Abb. 446. Pfeilräderrhobelmaschine nach Sykes.

Die nach dem Fellows-Verfahren gestoßenen Pfeilräder haben eine unterbrochene Verzahnung (Abb. 445). Darunter leidet zweifellos die Festigkeit. Das Sykes-Verfahren¹ (Abb. 446) vermeidet diese

¹ Maschinenfabrik Lorenz, A.-G., Ettlingen.

Schwächung der Pfeilzähne dadurch, daß es in waagerechter Richtung mit zwei Schraubenschneidrädern durchgeführt wird, von denen das eine rechtsgängig, das andere linksgängig ist. Das Stoßen ist somit durch ein Hobeln ersetzt, bei dem sich Werkstück und Werkzeuge gegenseitig abwälzen.

Der Hobelschlitten *H* trägt auf einer Werkzeugspindel in bestimmtem Abstände die beiden Schneidräder *I* und *II*. Die Kurbel *K* bewegt ihn hin und zurück. Läuft die Kurbel von *a* nach *b*, so schneidet das linke Schneidrad *I* bis zur Mitte *M* des Werkstückes, das sich im Sinne 1 dreht. Das Schneidrad erfährt dabei von der Werkzeugspindel die zusätzliche Drehbewegung entsprechend der Steigung des zu hobelnden Pfeilrades, dessen Pfeilwinkel gewöhnlich 120° beträgt. Das rechte Werkzeug *II* ist währenddessen zurückgezogen. Geht die Kurbel von *b* nach *c*, so wird das Schneidrad *I* aus dem Rade zurückgeschoben, das Werkzeug *II* vorgeschoben, so daß es auf dem Kurbelwege *c d* den rechten Pfeilzahn schneidet. Auf dem Wege von *d* nach *a* zieht die Kurbel das Schneidrad zurück. Die so entwickelten Pfeilzähne sind im Pfeil scharf ausgeschnitten. Ein Nacharbeiten wie bei den mit Fingerfräsern gefrästen Zähnen ist nicht nötig.

Nach dem Sykes-Verfahren lassen sich auch Stirn- und Schraubenträder hobeln, die zu mehreren eingespannt und von je einem Schneidrad geschnitten werden. Mit der größten Genauigkeit ist daher die höchste Leistung verbunden.

e) Kegelräder.

Das Hobeln der Kegelräder geschieht auf Kegelradhobelmaschinen, die entweder nach einer Lehre oder nach dem Wälzverfahren arbeiten.

Die meisten Kegelradhobelmaschinen arbeiten nach einer Lehre. Da bei den Kegelrädern alle Erzeugenden der Zahnflanken durch die Kegelspitze gehen (Abb. 447), so ist die Grundbedingung für das Kegelradhobeln, daß auch alle Schnitte des Hobelstahles durch die Kegelspitze gerichtet sind. Der Hobelstahl *A* sitzt hierzu an einem Stößel, der in Richtung *EE* die Schnitte durch die Kegelspitze vollführt. Das Werkrad *B* sitzt auf einem Dorn, der um die Kegelspitze *G* drehbar ist. Für das Anstellen des Rades nach der gewölbten Zahnform trägt der Aufspanndorn einen Arm mit der Zahnlehre *D*. Nach jedem Rücklauf des Stößels schiebt die Maschine das Kegelrad nach rechts vor. Dabei wird die Lehre *D* durch ein Gewicht ständig gegen den Leitstift *K* gedrückt. Richtet man die Maschine so aus, daß der Berührungspunkt der Lehre *D* mit dem Leitstift *K*, sowie der Angriffspunkt der Hobelschneide *A* und die Kegelspitze *G* auf einer Geraden liegen, so müssen alle Schnitte in Richtung *EE* durch die Kegelspitze gerichtet sein. Wird dabei das Kegelrad nach der Lehre des Zahnes gegen *A* vorgeschoben, so muß der Hobelstahl die Lehre am Rade nachbilden.

Um das Kegelradhobeln leistungsfähiger zu gestalten, arbeiten die neueren Kegelradhobelmaschinen mit 2 Hobelstählen, deren Schnitte ebenfalls durch die Kegelspitze gerichtet sind (Abb. 448). Der Hobelstahl *I* hobelt die obere Flanke nach der Lehre, auf der er mit

einer Rolle geführt ist. Der Stahl *II* stellt die untere Flanke her und wird hierzu durch Zahnräder und -bogen von *I* aus gesteuert. Nach dem Rücklauf der Hobelstähle wird die Leitrolle um den Vorschub gegen

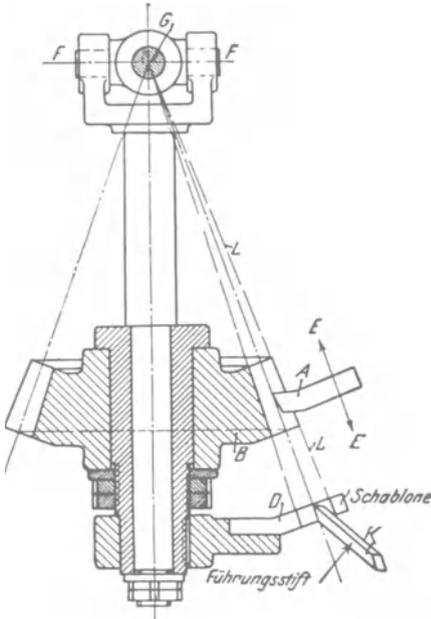


Abb. 447. Kegelräderrahobelmaschine nach Lehre arbeitend.

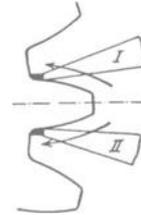


Abb. 448. Nachhobeln mit 2 Stählen.

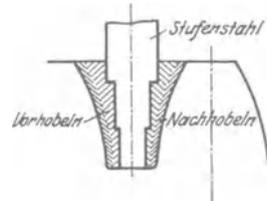


Abb. 449. Vorhobeln.

den Zahnfuß vorgeschoben. Das Kegelrad steht also hier im Gegensatz zu Abb. 447 still und wird nur nach dem Fertighobeln der Flanken

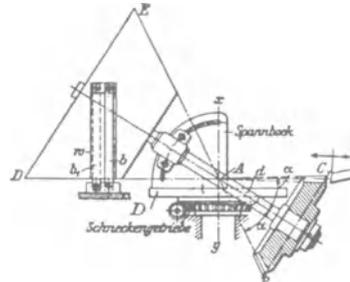
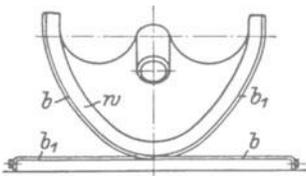


Abb. 450 u. 451. Bilgram-Kegelräderrahobelmaschine nach dem Wälzverfahren.

geteilt. Größere Teilungen hobelt man mit einfachem Vorstechstahl oder Stufenstahl mittelläufig oder mit gerader Lehre vor (Abb. 449).

Von den Kegelräderrahobelmaschinen nach dem Wälzverfahren ist die Bilgram-Maschine die bekannteste (Abb. 450 und 451). Das Kegelrad sitzt auf einem Dorn *d*, der an dem Spannbock *D* unter

dem Kegelwinkel α festgespannt wird. Der Stößel der Maschine bewegt sich mit dem Hobelstahl stets in derselben Schnittrichtung. Zum Wälzen des Rades auf dem Hobelstahl sitzt am Gegenende des Dornes d ein Wälzbogen w . Er ist nichts anderes als ein Schnitt durch den Ergänzungskegel DAE , also eine Ellipse. Für die Wälzbewegung ist diese Ellipse mit 2 Stahlbändern b, b_1 gegenseitig an dem Bett befestigt. Wird nun der Spannkasten D durch ein Schaltwerk, das auf das Schneckengetriebe wirkt, langsam gedreht, so macht der Aufspanndorn d mit dem Kegelrade 2 Bewegungen, nämlich:

1. eine Bewegung um die Achse xy , die durch das Schneckengetriebe verursacht wird,
2. eine Wälzbewegung um die Achse des Aufspanndornes d , die durch den Wälzbogen w hervorgerufen wird.

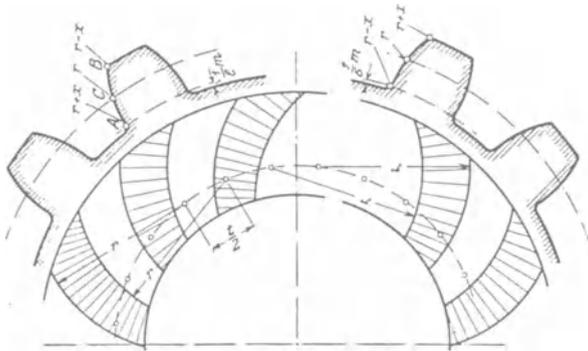


Abb. 452. Hobeln von Kegelrädern mit Bogenverzahnung.

Durch diese Wälzbewegung wälzt sich die Zahnflanke auf dem Hobelstahl ab. Die Maschine hobelt die Räder dabei wie folgt: Nach jedem Schnitt des Stahles wird das Rad durch den Teilkopf um einen Zahn selbsttätig weitergeschaltet, so daß zwischen je 2 Schnitten an demselben Zahn eine ganze Umdrehung des Rades liegt. Der Abstand dieser beiden Schnitte ist der Vorschub, der durch den Wälzbogen erzeugt wird. Die Räder werden mit einem Stahl vorgeschritten und jede Flanke mit je einem Stahl nach dem Wälzverfahren nachgeschnitten. Da mit der Radgröße sich auch der Winkel α ändert, so gehört eigentlich zu jedem Rade ein anderer Wälzbogen. Man begnügt sich jedoch praktisch mit einem Satz Wälzbogen.

Der Kraftwagenbau stellt an den Lauf der Kegelräder sehr hohe Ansprüche, die die geraden Zähne nicht immer erfüllen. Man mußte daher Kegelräder mit besseren Eingriffsverhältnissen fertigen. Die Kegelradhobelmaschine¹ der Sächsischen Fräsmaschinenfabrik, G. m. b. H. in Chemnitz, hobelt Kegelräder mit Bogenverzahnung und zwar alle Kegelräder der gleichen Teilung mit zwei einfachen Hobelmessern. Die beiden Messer schwingen nach Abb. 452 um 2 Mittel-

¹ Z. V. d. I. 1925. S. 214.

punkte hin und her, die um $\frac{t}{2}$ versetzt sind. Das eine Messer schneidet beim Hinschwingen, das andere beim Zurückschwingen, das jeweils nicht schneidende hebt sich ab. Der Messerkopf bildet hier gewissermaßen ein Planrad, das sich nach dem Bilgram-Verfahren auf dem Kegelrad abwälzt. Hierzu liegt der Messerkopf außermittig in einem großen Laufzylinder und erfährt durch einen Kurbelantrieb die hin- und herschwingende Schnittbewegung. Der Laufzylinder steht in zwangsläufiger Verbindung mit dem Kegelrad und führt eine langsame Drehbewegung aus, wodurch sich der Messerkopf als gedachtes Planrad auf dem Kegelrad abwälzt. Das Kegelrad wird auf einen Dorn gesteckt und mit ihm auf den Kegelwinkel eingestellt. Bei einmaligem Durchwälzen werden beide Flanken einer Zahnücke fertig. Bei diesem Verfahren werden die Zahnflanken nach dem gleichen Halbmesser gebildet, so daß gleichgeformte Flankenteile miteinander kämmen. Für die nächste Lücke muß der Aufspannkopf des Rades zurückgezogen werden, damit die Flanken beim Rückwälzen des Messerkopfes nicht verletzt werden. Hierauf wird das Rad geteilt und der Aufspannkopf auf die vorgeschriebene Zahntiefe wieder eingeschwenkt, so daß von neuem gehobelt werden kann. Die Hobelmesser sind im Kreisbogen gekrümmt und an der Stirn geschliffen.

J. Die Zahnräderprüfmaschine.

Eine wichtige Aufgabe ist, die hochbeanspruchten Zahnräder der Kraftwagen auf genaue Teilung, Zahnform und Rundlauf zu prüfen. Dieser Auf-

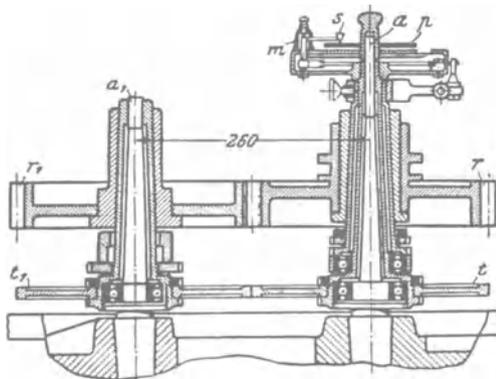


Abb. 453. Zahnradprüfmaschine.

gabe dient die Zahnrad-Prüfmaschine von Saurer (Abb. 453)¹. Die geschliffenen Räder r und r_1 werden auf die Zapfen a und a_1 gesteckt und mit der Hand langsam gedreht. Mit r_1 fest verbunden sitzt auf a_1 die Reibscheibe t_1 , die die Reibscheibe t treibt. Letzte läßt sich im Rade r frei drehen und trägt oben die Papierscheibe p des Schreibwerkes m . Der Schreibstift s wird durch Hebel mit r gekuppelt, so daß sich jede Ungenauig-

keit der Räder in der Kennlinie bemerkbar macht. Bei fehlerfreier Verzahnung schreibt der Stift s eine Schneckenlinie auf (Abb. 454). Verzahnungsfehler werden dagegen 200 fach vergrößert aufgezeichnet. Abb. 455 zeigt die Kennlinie von Rädern, die sich beim Härten verzogen

¹ Z. V. d. I. 1920, S. 382. Maschinenbau 1923. G. 251.

haben. Ähnliche Vorrichtungen werden auch für das Prüfen von Kegelrädern gebaut, bei denen die Zapfen waagrecht liegen und sich auf den vorgeschriebenen Winkel einstellen lassen.

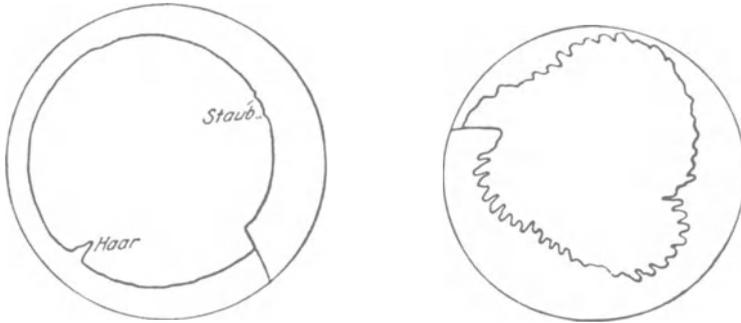


Abb. 454 u. 455. Kennlinien von Zahnrädern.

K. Die Sägen.

Die Sägen haben die verlorenen Köpfe von den Gußstücken abzutrennen, Schmiedestücke, wie Kurbelkröpfungen (Abb. 466) und Stangenköpfe, auszuschneiden und Walzeisen auf die Gebrauchslängen zu zerschneiden. Diese Arbeiten lassen sich mit einer Sägescheibe oder mit einem Sägeband erledigen. Nach dem kreisförmigen oder bandförmigen Werkzeug der Maschine unterscheiden wir Kreissägen und Bandsägen.

1. Die Kreissägen.

Die Kreissägen haben als Werkzeug eine Scheibe, die an ihrem Umfange mit den Sägezähnen ausgerüstet ist. Der Schnellbetrieb

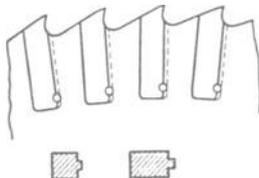


Abb. 456 bis 458.
Eingesetzte Sägezähne.

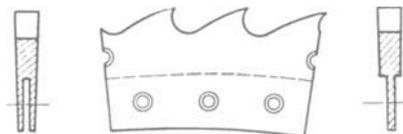


Abb. 459 bis 461.
Aufgesetzte Zahnsegmente.

hat auch hier Neuerungen hervorgerufen. Um eine hohe Leistung zu erzielen, werden Schnellstahlzähne in das Stammblatt eingesetzt. Als Einzelzähne geschieht dies in Abb. 456—458 mit Feder und Nut und einem Sicherheitsstift. Zahnsegmente werden nach Abb. 459—461¹ auf das Stammblatt aufgesetzt oder in seine Nut eingesetzt und mit ihm vernietet. Die Segmente sichert man unter sich an den Stoßstellen durch Einziehen von Nieten. Alle Zähne schleift man nach

¹ Hollaender, Das Sägen der Metalle.

dem Blatt verjüngt. Aus der Kreissäge ist daher ein schmaler Fräser mit eingesetzten Zähnen geworden. Damit die Zähne leichter in das Werkstück eindringen, sind sie wechselseitig abgeschrägt oder ein Zahn

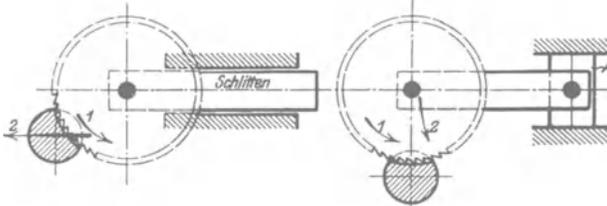


Abb. 462. Schlittensäge.

Abb. 463. Armsäge.

als Vorschneider beiderseitig abgeschrägt und der nächste als Nachschneider in voller Breite ausgeführt.

Für den Aufbau der Kreissägen ist, wie bei allen Werkzeugmaschinen, die Arbeitsweise maßgebend. Das Sägeblatt erfährt als mehrschneidiges Werkzeug die kreisende Hauptbewegung und den Vorschub (Abb. 462).

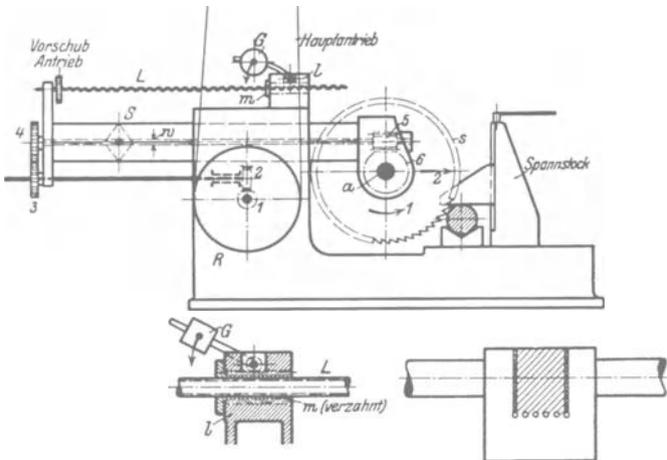


Abb. 464 bis 466. Schlittensäge.

Wird dieser Vorschub durch seitliches Verschieben des Sägeblattes mit einem Schlitten erzeugt, so ist die Säge als Schlittensäge gekennzeichnet. Läßt man hingegen das Sägeblatt mit einem um A drehbaren Arm von oben her in das Werkstück eindringen, so ist sie eine Arm- oder Hebelsäge (Abb. 463).

a) Die Schlittensäge.

Die Schlittensäge in Abb. 464 trägt das Sägeblatt s an dem Kopf des Vierkantschlittens S . Der Hauptantrieb geht von der Riemscheibe R aus, die über die Räder $1-4$ die innere Schneckenwelle w treibt. Das

Schneckengetriebe 5/6 vermittelt den Antrieb der doppelt gelagerten Sägewelle a , auf der das Sägeblatt s festgespannt ist. Eine besondere Beachtung verdient bei Kreissägen die Vorschubsteuerung. Damit bei harten Gußstellen und schwankenden Querschnitten der Walzeisen keine Zähne ausreißen, muß der Vorschub der Säge aussetzen, sobald der Schnittwiderstand zu groß wird. Diese Bedingung ist in Abb. 465 durch die nachgehende Mutter m gelöst. Sie wird durch das Gewicht G so stark gegen das Lager l gedrückt, daß sie durch Reibung gegen Drehen gesichert ist. Ein Kurbelschaltwerk treibt die Leitspindel L , die den Sägeschlitten S nach 2 verschiebt. Sobald jedoch der Schnittdruck zu groß wird, dreht sich die Mutter m mit der Leitspindel L und setzt

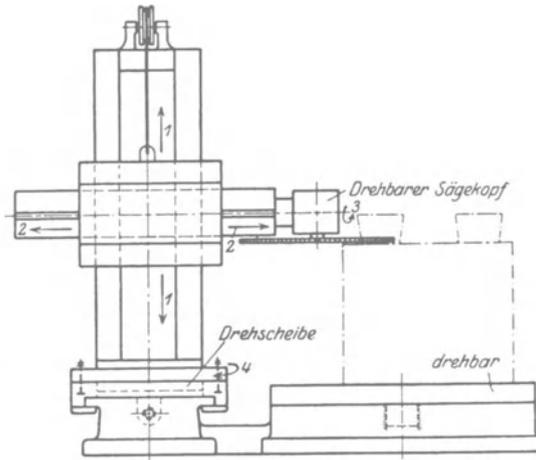


Abb. 467. Ständersäge.

dadurch so lange den zwangsläufigen Vorschub aus, bis das Gewicht G die Mutter wieder festhält. Mit dem verstellbaren Gewicht kann die Maschine für kleinere und größere Schnittdrücke eingestellt werden. Das Werkstück wird zum Zerschneiden im Spannstock mit dem oberen Spannbacken festgespannt. Neue Bauarten haben Einzelantrieb für die Säge und Preßöltrieb für den Schlitten.

b) Die Hebel- oder Armsäge.

Bei der Armsäge ist die Sägewelle an einem langen Arm gelagert. Sie senkt daher von oben die Säge in das Werkstück hinein. Die Vorschubgröße wird dabei durch das Gewicht des Armes und ein verschiebbares Gewicht geregelt. Sie wird heute nur noch wenig gebraucht.

c) Die Ständersäge.

Die Ständersäge soll Trichter und verlorene Köpfe von schweren Gußstücken trennen. Hierzu ist die Maschine nach 5 Richtungen einstellbar und dazu der Arbeitstisch drehbar (Abb. 467).

2. Die Bandsäge.

Die Bandsäge hat als Werkzeug ein endloses Sägeband, das wie ein Riemen über zwei Sägerollen läuft (Abb. 468). Ein derartiges Sägeband kann nur die Hauptbewegung ausführen, die durch den Antrieb der unteren Sägescheibe hervorgebracht wird. Das Werkstück muß daher auf dem Tisch dem Sägeband zugeschoben werden. Hierfür hat der Tisch meist ein Leitlineal für Längsschnitte und einen auf Führung gleitenden Anschlag für Querschnitte.

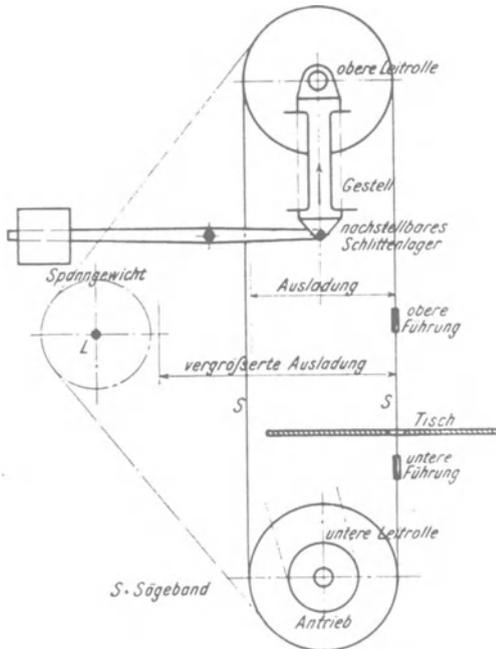


Abb. 468. Bandsäge.

Das Wesen einer Bandsäge liegt in einem gut geführten und gleichmäßig gespannten Sägeband. Von diesen beiden Bedingungen hängt die Glätte des Schnittes ab. Das Anspannen des Sägebandes geschieht mit dem oberen Schlittenlager, das durch das Spanngewicht eingestellt wird. Für einen genauen Lauf des Sägebandes

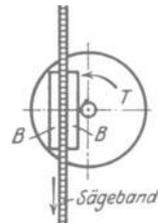


Abb. 469. Führung.

läßt sich die obere Sägescheibe noch etwas neigen. Die Führung des Sägebandes gegenüber dem Schnittdruck muß dicht über und unter dem Tisch, sowohl seitlich als auch im Rücken erfolgen. Die Seitenführung übernehmen Rollen oder Backen *B*, durch deren Spalt das Band läuft. Als Rückenführung dient eine Rolle oder ein Teller *T*, der mitläuft und so ein Eingraben von Rillen verhindert (Abb. 469).

3. Die Hubsäge.

Die Hubsäge (Abb. 470) hat ein kurzes Sägeband, das in einen Bügel oder ein Gatter *B* gespannt wird. Der Bügel ist am Kopf des Pendelarmes *A* mit einem Schwalbenschwanz geführt. Durch den Kurbelantrieb $\frac{r}{R}$ vollzieht die Hubsäge ziehend den Schnitt und dringt

durch das Gewicht des Pendelarmes *A*, des Bügels *B* und des Gewichtes *G* in das Werkstück ein. Mit dem verschiebbaren Gewicht kann der Vor Schub geregelt werden. Eine Ölpumpe hebt das Sägeband beim Rückgang vom Werkstück ab. Bei elektrischem Antrieb kann man durch

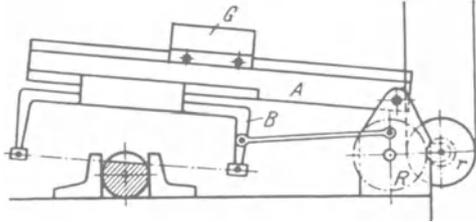


Abb. 470. Hubsäge.

Einstellen eines Schalters auf Heben das Sägeband anheben, auf Senken niederlassen, auf Sägen die Maschine einschalten und auf Halt augenblicklich stillsetzen. Der Vorzug der Hubsäge liegt in der geringen Spaltbreite, so daß der Stoffverlust entsprechend klein ausfällt. Hubsägen werden daher zum Zerschneiden wertvoller Werkzeugstahlstangen benutzt.

4. Die Reibsäge.

Die Reibsäge (Abb. 471) hat als Werkzeug ein aufgerautes Schneidblatt, das mit einer Geschwindigkeit von 120 m/s läuft. Der Sägeschlitten

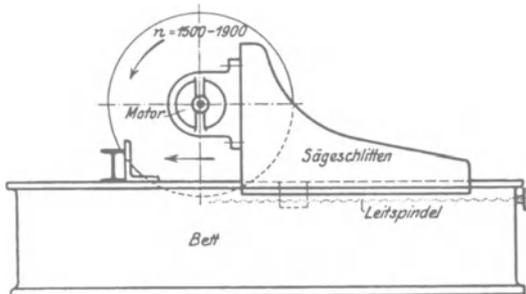


Abb. 471. Reibsäge oder Trennsäge.

führt es durch das Werkstück, das durch die gewaltige Reibungswärme förmlich durchgeschmolzen wird.

L. Die Blechbiege- und Blechrichtmaschinen.

Die Blechbiege- und Richtmaschinen haben den Blechen ihre technische Verwendungsform zu geben und dabei die Beulen usw. zu beseitigen. Ihre Hauptarbeit erstreckt sich daher auf das Biegen der

Blechtafeln zu Kesselschüssen oder auf das Geraderichten der Bleche. Die erste Aufgabe übernimmt die Biegemaschine, die zweite die Richtmaschine. Beide arbeiten mit Walzen als formgebenden Werkzeugen.

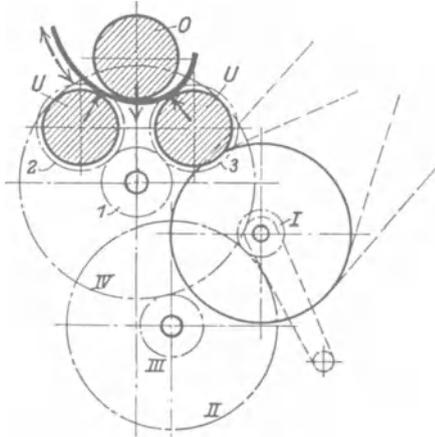


Abb. 472. Dreiwalzen-Biegemaschine.

kann. Die erste Bedingung ist in Abb. 472 durch ein Riemenwendegetriebe gelöst, das über die Vorgelege $\frac{I}{II} \frac{III}{IV}$ das Rad 1 treibt, mit dem die Räder 2, 3 der Unterwalzen U kämmen. Die Oberwalze läuft als Schleppwalze durch Reibung mit.

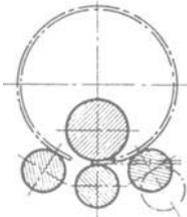


Abb. 473. Arbeitsweise der Vierwalzen-Blechbiegemaschine.

Die Walzengeschwindigkeit beträgt etwa $2,4 \div 4,2$ m/min. Zum Umsteuern der Maschine sind die Riemen zu verschieben oder die Maschine ist mit einem Umkehrmotor anzutreiben. Zum Anstellen läuft die Oberwalze in Schlittenlagern, die sich in dem Rahmen der Maschine verstellen lassen. Für das Ausheben des fertigen Kesselschusses muß die Oberwalze O schräg angehoben und das hintere Lager ausgeklappt werden.

Bei der Vierwalzen-Biegemaschine (Abb. 473) wird nach dem Einschieben des Bleches die mittlere Walze gegen die obere geschoben und hierauf die Oberwalze angetrieben. Die zum Biegen einstellbaren Seitenwalzen laufen als Schleppwalzen mit. Beide Maschinen liefern nur glatte Schüsse, wenn man die Blechenden auf der Vorbiegepresse mit Stempel und Pfanne vorbeigt (Abb. 474).

Große Kesselschüsse hängen sich mit ihren Enden beim Biegen auf den waagerechten Maschinen meist durch. Diesen Nachteil beseitigen die senkrechten Walzen-Biegemaschinen.

Neuere stehende Blechbiegemaschinen arbeiten mit Stempel und

Das Biegen der Bleche erfordert nach Abb. 472 mindestens 3 Walzen, die den inneren und äußeren Zylindermantel berühren müssen und zwar so, daß die Oberwalze O in der Mitte über den Unterwalzen U liegt. Sie übt auf das Blech einen

$$\text{Druck } P = \frac{b \cdot s^2}{l} \cdot \sigma_f \text{ aus bei } \sigma_f = 6 \cdot \frac{1}{4}$$

$2800 \div 4000$ kg/cm². Um die Zylinderform allmählich herauszubekommen, muß das Blech mehrmals nach beiden Richtungen durch die Walzen gehen. Dies verlangt, daß die Walzen umsteuerbar sind und die Oberwalze O nachgestellt werden

Pfanne (Abb. 475). Der Stempel d sitzt an dem Widerlager und die Pfanne g an dem beweglichen Biegebalken. Sobald das Blech eingeführt ist, geht das Widerlager gegen den hin- und hergehenden Balken vor, bis das Blech die richtige Rundung

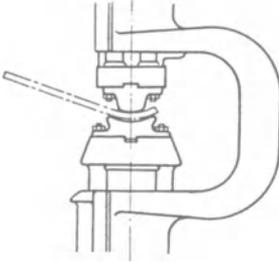


Abb. 474. Arbeitsweise der Vorbiegepresse.

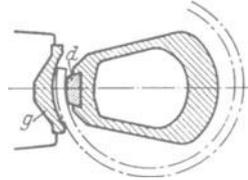


Abb. 475. Arbeitsweise der stehenden Blechbiegepresse.

hat. Hierauf wird es um ein Stück vorgeschoben und in gleicher Weise gebogen.

Das Richten verlangt bei dünnen Blechen 7 Richtwalzen (Abb. 476) und bei stärkeren 5. Soll mit diesen Walzen das Blech gerichtet werden, so müssen die Oberwalzen wieder in der Mitte über den Unterwalzen liegen. Um beim Richten zu hohe Beanspruchungen zu vermeiden, muß auch hier das Blech mehrmals durch die Walzenstraße hin- und zurückgehen. Der Antrieb der Walzen verlangt daher wieder ein Wendegetriebe und das Nachstellen der Oberwalzen Schlittenlager. Lange Richtwalzen müssen gegen Durchbiegen durch Tragrollen t abgestützt werden. Neuere Blechbiege- und Richtmaschinen haben als Antrieb einen regelbaren Umkehrmotor.

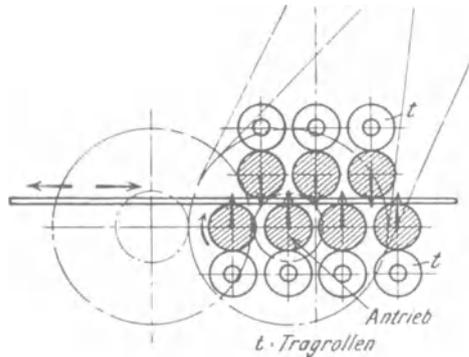


Abb. 476. Blechrichtmaschine.

M. Die Scheren und Lochmaschinen.

Die Scheren und Lochmaschinen haben die Bleche zu beschneiden und zu lochen.

1. Die Hubschere.

Die Werkzeuge für das Beschneiden der Bleche sind die Schermesser, von denen das feste Scherblatt S_2 mit dem Gestell verschraubt ist, während das bewegliche S_1 an dem Werkzeugschlitten S sitzt (Abb 477

u. 478). Die auf- und abwärtsgehende Bewegung des Schlittens bewirkt bei der Hubschere die Kurbelwelle D , die mit dem Hub-

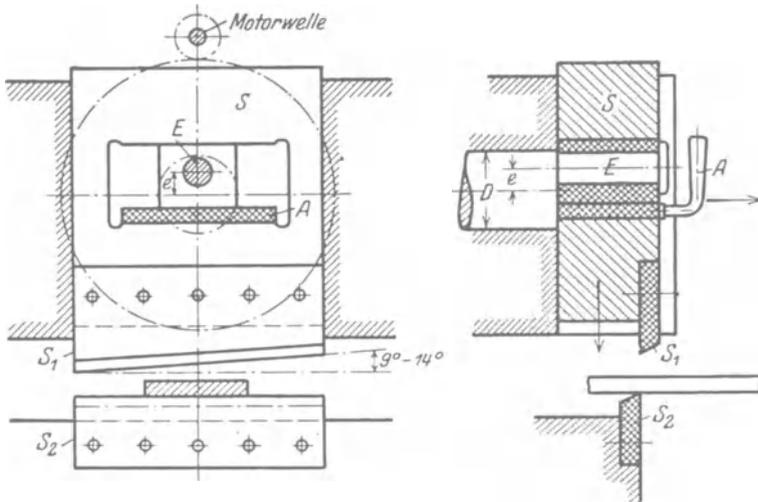


Abb. 477 u. 478. Hubschere oder Kurbelschere.

zapfen E und dem Stein den Schlitten faßt. Durch Zurückziehen der Ausrückplatte A oder auch durch Ausrücken einer Kupplung auf der Schwungradwelle kann die Arbeit der Maschine unterbrochen werden. Der Antrieb der Kurbelwelle geht von der Motorwelle aus. Damit der Schnitt keinen zu großen Arbeitsaufwand der Maschine erfordert, wird das bewegliche Schermesser meist unter 9° – 14° geneigt. Dadurch schreitet der Schnitt allmählich in der Breite fort.

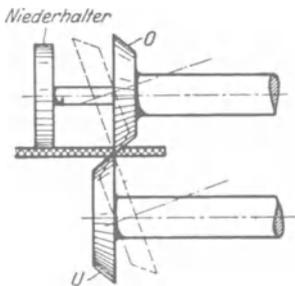


Abb. 479. Kreisschere.

2. Die Kreisschere.

Die Kreisschere (Abb. 479) hat als Werkzeuge zwei gehärtete Kreismesser O und U , die zum sicheren Fassen der Bleche leicht geriffelt sind. Sie laufen mit gleicher Geschwindigkeit und schneiden gerade, schräge und geschweifte Blechkanten mit $v = 1,5$ m/min.

3. Die Lochmaschine.

Die Lochmaschine gleicht in ihrer Bauart und Arbeitsweise der Hubschere. Der Stempel S (Abb. 480) sitzt als Lochwerkzeug in dem ab- und aufwärtsgehenden Schlitten, der Lochring L zum Auflegen des Bleches an dem unteren Gestell. Der Schlittenantrieb geht, wie in Abb. 477, vom Motor aus. Vielfach sind Schere und Lochmaschine

zu einer Maschine vereinigt, bei der am oberen Schlitten und Gestell die Schermesser und am unteren Schlitten und Gestell die Lochwerkzeuge sitzen. Die Maschine wird daher beim Aufwärtsgang des Schlittens schneiden und beim Niedergang lochen.

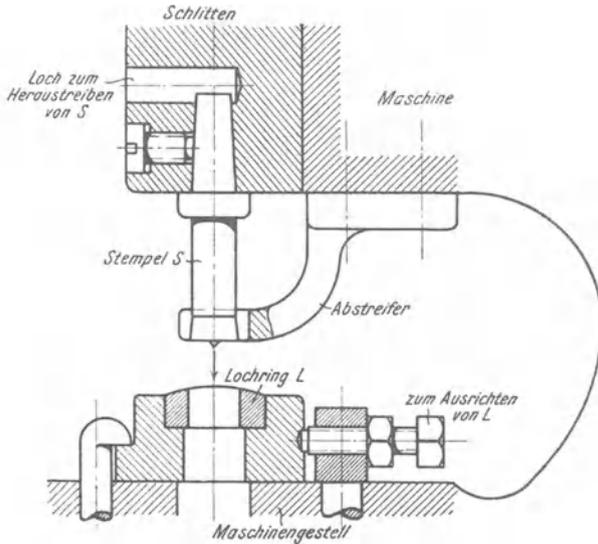


Abb. 480. Lochmaschine.

Bei dem Antrieb von Scheren, Lochmaschinen, Biege- und Richtmaschinen wird neuerdings der regelbare Motor in Verbindung mit einem Arbeitsregler angewandt. Das Wesen dieses Reglers besteht darin, daß der Motor stets mit gleicher Leistung läuft, d. h. nach Abb. 481 bei einer Belastung von $M_d = 15$ mkg mit $n = 1500$ und bei $M_d = 45$ mkg mit $n = 500$. Er regelt also seine Drehzahl umgekehrt seiner Belastung. Diese Selbstregelung wird elektrisch dadurch erreicht, daß man mehrere Stromwächter in den Stromkreis einbaut (Abb. 482). Die Stromwächter sind eisenfreie Spulen, in denen Anker schweben, die mit Kontakten den Feldwiderstand des Motors öffnen oder kurzschließen. Sie sind nacheinander auf bestimmte Stromstärken abgestimmt. Solange die höchste Stromstärke des Motors nicht erreicht ist, bleibt der Arbeitsregler außer Tätigkeit. Wird aber der Motor mit etwa 90 vH seiner größten Stromstärke belastet, so schließt der

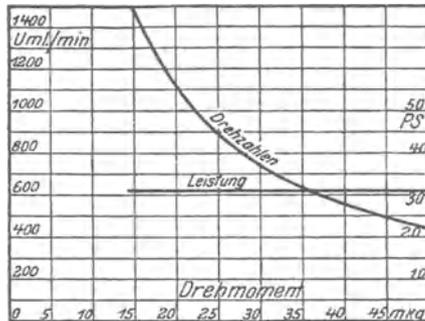


Abb. 481. Kennlinie für M_d und n .

Motor mit etwa 90 vH seiner größten Stromstärke belastet, so schließt der

erste Stromwächter seine Widerstandsstufe kurz. Der Motor läuft langsamer und das Feld, sowie das Drehmoment wird stärker. Reicht das verstärkte Feld noch nicht aus, den Arbeitswiderstand zu überwinden, so sprechen die folgenden Stromwächter an. Der Motor läuft daher mit $M_d \text{ max}$ und n_{min} . Sinkt hingegen die Belastung, so fällt ein Stromwächter nach dem andern ab, der Motor beschleunigt seine Drehzahl und vermindert sein Drehmoment. Bei der schwankenden Belastung der Scheren und Lochmaschinen, Biege- und Richtmaschinen paßt sich der Motor selbsttätig der jeweiligen Belastung an, so daß das sonst übliche Schwungrad fehlen kann. Gegenüber den Maschinen mit Schwungrad, deren Motor

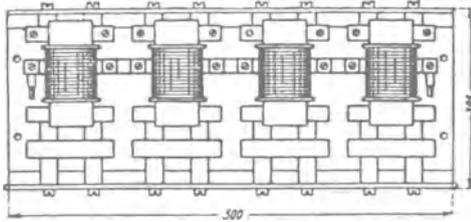


Abb. 482. Stromwächterbatterie.

bekanntlich weiterläuft, steht der Reglermotor nach jedem Doppelhub still. Damit ergibt sich eine Stromersparnis täglich von etwa 30–50 vH. Da der Reglermotor seine Drehzahl umgekehrt seiner Belastung selbst regelt, so wird die Zeit für einen Doppelhub auf die Mindestzeit herabgedrückt. Bei leichten Schnitten läuft die Maschine schneller und bei schweren Schnitten langsamer und erhöht dabei im Gegensatz zur Schwungradmaschine ihre Leistung. Dabei kann der Motor mit einem Druckknopf gesteuert werden, so daß man auch mit kleinen Griffzeiten rechnen kann.

bekanntlich weiterläuft, steht der Reglermotor nach jedem Doppelhub still. Damit ergibt sich eine Stromersparnis täglich von etwa 30–50 vH. Da der Reglermotor seine Drehzahl umgekehrt seiner Belastung selbst regelt, so wird die Zeit für einen Doppelhub auf die Mindestzeit herabgedrückt. Bei leichten Schnitten läuft die Maschine schneller und bei schweren Schnitten langsamer und erhöht dabei im Gegensatz zur Schwungradmaschine ihre Leistung. Dabei kann der Motor mit einem Druckknopf gesteuert werden, so daß man auch mit kleinen Griffzeiten rechnen kann.

N. Das Prüfen und die Abnahme der Werkzeugmaschinen.

Eine Werkzeugmaschine kann nur dann genaue Arbeit liefern, wenn ihre Einzelteile bei der Bearbeitung auf Genauigkeit der Flächen und Maße geprüft sind. Bei dem Zusammenbau der Maschine müssen die Einzelteile in ihren Lagern und Führungen 1. auf ihre genaue Lage und 2. auf schlagfreien Gang untersucht werden. Jede Ungleichheit ist durch Nachstellen der Lager oder Stelleisten oder durch Nachschaben der Flächen zu beseitigen. Bei einer guten Werkzeugmaschine müssen daher die Einspannstellen der Werkstücke und Werkzeuge die genaue waagerechte oder senkrechte Lage und einen vollkommen ruhigen Gang haben.

Bei der Drehbank beginnt die Prüfung mit dem Bett auf der Richtplatte durch Abloten der oberen tuschierten Führungsflächen mit der Wasserwaage in der Längs- und Querrichtung (Abb. 483). Die Waage muß dabei überall einspielen. Bei Dachführungen sind die Auflagen m zum Aufsetzen der Waage zu benutzen (Abb. 484). Die Seitenflächen der Bettwangen prüft man auf gleiche Richtung mit Schlitten und Fühlhebeln (Abb. 485), die jede Abweichung mit dem Zeiger auf der Tafel angeben (Abb. 486). Die gleichmäßige Stärke der Wangen läßt sich

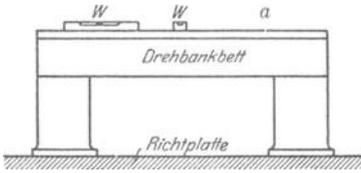


Abb. 483. Prüfen des Drehbankbettes.

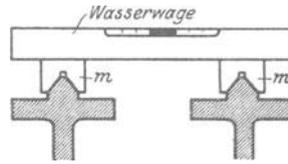


Abb. 484. Prüfen der Dachleisten.

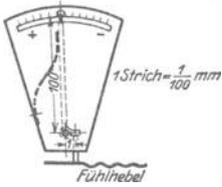


Abb. 485. Fühlnebel.

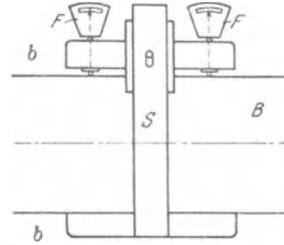


Abb. 486. Prüfen der Bettkanten.

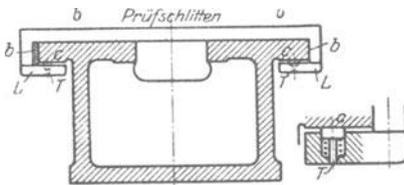


Abb. 487. Prüfen der Bettwangen.

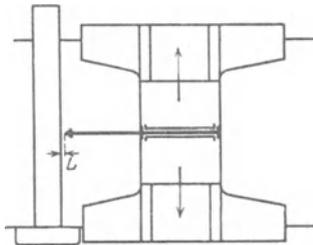


Abb. 488. Prüfen des Planschlittens.

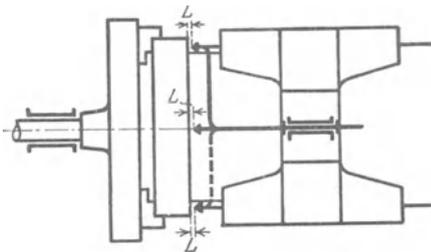


Abb. 489. Prüfen der Planscheibe.

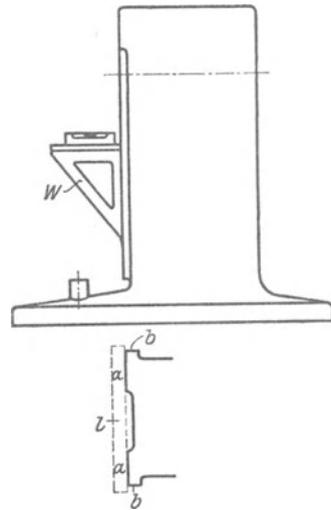


Abb. 490 u. 491. Prüfen des Ständers.

nach Abb. 487 mit einem Schlitten feststellen, dessen Taster T die Flächen c bestreichen und aus den Leisten L vortreten, sobald die Wangen zu dick sind oder umgekehrt. Hat das Bett Dachleisten, so wird ihre Richtung am besten mit einem Musterschlitten geprüft, der sich klemmen oder entgleisen wird, sobald die Leisten nicht gleichlaufend sind (s. Bd. II, S. 298). Die letzte Prüfung, die das Bett zu bestehen hätte, könnte sich auf den Gang des Schlittens erstrecken. Hierzu wäre wieder der Musterschlitten aufzuschieben, dessen Fühlhebel zum Prüfen auf Längschlagen oben und auf Querschlagen seitlich angesetzt werden müßte.

Von hoher Bedeutung für die Genauigkeit der Arbeit ist die richtige Lage und der Lauf der Drehspindel. Sie wird in den Spindelkasten eingezogen, mit den Lagern nach der Waage ausgerichtet und mit dem Fühlhebel auf Längs- und Querschlagen geprüft (Abb. 152). Auch den Lauf der Stufenscheibe oder der Einscheibe kann man durch Ansetzen des Fühlhebels untersuchen. Die Hülse des Reitstockes wird ebenfalls mit der Wasserwaage abgetastet. Dieses Vorprüfen von Spindelstock und Reitstock kann man bereits beim Zusammenbau auf der Richtplatte vornehmen. Auf dem Drehbankbett müssen Spindelstock und Reitstock genau in der Achsenrichtung sitzen. Um dieses festzustellen, spannt man einen etwas längeren Dorn in die Spindel und führt an ihm mit dem Schlitten den Fühlhebel entlang (Abb. 152), der keine Ausschläge machen darf. In gleicher Weise läßt sich auch der Sitz des Reitstockes prüfen. Der Werkzeugschlitten muß an verschiedenen Stellen des Bettes mit der Waage längs und quer abgefühlt und nach Abb. 169 auf seinen Gang untersucht werden, indem man den Fühlhebel oben und seitlich ansetzt. Mit dieser Prüfung ist der ruhige Längsgang des Werkzeugschlittens gewährleistet. Sein Plangang muß senkrecht zum Bett gerichtet sein, was sich mit Lichtspaltzeiger und Schiene nach Abb. 488 nachprüfen läßt.

Die Hauptprobe erstreckt sich jetzt auf das Fluchten der Spitzen, die in gleicher Höhe und Richtung liegen müssen. Hierzu kann man den Reitstock vor den Spindelstock schieben und die Spitzen in Papier drücken lassen. Fluchten die Körner, so treffen sie sich in demselben Loch. Diese Probe ist jedoch nicht ausreichend. Für ein genaues Langdrehen muß man das Fluchten der Körner nach Abb. 177 auch für größere Spitzenlängen prüfen. Soll das Plandrehen genaue Flächen liefern, so muß man den Sitz der Planscheibe mit dem Lichtspaltzeiger nach Abb. 489 abtasten. Die Ergebnisse der einzelnen Prüfungen trägt man in einen Vordruck ein, so daß man bei Beanstandungen über die Güte jeder Maschine einen Beleg hat.

Bei der endgültigen Abnahme einer Drehbank wird eine Arbeitsprobe genommen, die man mit Grenzlehren auf genaue Maße prüft.

Bei den waagerechten Fräsmaschinen ist das Prüfen in ähnlicher Weise durchzuführen. Der Kastenständer mit seinen senkrechten Führungen ist nach Abb. 490 u. 491 mit Winkel und Waage bei a und b abzutasten. Mit dem Lineal l können die Flächen a auf Fluchten und die Wangen nach Abb. 487 auf ihre Dicke untersucht werden. Spindel und Gegenhalter prüft man wie bei der Drehbank auf Lage, Gang und Fluchten. Der Winkeltisch (Abb. 492 u. 493) muß sich an dem Ständer genau senkrecht bewegen lassen. Gegen Überhängen wird er mit dem

Zeiger Z und dem Winkel W in Stellung a und gegen Querhängen in Anstellung b geprüft. Steht der Tisch richtig, so muß in beiden Fällen der Lichtspalt gleich bleiben. Der Kreuzschlitten des Arbeitstisches ist

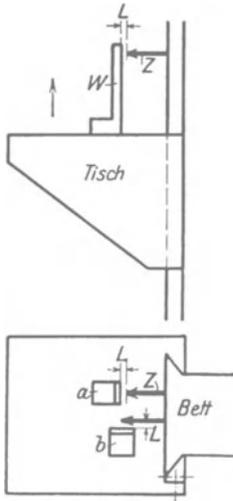


Abb. 492 u. 493. Prüfen des Winkeltisches.

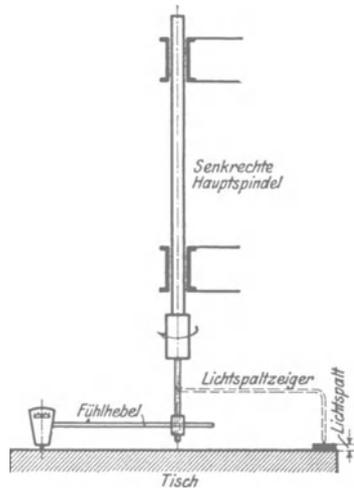


Abb. 494. Prüfen einer senkrechten Hauptspindel.

mit Waage und Fühlhebel auf Lage und Gang zu prüfen und für das Querfräsen der Querschlitten im Sinne der Abb. 488 senkrecht zum Längsschlitten. Es wäre noch die senkrechte Lage der Spindel zum Quer-

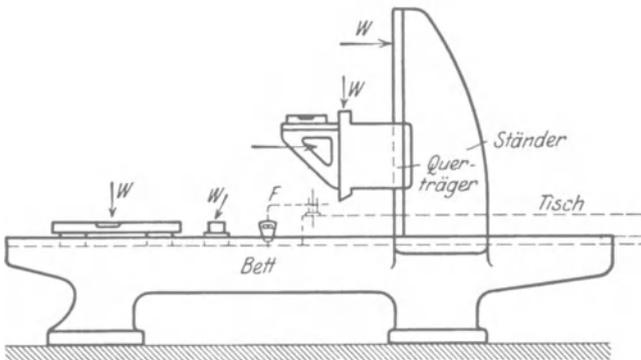


Abb. 495. Prüfen einer Hobelmaschine.

schlitten zu untersuchen. Sie ist gegeben, sobald der Längsschlitten mit der Spindel gleichlaufend angeordnet ist. Dies kann mit dem Fühlhebel festgestellt werden, den man mit dem Fühler an den Dorn ansetzt und mit dem Längsschlitten an ihm entlang fährt. Alle waage-

rechten Werkzeugmaschinen mit kreisender Hauptbewegung werden, wie beschrieben, geprüft; bei den senkrechten ist nur noch die Spindel nach Abb. 494 auf ihre genaue Lage zum Tisch zu untersuchen.

Bei der Tishhobelmaschine sind die waagerechten Führungen des Bettes und die senkrechten Ständer nach Abb. 495 zu prüfen. Den Hobeltisch prüft man mit der Waage und dem Fühlhebel, den man an die schrägen Dachflächen des Bettes ansetzt oder nach Abb. 162. Die Ständer tastet man vorn und an den Seiten mit Winkel und Wasserwaage ab. Der Querträger muß in den verschiedenen Stellungen am Ständer im Lote stehen, was man nach Abb. 495 untersucht. Den Kreuzschlitten des Hobelschlittens prüft man auf seinen Gang nach Abb. 169. Die Hauptprobe für die Genauigkeit der Maschine ist die gegenseitige Lage von Hobeltisch und Hobelschlitten. Sollen waage-

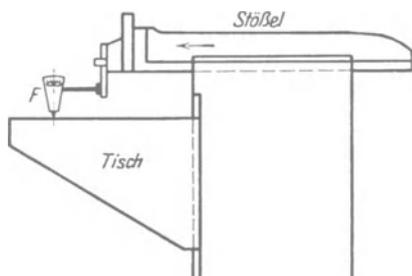


Abb. 496. Prüfen des waagerechten Stößels.

gerechte Flächen gehobelt werden, so muß der Hobelschlitten überall gleich hoch über dem Tisch stehen. Dies wird am einfachsten mit dem Fühlhebel oder Lichtspaltzeiger festgestellt, den man mit dem Hobelschlitten quer über den Tisch bewegt. Zum Prüfen des Senkrechtschlittens spannt man auf dem Tische einen Winkel fest und führt mit dem Schlitten den Fühlhebel oder Zeiger an

ihm entlang (Abb. 492). Bei der Stößelhobelmaschine untersucht man den Ständer, Stößel und Arbeitstisch wie bei den anderen Maschinen. Will man feststellen, ob der Stößel sich waagrecht bewegt, so spannt man den Fühlhebel in den Hobelkopf und läßt ihn über den nach der Waage ausgerichteten Tisch gleiten (Abb. 496). Das Nutenhobeln verlangt, daß sich der Stößel genau senkrecht zum Tisch bewegt. Um dies zu prüfen, spannt man einen Zeiger in den Hobelkopf und führt ihn mit dem Stößel im Sinne der Abb. 496 an einer Schiene entlang. In ähnlicher Weise läßt sich auch die Stoßmaschine untersuchen, deren Stößel mit Zeiger und Winkel im Sinne der Abb. 492 u. 493 geprüft wird.

Die Ergebnisse der Messungen werden in eine Prüfkarte nach Abb. 497 eingetragen, die die zulässige Abweichung auf eine bestimmte Meßlänge angibt. Die Karte wird in einer Ausfertigung dem Besteller ausgehändigt als Beleg gegen spätere Beanstandungen.

O. Das Aufstellen der Werkzeugmaschinen.

Soll eine Werkzeugmaschine genaue Arbeit liefern, so ist die weitere Bedingung ein dauerhafter Unterbau, auf dem die Maschine erschütterungsfrei arbeiten kann und sich nicht verzieht. Leichte Maschinen werden auf dem Fußboden, auf Holz- oder Eisenschwellen, Stein- oder Betonsockel befestigt, größere auf einem Betonunterbau verankert. Vor dem Aufstellen der Maschine soll man dem Unterbau Zeit lassen zum

Prüfkarte für eine Ständerfräsmaschine.

| Nr. der Messung | Art der Messung | Gemessene Abweichung in mm | Zulässige Abweichung in mm | Meßlänge in mm |
|-----------------|--|----------------------------|----------------------------|----------------|
| 1. | An der Arbeitsspindel schlägt der Innenkegel um | 0.013 | 0.02 | 300 |
| 2. | der Außenkegel um | 0.003 | 0.005 | |
| 3. | Parallel zur Arbeitsspindel weichen ab die Aufspannfläche des Tisches um .. | 0.01 | 0.02 (nur steigend) | 300 |
| 4. | die Führung des Unterschlittens um | 0.01 | | |
| 5. | der Gegenhalter um | 0.015 | 0.02 | 300 |
| 6. | Die Nuten im Tisch weichen ab rechtwinklig zur Arbeitsspindel um .. | 0.01 | 0.02 | 300 |
| 7. | parallel zur Führung des Tisches um | 0.013 | 0.02 | 300 |
| 8. | Rechtwinklig zur Aufspannfläche des Tisches weicht die Führung des Winkel- | | | |
| | tisches ab | | | |
| | nach vorn um | 0.02 | 0.02 | 300 |
| | nach hinten um | 0.015 | 0.02 | 300 |
| 8a. | nach links um | 0.02 | 0.02 | 300 |
| | nach rechts um | 0.015 | 0.02 | 300 |
| 9. | Die Bohrung der Büchse im Gegenhalter liegt zur Arbeitsspindel versetzt um.. | 0.01 | 0.02 | |

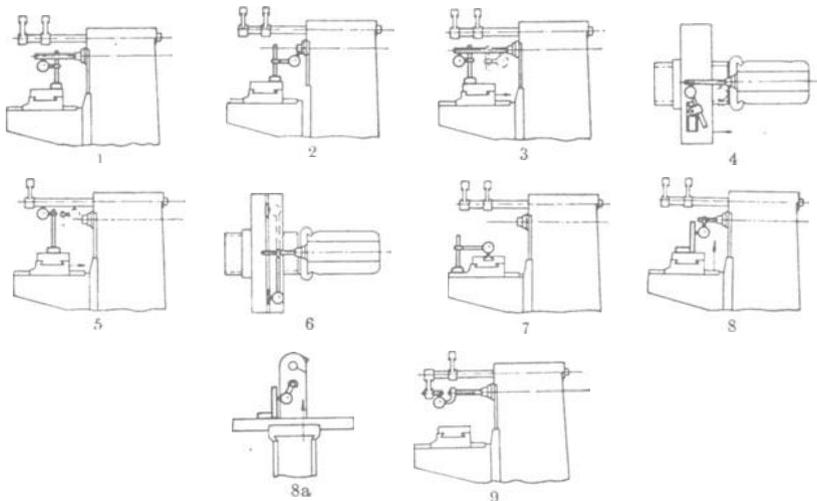


Abb. 497. Prüftafel für eine Ständerfräsmaschine.

Setzen und Trocknen, da sonst ein Verziehen des Bettes zu befürchten ist. Die Maschine ist nach der Wasserwaage auszurichten, die an allen Stellen des Bettes längs und quer einspielen muß. Hierzu treibt man unter das Bett nicht zu schmale Eisenkeile mit geringem Anzug. Um ein Lösen dieser Keile zu verhindern, umgibt man sie mit einem

Lehmrand und umgießt sie mit Beton. Wegen des Setzens des Unterbaues muß die Lage der Maschine zeitweise nachgeprüft werden.

Das Aufstellen und Ausrichten der Fräsmaschine kann nach Abb. 498 geschehen. Es bietet keine Schwierigkeit, da das Gestell ein Gußstück von geringer Grundfläche ist. Es genügt, für das Ausrichten bei *A* und

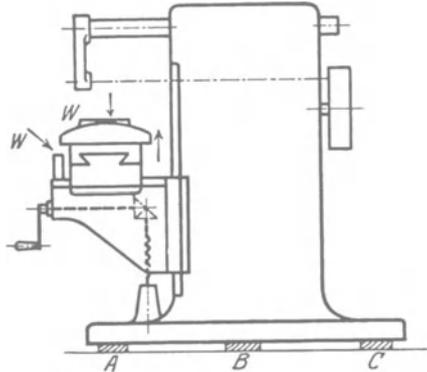


Abb. 498. Ausrichten einer Fräsmaschine.

C Keile unterzulegen und sie so lange anzuziehen, bis die Wasserwaagen *W* nach zwei senkrechten Richtungen einspielen. Hierauf legt man bei *B* die Keile unter und zieht sie gerade so weit an, daß das Bett sicher unterstützt wird. Der Tisch wird hochgekurbelt, um zu prüfen, ob er seinen leichten Gang noch hat.

P. Die Versorgung der Werkzeugmaschinen mit Schneidflüssigkeit.

Die Schneidflüssigkeit soll in erster Linie eine **Kühlfähigkeit** haben und daneben eine **Schmierfähigkeit**. Die Kühlung setzt die Schneidentemperatur herab. Man kann daher bei gekühlten Werkzeugen 1. die Schnittgeschwindigkeit bei Schnellstahl auf S.M.-Stahl 50/60 um 40 vH, auf Gußeisen um etwa 20 vH erhöhen und damit auch die Leistung der Maschine steigern oder 2. die Schnittdauer vergrößern, was geringere Werkzeugkosten und weniger Arbeitsunterbrechungen zur Folge hat oder 3. teure Werkzeuge durch billigere ersetzen. Mit der Schmierfähigkeit der Schneidflüssigkeit erreicht man einen leichteren Spanablauf und meist beim Schruppen einen geringeren Leistungsbedarf der Maschine, der bei Sodalösung, Rüb- oder Mineralöl bis auf 75 vH gegenüber dem Trockendrehen herabsinkt. Beim Schlichten wird die Oberfläche des Werkstückes glatter und die Schneide bleibt länger fein und scharf. Für die wirtschaftliche Fertigung bedeutet daher die Versorgung der Werkzeugmaschinen mit Schneidflüssigkeit in einer Menge von etwa 10—20 l/min eine erhöhte Leistung und Güte der Arbeit, sowie einen besseren Wirkungsgrad. An die

Kühleinrichtung muß man allerdings die Bedingung stellen, daß die einfache und sichere Bedienung nicht beeinträchtigt wird. Die Kühlung soll daher mit dem Beginn der Arbeit einsetzen und mit beendeter Arbeit aufhören.

Die Bohrmaschine in Abb. 499¹ treibt die Pumpe *a*, die durch den Schlauch *b* die Schneidflüssigkeit dem Schenkrohr *c* zuführt. Durch das Sammelgefäß *d* und den Schlauch *e* fließt sie in den Behälter *f* der

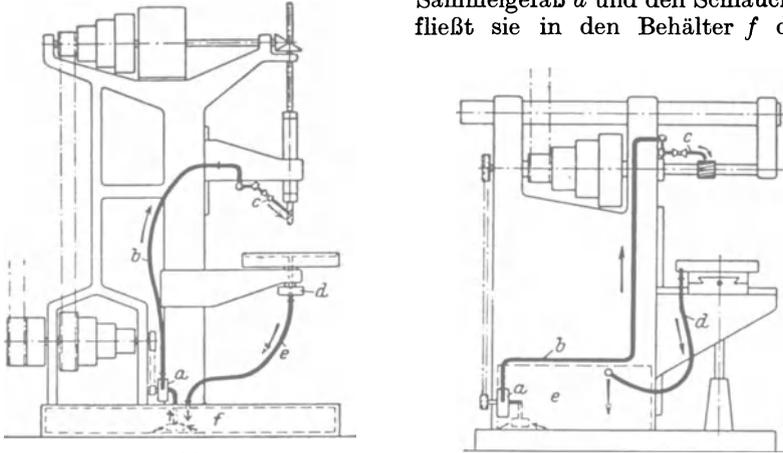


Abb. 499 u. 500. Anordnung der Kühlleitung.

Grundplatte ab. Mit einem Hahn in *c* wird der Flüssigkeitsstrom an- und abgestellt. Ähnlich ist die Kühlleitung bei der Fräsmaschine in Abb. 500¹ eingerichtet. Von der Ablaufrinne des Tisches gelangt die Flüssigkeit durch den Schlauch *d* in den Behälter *e* im Maschinenständer zurück. Drehbänke verlangen für das Aufsaugen der Schneidflüssigkeit eine Wanne, die bei der Vielstahlbank in Abb. 198 das ganze Bett umfängt.

V. Berechnungen.

A. Schnittgeschwindigkeit, Schnittdruck und Leistungsbedarf einer Werkzeugmaschine.

1. Die Schnittgeschwindigkeit.

Die Schnittgeschwindigkeit wählte man bisher nach Erfahrungswerten, die für die verschiedenen Werkstoffe, Werkzeuge und Arbeitsverfahren durch ihre Grenzwerte festgelegt waren (S. 8). Man wußte zwar, daß die Schnittgeschwindigkeit vor allem vom Spanquerschnitt abhing. Doch fehlte das genaue Gesetz über diese Abhängigkeit. Durch zahlreiche Versuche hat der A.W.F. für verschiedene Spanquerschnitte die Schnittgeschwindigkeiten ermittelt, die ein Schnellstahlwerkzeug mit einer Normschneide nach Abb. 501 bis 503 und mit einem Wolframgehalt von

¹ Gottwein, Kühlen und Schmierer, S. 55.

16 bis 18 vH bei einer Schnittdauer von 60 min standhält. Aus diesen Zahlenwerten hat Kronenberg¹ die Gleichung für die wirtschaftliche

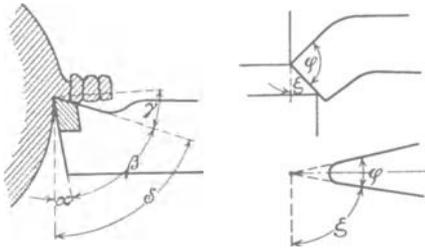


Abb. 501 bis 503. Normschiende eines Drehstahles.

Schnittgeschwindigkeit ermittelt. Wie Abb. 505 zeigt, bilden die Schnittgeschwindigkeiten in einem doppeltlogarithmischen Netz Geraden, die für den gleichen Werkstoff verschiedener Festigkeiten von gleicher Richtung sind.

Will man für den Spanquerschnitt F_s die Schnittgeschwindigkeit v berechnen, so ist nach Abbildung 504

$$\log v = \log v_1 - \text{tg } \alpha \log F_s.$$

$$v = \frac{v_1}{F_s^{\text{tg } \alpha}} = \frac{v_1}{F_s^{\frac{1}{m}}} = \frac{v_1}{\sqrt[m]{F_s}}.$$

Die Steigung der Geschwindigkeitslinien ist gegeben nach Abb. 505

durch

$$\text{tg } \alpha = \frac{1}{m} = \frac{\log v_1 - \log v}{\log F_s}.$$

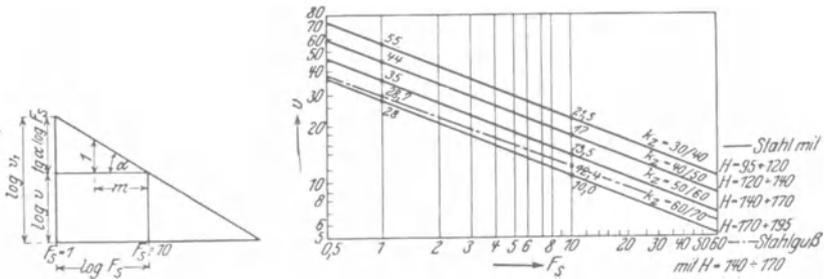


Abb. 504 u. 505. Schnittgeschwindigkeitslinien.

Für den Spanquerschnitt $F_s = 10 \text{ mm}^2$ ist $m = \frac{1}{\log v_1 - \log v}$; für St. 30/40 ist nach Abb. 505:

$$m = \frac{1}{\log 55 - \log 21,5} = \frac{1}{1,74 - 1,33} = \frac{1}{0,41} = 2,44.$$

Da die Geschwindigkeitslinien für S.M.-Stahl verschiedener Festigkeit gleiche Richtung haben, so gilt für Stahl allgemein:

$$v = \frac{v_1}{2,44 \sqrt[m]{F_s}} \text{ m/min.}$$

Hierin ist v_1 die Schnittgeschwindigkeit in m/min, die der genormte Schnelldrehstahl mit $16 \div 18 \text{ vH } W$ bei einem Span von 1 mm^2 Querschnitt und bei 60 min Schnittdauer ohne Nachschleifen aushält.

¹ Kronenberg, Grundzüge der Zerspanungslehre. Berlin 1927.

Nach Abb. 505 ist für St. 30/40: $v = \frac{55}{2,44\sqrt{F_s}}$ m/min,

St. 40/50: $v = \frac{44}{2,44\sqrt{F_s}}$ m/min,

St. 50/60: $v = \frac{35}{2,44\sqrt{F_s}}$ m/min,

St. 60/70: $v = \frac{28}{2,44\sqrt{F_s}}$ m/min.

Zahlentafel für m und v_1 bei Schnellstahl mit $16 \div 18$ vH W , 60 min
Schnittdauer ohne Kühlung und stabil eingespannten Werkstücken.

| Werkstoff | Elektron | Aluminium | Messing | Rotguß | Gußeisen | | | Temperguß | Stahlguß | Stahl | | | | | Chromnickelstahl |
|---|----------|-----------|---------|--------|----------|--------|------|-----------|----------|-------|-------|-------|-------|-------|------------------|
| | | | | | weich | mittel | hart | | | 30/40 | 40/50 | 50/60 | 60/70 | 70/85 | |
| Wurzelkennziffer m | 1,37 | 1,49 | 1,65 | 2,29 | 3,66 | | | 1,77 | 2,75 | 2,44 | | | | | 1,75 |
| Schnittgeschwindigkeit v_1 in m/min | 400 | 250 | 112 | 79 | 42 | 26 | 15 | 38,5 | 28,7 | 55 | 44 | 35 | 28 | 18 | 29 |
| Keilwinkel β . . | 45° | 50° | 65° | 80° | 75° | | | 65° | 65° | 57° | 57° | 65° | 65° | 75° | 68° |

Bei Hartmetallwerkzeugen gelten für v_1 die doppelten Werte und bei Kohlenstoffstählen die halben, für Elektron fehlen noch die Werte. Bei Kühlung können die Schnittgeschwindigkeiten um $30 \div 40$ vH erhöht werden beim Bearbeiten von Stahl, um etwa 20 vH bei Gußeisen.

Bei Wolframkarbiden, Widiamentall, kann man wählen:

bei Stahl

| 30/40 | 40/50 | 50/60 | 60/70 | 70/85 | Guß |
|--------------------|-------|-------|--------|--------|-----|
| $m = 2,44$ | | | | | |
| $v_1 = 165$ | 120 | 88 | 63 | 21 | 66 |
| $\beta = 58^\circ$ | 58° | 58° | 65–70° | 65–70° | |

Beispiel: Wie groß ist die Schnittgeschwindigkeit bei St. 50/60 und 10 mm² Spanquerschnitt?

1. Schnellstahl $v_s = \frac{35}{2,44\sqrt{10}} = 13,6$ m/min,
2. Hartmetall $v_H = \frac{70}{2,44\sqrt{10}} = 27,2$ m/min,
3. Widiamentall $v_w = \frac{88}{2,44\sqrt{10}} = 34$ m/min,
4. Kohlenstoffstahl $v_c = \frac{17,5}{2,44\sqrt{10}} = 6,8$ m/min.

Die Gleichung $v = \frac{v_1}{\sqrt{F_s}}$ ergibt bei ähnlichen Spanquerschnitten $\frac{a}{s} = \text{konst. gute Richtwerte, für die Schnittgeschwindigkeiten. Die für}$

ein Werkzeug wirtschaftliche Schnittgeschwindigkeit hängt aber wesentlich von der gewählten Spanform $\frac{a}{s}$ ab (Bd. II, S. 14). Nach den Forschungen von Wallichs und Dabringhaus¹ ist, wenn man den

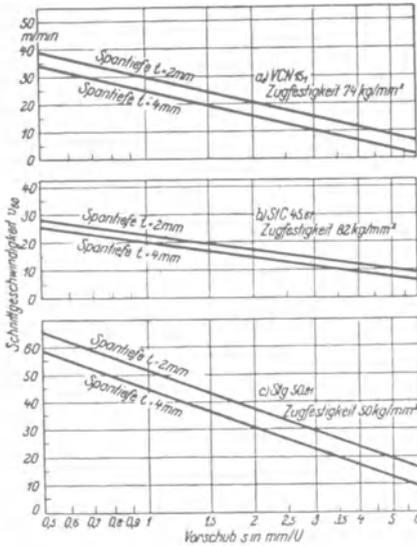


Abb. 506. v abhängig von $\frac{a}{s}$
(Für t lies a).

in dem halblogarithmischen Netz gerade Linien, die bei gleichem Werkstoff für die verschiedenen Spantiefen gleiche Richtung haben. Die Schnittgeschwindigkeiten lassen sich daher in einfacher Weise rechnerisch erfassen.

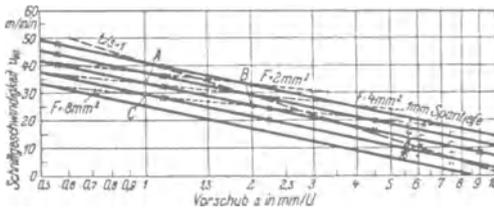


Abb. 507. v abhängig von $\frac{a}{s}$ bei Gußeisen.

Vorschub s verdoppelt, der Verlust an Schnittgeschwindigkeit doppelt so groß wie bei einer Verdoppelung der Spantiefe a . In Abb. 506 ist bei $s = 1$ und $a = 2$ mm für Vergütungs-Chromnickelstahl VCN 15.1 $v = 30$ m/min und bei $s = 2$ mm und $a = 2$ mm $v = 20$ m/min, hingegen bei $s = 1$ mm und $a = 4$ mm $v = 25$ m/min. Im ersten Falle ist somit der Geschwindigkeitsabfall 10 m/min, im zweiten Falle nur 5 m/min. In den Abb. 506 und 507 sind die von Wallichs und Dabringhaus ermittelten wirtschaftlichen Schnittgeschwindigkeiten v_{60} für eine Standzeit von 60 min bei Vergütungs-Chromnickelstahl VCN 15.1, unlegiertem Stahl StC 45.61, Stahlguß St. 50.81 und Gußeisen 12.91 zusammengetragen, und zwar in einem halblogarithmischen Netz, d. h. v linear, s logarithmisch. Die Werte für v_{60} ergeben

Nach Abb. 508 ist $v_s = v_1 - \log s \cdot \text{tg } \alpha$.

Die Richtungsgröße $\text{tg } \alpha$ ermittelt man wie folgt:

$$\text{tg } \alpha = \frac{v_1 - v_6}{\log 6 - \log 1} =$$

$$\frac{45 - 10}{0,778} = 45 \text{ für StG. 50.81.}$$

Die Schnittgeschwindigkeit für den Spanquerschnitt $a \cdot s = 4 \times 4$ ist daher

$$v_s = 45 - 0,6 \cdot 45 = 18 \text{ m/min.}$$

Bei VCN 15.1 ist $\text{tg } \alpha = 33$, bei St. 45.61 $\text{tg } \alpha = 18$ und bei Guß-

¹ Maschinenbau 1930, S. 257. Wallichs und Dabringhaus: Die Zerspanbarkeit und die Festigkeitseigenschaften bei Stahl und Stahlguß.

eisen $12.91 \operatorname{tg} \alpha = 27$. Die Werte für v_1 lassen sich für $a = 2$ und $a = 4$ aus den Abb. 506 und 507 entnehmen. Am schnellsten liest man auch die Werte für v_{60} bei den verschiedenen s und a in den Abb. 506 und 507 ab.

2. Der Schnittdruck.

a) Bei einschneidigen Werkzeugen.

c) Der Schnittdruck bei Drehstählen.

1. Ältere Rechnungsart.

Der an der Schneide des Stahles auftretende Schnittdruck P_g (Abb. 509) wächst in geradem Verhältnis mit dem Spanquerschnitt F_s und der Festigkeit K_z des zu bearbeitenden Werkstoffes. Es ist daher $P_g = F_s K_z$.

Da jedoch beim Spanabheben an der Brust und am Rücken der Schneide große Reibungs-

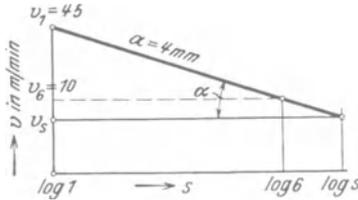


Abb. 508.

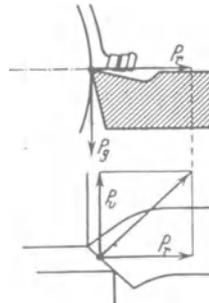


Abb. 509 u. 510.
Schnittkräfte.

widerstände zu überwinden sind und die Form und Beschaffenheit der Schneide mitspielt, so ist statt der Zerreißfestigkeit K_z der Einheitschnittdruck $k_s = m K_z$ zu setzen.

Der gesamte Schnittdruck ist daher:

$$P_g = F_s \cdot k_s \text{ kg.}$$

Diese Gleichung gilt für alle einschneidigen Werkzeuge, wie Drehstähle, Hobelstähle, Stoßmeißel, Bohrmesser u. dgl.

Ist der Vorschub s mm und die Spantiefe a mm, so ist der Spanquerschnitt $F_s = a \cdot s \text{ mm}^2$

Der Einheitschnittdruck ist:
 $k_s = m \cdot K_z \text{ kg/mm}^2$.

In der Praxis gebräuchliche Werte Abb. 511. Messen der Schnittkräfte.

$m = 2,5$ bis $3,2$ für das Bearbeiten von Stahl.

$m = 4,5$ bis $5,5$ „ „ „ „ Gußeisen.

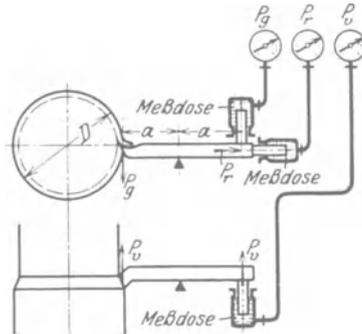
$K_z = 34 \text{ -- } 100 \text{ kg/mm}^2$ für Stahl,

$K_z = 45 \text{ -- } 70$ „ „ „ „ Stahlguß,

$K_z = 12 \text{ -- } 24$ „ „ „ „ Gußeisen,

$K_z = 20 \text{ kg/mm}^2$ bei Rotguß,

$K_z = 15$ „ „ „ „ Messing.



Wie die Abb. 509 bis 511 zeigen, wirken auf die Schneide des Werkzeuges 3 Kräfte, die vom Werkstück ausgeübt werden:

1. der Hauptschnittdruck P_g entgegen der Arbeitsrichtung auf die Brust der Schneide; er muß vom Hauptantrieb überwunden werden,
2. der Rück- oder Schaftdruck P_r senkrecht zum Rücken der Schneide; er wird von dem Stahlhalter aufgenommen,
3. der Vorschubdruck P_v in der Gegenrichtung des Vorschubes; er wird von der Steuerung aufgenommen.

Der Rück- oder Schaftdruck P_r wurde von Nicholson zu $P_r = 0,18$ bis $0,78 P_g$ und der Vorschubdruck zu $P_v = 0,2 P_g$ bei scharfen Werkzeugen ermittelt. Taylor fand $P_v = 0,45 P_g$. Bei stumpfen Werkzeugen liegen diese Widerstandskräfte wesentlich höher. Taylor und Fischer schlagen deshalb vor, auch die Steuerung für den vollen Schnittdruck zu berechnen.

Ist der Drehdurchmesser des größten Werkstückes = D cm, so ist das größte Drehmoment, das die Drehspindel beansprucht:

$$M = P_g \frac{D}{2} \text{ kgcm.}$$

Außerdem wirken biegend auf die Spindel der Rückdruck P_r und das Gewicht des Werkstückes. Doch ist zu beachten, daß der Schnittdruck P_g dem Gewicht des Werkstückes entgegenwirkt und die Spindel entlastet.

Beispiel für die Berechnung des Schnittdruckes: Auf einer Drehbank ist eine Welle aus Stahl von $K_z = 50 \text{ kg/mm}^2$ Festigkeit abzdrehen. Der Spanquerschnitt sei 10 mm^2 .

$$\text{Schnittdruck } P_g = F_s \cdot k_s,$$

$$\text{Stoffzahl } m = 2,5,$$

$$\text{Schnittdruck } P_g = m \cdot F_s \cdot K_z = 2,5 \cdot 10 \cdot 50 = 1250 \text{ kg.}$$

$$\text{Vorschubkraft } P_v \sim 0,5 P_g = 625 \text{ kg.}$$

2. Neuere Rechnungsart.

Aus den Versuchen des A.W.F. hat Kronenberg in ähnlicher Weise wie die Schnittgeschwindigkeit auch den Einheitsschnittdruck k_s in Abhängigkeit vom Spanquerschnitt F_s ermittelt zu:

$$k_s = \frac{k_{s1}}{F_s} \text{ in kg/mm}^2.$$

Hierin ist k_{s1} der Schnittwiderstand eines 1 mm^2 starken Spanes. Die Gleichung lehrt, daß k_s um so kleiner wird, je größer F_s ist. Für $F_s > 1$ ist $k_s < k_{s1}$, für $F_s = 1$ ist $k_s = k_{s1}$ und für $F_s < 1$ ist $k_s > k_{s1}$.

Zahlentafel für n und k_{s1} nach A.W.F.

| Werkstoff | Elektron | Messing | Rotguß | Stahlguß | Stahl 50/60 | Chrom-nickel |
|---|----------|---------|--------|----------|------------------|--------------|
| Wurzelkennziffer n | 17,6 | 6,8 | 4 | 6,7 | 7,8 | 10,4 |
| Schnittdruck des 1 mm^2 Spanes k_{s1} | 23,8 | 70 | 80 | 176 | 160 ¹ | 241 |

¹ Die Zahl $k_{s1} = 160$ ist reichlich niedrig und wird nachgeprüft.

Beispiel: Wie groß ist der Schnittdruck bei Stahl 50/60 und einem Spanquerschnitt von 10 mm^2 ?

$$\text{Einheitsschnittdruck } k_s = \frac{k_{s1}}{\sqrt[7]{F_s}} = \frac{160}{\sqrt[7]{10}} = 120 \text{ kg/mm}^2.$$

$$\text{Gesamter Schnittdruck } P_g = F_s \cdot k_s = 10 \cdot 120 = 1200 \text{ kg}.$$

β) Der Schnittdruck bei Scheren.

Bei den Scheren läßt sich der Schnittdruck in ähnlicher Weise bestimmen.

Bei den gleichlaufenden Scherblättern ist bei der Schnittbreite b und der Blechdicke t :

$$\text{Schnittdruck } P_g = F_s \cdot k_s = b \cdot t \cdot k_s.$$

Der Scherwiderstand k_s beträgt nach Codron¹ bei weichem Stahl $60 \div 75 \text{ vH}$ der Zerreiβfestigkeit K_z ; es ist daher $k_s = 0,6 \div 0,75 K_z$. Bei Werkzeugstahl ist $k_s = 0,45 K_z = 0,45 \cdot 92 \sim 40 \text{ kg/mm}^2$. k_s nimmt mit wachsender Blechstärke ab.

Beispiel: Ein Flacheisen von 40 mm Breite und 10 mm Dicke, $K_z = 40 \text{ kg/mm}^2$ ist zu zerschneiden: $k_s = 0,66 \cdot 40 = 26,4 \text{ kg/mm}^2$, $P_g = 40 \cdot 10 \cdot 26,4 \sim 10600 \text{ kg}$.

Bei den unter dem Winkel $\delta = 6 \div 10^\circ$ geneigten Scherblättern (Abb. 512) ist nach H. Fischer

$$P_g = \frac{0,225 t^2}{\text{tg } \delta} \cdot k_s$$

und für $\delta = 10^\circ$

$$P_g = 1,3 t^2 \cdot k_s.$$

Schnittgeschwindigkeit $v_a = 15$ bis 30 mm/s .

Beispiel: $t = 20 \text{ mm}$.

$$P_g = 1,3 \cdot 20^2 \cdot 25 = 13000 \text{ kg}.$$

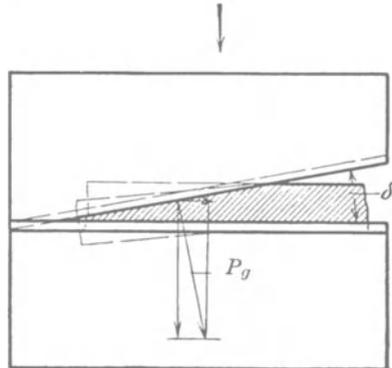


Abb. 512. Hubschere.

γ) Der Schnittdruck bei Lochwerkzeugen.

Bei der Lochmaschine (Abb. 480) nimmt man, um glatte Lochwandungen zu erhalten, den Stempeldurchmesser $d_1 = d - \frac{1}{8} t$, wenn d die Lochweite und t die größte Blechstärke in mm ist. Dem Lochring gibt man einen Durchmesser $d_2 = d + \frac{1}{8} t$ oder man wählt auch $d_1 = d$ und $d_2 = d + \frac{1}{4} t$. Bei Feinblechen muß zur Vermeidung von Grat der Stempel genau in den Lochring passen. Um die Reibungswiderstände beim Lochen zu vermindern, wird der Stempel von der Schneidkante ab nach oben etwas verjüngt und der Lochring schwach kegelig gehalten.

Der Schnittdruck P_g wächst auch hier mit dem herauszuscherenden Querschnitt:

$$P_g = d\pi \cdot t \cdot k_s.$$

¹ Z. d. V. D. I. 1906, S. 638.

Nach Codron ist bei Eisenblech der Einheitsschnittdruck $k_s = 0,8 K_z$ $\div 1,1 K_z$, bei Nickelstahl $k_s = 0,67 K_z$ und bei Kupfer $k_s = 0,64 K_z$.

Der Hub des Stempels ist etwa gleich der 2- bis 3fachen Blechstärke zu nehmen und die Schnittgeschwindigkeit $v_a = 15 \div 20$ mm/s.

Beispiel: Ein Eisenblech von 20 mm Dicke und 35 kg Festigkeit ist auf 20 mm Durchmesser zu lochen. $P_g = \pi \cdot 20 \cdot 20 \cdot 0,8 \cdot 35 = 35200$ kg.

b) Der Schnittdruck bei zweisehnidigen Werkzeugen.

1. Ältere Rechnungsart.

Der Lochbohrer schneidet mit zwei Schneiden (Abb. 513 und 514). Ist der Bohrvorschub s mm und der Durchmesser des Bohrers D mm, so nimmt jede Schneide einen Span von $\frac{F_s}{2} = \frac{D}{2} \cdot \frac{s}{2}$ mm². An jeder Schneide ist daher der Rückdruck

$$P_r = \frac{F_s}{2} k_r = \frac{D}{2} \cdot \frac{s}{2} \cdot k_r \text{ kg.}$$

Hierin ist k_r der Einheitsrückdruck in kg/mm² nach Abb. 516.

Aus dem Rückdruck P_r läßt sich auch der Schaltdruck P_v , der auf die Schaltzahnstange wirkt, ermitteln. Nach Abb. 513 ist

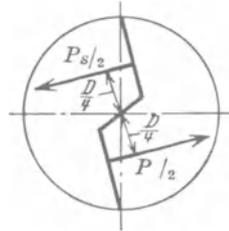
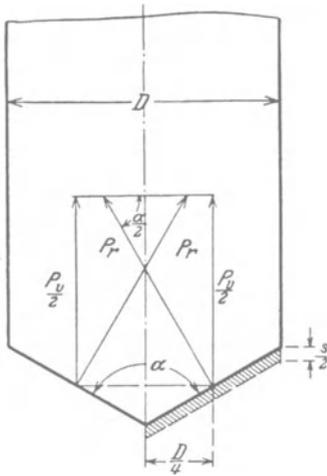


Abb. 513 u. 514. Schalt- und Schnittdruck bei Bohren.

$$\sin \frac{\alpha}{2} = \frac{P_v}{P_r}$$

$$\frac{P_v}{2} = P_r \cdot \sin \frac{\alpha}{2} = \frac{D}{2} \cdot \frac{s}{2} \cdot k_r \cdot \sin \frac{\alpha}{2}$$

Schaltdruck $P_v = 2 \cdot \frac{P_v}{2} = D \cdot \frac{s}{2} \cdot k_r \cdot \sin \frac{\alpha}{2}$, hierin ist k_r der Einheitsrückdruck, der nach Abb. 516 vom Vorschub abhängt.

Das Drehmoment des Bohrers und der Bohrspindel ist nach Abb. 517:

$$M = 2 \cdot \frac{P_s}{2} \cdot \frac{D}{4} = P_s \cdot \frac{D}{4} \text{ kg/mm}$$

Der Schnittdruck P_s ist hierin:

$$P_s = F_s k_s = D \cdot \frac{s}{2} k_s$$

wenn k_s der Einheitsschnittdruck in kg/mm^2 nach Abb. 516 ist. Das Drehmoment ist somit:

$$M = D \cdot \frac{s}{2} \cdot k_s \cdot \frac{D}{4} = \frac{D^2}{8} \cdot s \cdot k_s \text{ kgmm.}$$

Die Richtwerte für k_r und k_s sind aus der Abb. 25 des Aufsatzes von Schlesinger über „Forschung und Werkstatt“ in der W. T. 1926, S. 643, ermittelt.

Bei Spiralbohrern $\alpha = 116^\circ$ und $\frac{\alpha}{2} = 58^\circ$.

$$\text{Schaltdruck } P_v = D \cdot \frac{s}{2} \cdot k_r \cdot \sin \frac{\alpha}{2} = 0,424 D \cdot s \cdot k_r \text{ kg}$$

$$\text{Drehmoment } M = \frac{D^2}{8} \cdot s \cdot k_s \text{ kgmm.}$$

Bei Kanonenbohrern ist $\alpha = 180^\circ$ und $\frac{\alpha}{2} = 90^\circ$.

$$\text{Schaltdruck } P_v = D \cdot \frac{s}{2} \cdot k_r \sin \frac{\alpha}{2} = 0,5 D \cdot s \cdot k_r \text{ kg}$$

$$\text{Drehmoment } M = \frac{D^2}{8} \cdot s \cdot k_s \text{ kgmm.}$$

Bohrmoment M und Bohrdruck P_v können an den Meßdosen eines Bohrtisches nach Abb. 515 abgelesen werden.

Beispiel. Ein Loch von 30 mm Durchmesser ist in Stahl 50 bei 0,2 mm Vorschub zu bohren.

$$\text{Schaltdruck } P_v = 0,424 \cdot D \cdot s \cdot k_r.$$

Hierin $D = 30 \text{ mm}$, $s = 0,2 \text{ mm}$, $k_r = 300 \text{ kg}/\text{mm}^2$ u. $k_s = 315 \text{ kg}/\text{mm}^2$ nach Abb. 516 für Stahl 50.

$$P_v = 0,424 \cdot 30 \cdot 0,2 \cdot 300 \sim 760 \text{ kg.}$$

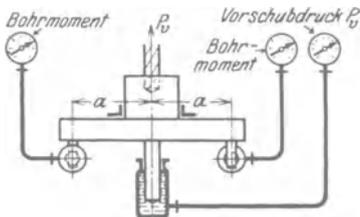


Abb. 515. Messen der Kräfte beim Bohren.

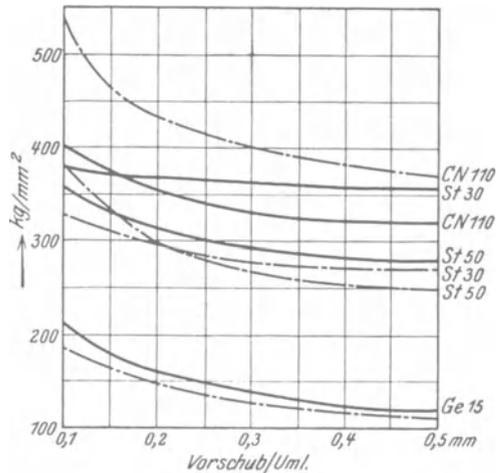


Abb. 516. — Einheitsschnittdruck k_s .
 - - - Einheitsrückdruck k_r .

$$\text{Drehmoment } M = \frac{D^2}{8} \cdot s \cdot k_s = \frac{30^2}{8} \cdot 0,2 \cdot 315 \sim 7000 \text{ kgmm} = 700 \text{ kgcm.}$$

Leistungsbedarf des Bohrers bei $v = 20$ m/min.

$$N_e = \frac{P_s \cdot v}{75 \cdot 60 \cdot 2} = \frac{D \cdot s}{2 \cdot 2} k_s \cdot \frac{v}{60 \cdot 75} = \frac{30 \cdot 0,2}{2 \cdot 2} \cdot 315 \cdot \frac{20}{60 \cdot 75} = 2,1 \text{ PS} \sim 1,6 \text{ kW.}$$

2. Neuere Rechnungsart¹.

Der Lochbohrer schneidet mit zwei Schneiden. Ist der Bohrvorschub s mm und der Durchmesser des Bohrers D mm, so nimmt jede Schneide einen Span von $\frac{F_s}{2} = \frac{D \cdot s}{2} \text{ mm}^2$. Nach Abb. 514 wirkt an jeder Schneide

der waagrechte Schnittdruck $\frac{P_s}{2}$ und nach Abb. 513 gegen ihren Rücken

der Vorschubdruck $\frac{P_v}{2}$. Bestimmt man mit dem Meßtisch nach Abb. 515

den Vorschubdruck P_v und trägt ihre Werte für verschiedene Spanquerschnitte in ein doppelt logarithmisches Netz ein, so erhält man wie in Abb. 505 gerade Linien. Die Auswertung ergibt für den Schalldruck

$$P_v = 245 \sqrt[1,2]{F_s} \text{ bei Stahl von } \sim 45 \text{ kg/mm}^2.$$

$$P_v = 115 \sqrt[1,33]{F_s} \text{ bei Gußeisen.}$$

Für den Hauptschnittdruck erhält man aus den Drehmomenten

$$P_s = 295 \sqrt[1,2]{F_s} \text{ beim Bohren aus dem Vollen.}$$

$$P_s = 155 \sqrt[1,2]{F_s} \text{ beim Bohren ins Vorgebohrte} \\ (0,2 \text{ d Vorbohrung}).$$

Die Schnittdrucke verteilen sich an den Schneiden nicht gleichmäßig, vielmehr greifen sie nach *Kronenberg* im Abstände $\frac{D}{1,375}$

an, also mehr nach außen. Das Drehmoment ist daher:

$$M = \frac{2 P_s D}{2 \cdot 1,375} = \frac{P_s D}{2,75} \text{ kgcm.}$$

Der Leistungsbedarf an den Schneiden des Bohrers ist:

$$N_e = \frac{M \cdot n}{716,2} \text{ PS.}$$

Beispiel: Ein Loch von 40 mm Durchmesser ist in S.M.-Stahl bei 0,25 mm Vorschub zu bohren.

$$\text{Vorschubdruck } P_v = 245 \sqrt[1,2]{\frac{40 \cdot 0,25}{2}} = 890 \text{ kg.}$$

$$\text{Hauptschnittdruck } P_s = 295 \sqrt[1,2]{\frac{40 \cdot 0,25}{2}} = 1070 \text{ kg.}$$

$$\text{Bohrmoment } M = \frac{1070 \cdot 4}{2,75} = 1556 \text{ kgcm} = 15,6 \text{ kgm.}$$

$$\text{Umlaufzahl bei } v = 20 \text{ m/min } n = \frac{20}{\pi \cdot 0,04} = 160 \text{ Uml./min.}$$

$$\text{Leistungsbedarf } N_e = \frac{15,6 \cdot 160}{716,2} \approx 3,5 \text{ PS.}$$

In der W. T. 1930, S. 573, stellt *Schlesinger* eine Rechen-tafel für die Ermittlung des Bohrmomentes und der Leistung der Maschine

¹ Die Werkzeugmaschine 1929, S. 257. *Kronenberg*, Wissenschaft und Praxis beim Bohren.

aus Lochdurchmesser, Schnittgeschwindigkeit und Vorschub auf. Nach der Auffassung Schlesingers muß der mittlere Schnittdruck im Gegensatz zu Kronenberg mehr nach der Mitte der Bohrerachse liegen.

c) Der Schnittdruck bei mehrschneidigen Werkzeugen.

1. Ältere Rechnungsart.

Würde der Fräser stillstehen und das Werkstück mit s' m/min vorgeschoben (Abb. 517 u. 518), so wäre der Arbeitsaufwand für dieses Hobeln $A = F_s \cdot k_s \cdot s' = b \cdot a \cdot k_s \cdot s'$ mkg/min. Der mit v m/min laufende Fräser hat, angenommen, den gleichen Arbeitsverbrauch $A = P_s \cdot v$

$$P_s \cdot v = b \cdot a \cdot k_s \cdot s'.$$

Schnittdruck am Fräser mit mehreren gleichzeitig arbeitenden Zähnen:

$$P_s = b \cdot a \cdot k_s \cdot \frac{s'}{v} \text{ kg.}$$

Hierin ist b die Spanbreite in mm, a die Spantiefe in mm, s' die Vorschubgeschwindigkeit in mm/min. Es ist $s' = \frac{n \cdot s}{1000}$, wenn s der Vorschub in mm/Uml. ist; v ist die Schnittgeschwindigkeit in m/min.

Die Gleichung $P_s = b \cdot a \cdot k_s \cdot \frac{s'}{v}$

lehrt, daß auch beim mehrschneidigen Werkzeug der Schnittdruck mit der Spantiefe und der Spanbreite, sowie der Festigkeit des zu bearbeitenden Stoffes wächst. Er wächst ebenso mit der Größe der Vorschubgeschwindigkeit s' , weil bei großem Vorschub jeder Fräserzahn stärkere Späne zu nehmen hat als bei kleinem Vorschub. Dagegen nimmt der Schnittdruck mit der Schnittgeschwindigkeit v ab, da bei großer Umfangsgeschwindigkeit auf die einzelnen Zähne schwächere Späne kommen.

Der quer zur Fräserachse gerichtete Druck ist $Q = \sqrt{P_s^2 + P_r^2}$ und das Drehmoment für die Frässpindel $M = P_s \frac{D}{2}$, wenn D der Durchmesser des Fräasers und P_r der Rückdruck ist. Für $P_r = P_s$ ist $Q = 1,4 P_s$.

Beispiel. Es ist von einem Gußstück von 300 mm Breite eine Schicht von 5 mm Tiefe bei 18 m/min Schnittgeschwindigkeit und 60 mm Vorschub/min abzufräsen. Der Fräserdurchmesser sei 200 mm.

$$\text{Schnittdruck } P_s = b \cdot a \cdot k_s \cdot \frac{s'}{v} = 300 \cdot 5 \cdot 100 \cdot \frac{60}{18 \cdot 1000} = 500 \text{ kg.}$$

$$Q = 1,4 \cdot 500 = 700 \text{ kg.}$$

$$M = 500 \cdot 100 = 5000 \text{ kgem.}$$

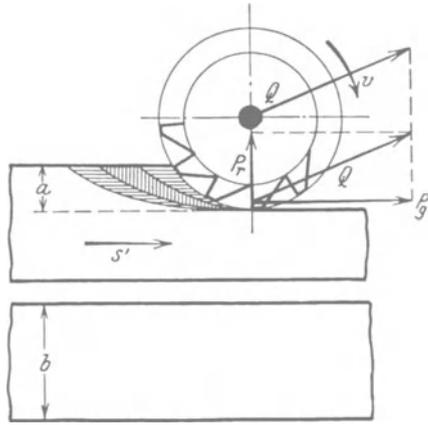


Abb. 517 u. 518. Schnittdruck des Fräasers.

2. Neuere Rechnungsart.

Greift der Fräser mit einem Zahn an, so ist nach Abb. 519 mit hinreichender Genauigkeit die größte Spanstärke $s_e = s_z \cdot \sin \varphi$.

$$\text{Der Zahnvorschub } s_z = \frac{s}{z} = \frac{\text{Vorschub/Uml.}}{\text{Zähnezahl des Fräasers}}$$

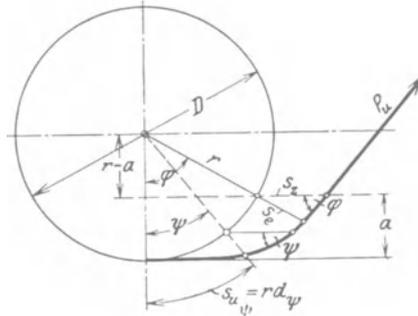


Abb. 519.

$$\text{oder } s_z = \frac{s'}{n \cdot z} = \frac{\text{Vorschubgeschwindigkeit mm/min}}{\text{angreifende Zähnezahl/min}}$$

In Abb. 519 ist:

$$\cos \varphi = \frac{r - a}{r} = 1 - \frac{a}{r}$$

$$\begin{aligned} \text{Nun ist } \sin \varphi &= \sqrt{1 - \cos^2 \varphi} \\ &= \sqrt{1 - 1 + 2 \frac{a}{r} - \frac{a^2}{r^2}} \\ &= 2 \sqrt{\frac{a}{D} - \frac{a^2}{D^2}} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Die größte Spanstärke ist daher } s_e &= 2 s_z \sqrt{\frac{a}{D} - \frac{a^2}{D^2}} \\ &= \frac{2 \cdot s}{z} \sqrt{\frac{a}{D} - \frac{a^2}{D^2}} \text{ mm.} \end{aligned}$$

$$\text{Der größte Spanquerschnitt } F_s = b \cdot s_e = \frac{2 \cdot b \cdot s}{z} \sqrt{\frac{a}{D} - \frac{a^2}{D^2}}$$

Der Schnittdruck in tangentialer Richtung ist

$$P_u = F_s \cdot k_s = \frac{2 \cdot b \cdot s \cdot k_s}{z} \sqrt{\frac{a}{D} - \frac{a^2}{D^2}} \text{ kg.}$$

$$\text{Lastmoment } M = P_u \cdot \frac{D}{2} \text{ kgcm.}$$

Die von jedem Fräserzahn zu leistende Spanarbeit ist

$$\begin{aligned} A_z &= P_u \cdot s_u = \text{Schnittdruck mal Schnittweg.} \\ &= b \cdot s_e \cdot k_s \cdot s_u. \end{aligned}$$

Hierin ist die veränderliche Spanstärke $s_e = s_z \cdot \sin \varphi$.

$$A_z = b \cdot s_z \sin \varphi k_s s_u.$$

Die Spanarbeit längs des Spanbogens $s_u \psi$ ist:

$$dA_z = b \cdot s_z k_s \sin \psi r d\psi.$$

$$A_z = b \cdot s_z k_s r \int_0^\varphi \sin \psi d\psi.$$

$$A_z = b \cdot s_z k_s r (1 - \cos \varphi)$$

$$\text{hierin } \cos \varphi = 1 - \frac{a}{r}.$$

$$A_z = b \cdot s_z k_s r \left(1 - 1 + \frac{a}{r} \right) = b \cdot s_z k_s \cdot a,$$

$$\text{hierin } s_z = \frac{s'}{nz} \text{ und } n = \frac{v}{\pi D}$$

$$A_z = b \cdot a \cdot \frac{s'}{v} k_s \frac{\pi D}{z}.$$

Die von dem einen angreifenden Zahn zu leistende Arbeit ist:

$$A_z = a \cdot b \cdot k_s \frac{s'}{v} \cdot \frac{\pi D}{z} \text{ kgm.}$$

$$\text{Die Schnittleistung } N_e = \frac{A_z z \cdot n}{60 \cdot 75} \text{ PS.}$$

Schwierigkeit bietet die Bestimmung des Schnittdruckes k_s in kg/mm^2 . Aus der Frästafel von Salomon (Loewe-Notizen 1928, S. 66) erhält man für Stahl 50/60 bei einer Fräsbreite von 100 mm und bei einem Fräser von 100 mm Durchmesser und 10 Zähnen bei 5 mm Frästiefe im Sinne der Abb. 505 als Einheitsschnittdruck

$$k_s = \frac{705}{\sqrt[3]{F_s}} \text{ kg/mm}^2.$$

1. Beispiel. Mit einem Fräser von 100 mm Durchmesser, 10 Zähnen ist auf Stahl 50/60 eine Breite von 100 mm bei einer Schnitttiefe von 5 mm und einem Vorschub von 0,9 mm/Uml. zu fräsen. Die Schnittgeschwindigkeit $v = 15,7$ m/min.

$$\text{Zahnvorschub } s_z = \frac{s}{z} = \frac{0,9}{10} = 0,09 \text{ mm/Zahn.}$$

$$\text{Spanbogenwinkel } \cos \varphi = 1 - \frac{a}{r} = 1 - \frac{5}{100} = 0,9, \text{ mithin } \varphi = 25^\circ 50',$$

$$\text{größte Spanstärke } s_e = s_z \cdot \sin \varphi = 0,09 \cdot 0,44 \sim 0,04 \text{ mm,}$$

$$\text{größter Spanquerschnitt } F_s = b \cdot s_e = 100 \cdot 0,04 = 4 \text{ mm}^2,$$

$$\text{Einheitsschnittdruck } k_s = \frac{705}{\sqrt[3]{4}} = 490 \text{ kg/mm}^2,$$

$$\text{größter Schnittdruck } P = F_s k_s = 4 \cdot 490 = 1960 \text{ kg,}$$

$$\text{Drehzahl des Fräasers } n = \frac{v}{\pi D} = \frac{15,7}{\pi \cdot 0,1} \sim 50$$

$$\text{Vorschubgeschwindigkeit } s' = \frac{n \cdot s}{1000} = \frac{50 \cdot 0,9}{1000} = 0,045 \text{ m/min,}$$

$$\text{Spanarbeit } A_z = a \cdot b \cdot k_s \frac{s'}{v} \cdot \frac{\pi D}{z} = 5 \cdot 100 \cdot 490 \cdot \frac{0,045}{15,7} \cdot \frac{\pi \cdot 0,1}{10} = 22 \text{ mkg/Zahn,}$$

$$\text{Schnittleistung } N_e = \frac{A_z \cdot n \cdot z}{75 \cdot 60} = \frac{22 \cdot 50 \cdot 10}{75 \cdot 60} = 2,44 \text{ PS,}$$

Leistungsbedarf der Maschine bei $\eta = 0,7$

$$N = \frac{N_e}{\eta} = \frac{2,44}{0,7} = 3,5 \text{ PS.}$$

2. *Beispiel.* Mit dem gleichen Fräser soll auf Stahl 50/60 eine Breite von 100 mm bei einer Schnitttiefe von 2 mm und einem Vorschub von 2 mm gefräst werden. Schnittgeschwindigkeit $v = 15,7$ m/min.

$$\text{Zahnvorschub } s_z = \frac{s}{z} = \frac{2}{10} = 0,2 \text{ mm/Zahn,}$$

$$\text{Spanbogenwinkel } \cos \varphi = 1 - \frac{a}{r} = 1 - \frac{2}{50} = 0,96,$$

$$\varphi = 16^\circ 10',$$

$$\begin{aligned} \text{größte Spanstärke } s_e &= s_z \cdot \sin \varphi = 0,2 \cdot 0,278 = 0,056 \text{ mm,} \\ \text{größter Spanquerschnitt } F_s &= b \cdot s_e = 100 \cdot 0,056 = 5,6 \text{ mm}^2, \end{aligned}$$

$$\text{Einheitsschnittdruck } k_s = \frac{705}{\sqrt[3]{5,6}} = 450 \text{ kg/mm}^2,$$

$$\text{Vorschubgeschwindigkeit } s' = \frac{n \cdot s}{1000} = \frac{50 \cdot 2}{1000} = 0,1 \text{ m/min,}$$

$$\text{Spanarbeit } A_z = a \cdot b \cdot k_s \cdot \frac{s'}{v} \cdot \frac{\pi D}{z} = 2 \cdot 100 \cdot 450 \cdot \frac{0,1}{15,7} \cdot \frac{\pi \cdot 0,1}{10} = 18 \text{ mkg/Zahn,}$$

$$\text{Schnittleistung } N_e = \frac{A_z \cdot n \cdot z}{60 \cdot 75} = \frac{18 \cdot 50 \cdot 10}{60 \cdot 75} = 2 \text{ PS,}$$

$$\text{Leistungsbedarf } N = \frac{2}{0,7} = 3 \text{ PS.}$$

Die Beispiele lehren, daß bei kleiner Schnitttiefe und großem Vorschub der Leistungsbedarf der Maschine geringer ist als bei großer Spanntiefe und kleinem Vorschub. Man darf daher auch auf einer schwächeren Maschine starke Späne nehmen, man muß nur einen hinreichend großen Vorschub wählen.

3. *Beispiel.* Die obige Fräsarbeit soll mit einem Fräser von 80 mm \varnothing und 5 Zähnen erledigt werden.

$$\text{Zahnvorschub } s_z = \frac{2}{5} = 0,4 \text{ mm/Zahn,}$$

$$\text{Spanbogenwinkel } \cos \varphi = 1 - \frac{a}{r} = 1 - \frac{2}{40} = 0,95,$$

$$\varphi = 18^\circ 10',$$

$$\begin{aligned} \text{größte Spantiefe } s_e &= s_z \cdot \sin \varphi = 0,4 \cdot 0,312 = 0,1248 \text{ mm,} \\ \text{größter Spanquerschnitt } F_s &= b \cdot s_e = 100 \cdot 0,1248 = 12,5 \text{ mm}^2, \end{aligned}$$

$$\text{Einheitsschnittdruck } k_s = \frac{705}{\sqrt[3]{12,5}} = 355 \text{ kg/mm}^2,$$

$$\text{Vorschubgeschwindigkeit } s' = \frac{50 \cdot 2}{1000} = 0,1 \text{ m/min,}$$

$$\text{Schnittgeschwindigkeit } v = \pi \cdot 0,08 \cdot 50 \sim 12,5 \text{ m/min,}$$

$$\begin{aligned} \text{Spanarbeit } A_z &= b \cdot a \cdot \frac{s'}{v} \cdot k_s \cdot \frac{\pi D}{z} = 100 \cdot 2 \cdot \frac{0,1}{12,5} \cdot 355 \cdot \frac{\pi \cdot 0,08}{5} \\ &= 28,4 \text{ mkg/Zahn,} \end{aligned}$$

$$\text{Schnittleistung } N_e = \frac{A_z \cdot n \cdot z}{60 \cdot 75} = \frac{28,4 \cdot 50 \cdot 5}{60 \cdot 75} = 1,67 \text{ PS,}$$

$$\text{Leistungsbedarf der Maschine } N = \frac{1,67}{0,7} = 2,3 \text{ PS.}$$

Man erkennt, daß die Maschine bei dem kleinen Fräser von 80 mm \varnothing und 5 Zähnen einen geringeren Leistungsbedarf erfordert als bei den großen von 100 mm \varnothing und 10 Zähnen, trotzdem der einzelne Zahn mehr Arbeit zu leisten hat.

Greift der Fräser das Werkstück mit 2 Zähnen an, so ist nach Abb. 520 die augenblickliche Spanstärke

$$s_e = s_{e1} + s_{e2} = s_z \sin \varphi + s_z \sin (\varphi - \varphi_z) \\ = \frac{s}{z} (\sin \varphi + \sin (\varphi - \varphi_z)).$$

Hierin ist der Zahnumfangswinkel

$$\varphi_z = \frac{360^\circ}{z}$$

$$\text{und } \cos \varphi = 1 - \frac{a}{r}.$$

Stehen 3 Zähne unter Schnitt, so ist die augenblickliche Spanstärke

$$s_e = \frac{s}{z} (\sin \varphi + \sin (\varphi - \varphi_z) + \sin (\varphi - 2 \varphi_z)).$$

Mehr als 3 Zähne stehen selten in Eingriff.

Im vorstehenden Beispiel 1 soll ein Fräser mit 20 Zähnen benutzt werden.

$$\text{Augenblickliche Zahnstärke } s_e = \frac{s}{z} [\sin \varphi + \sin (\varphi - \varphi_z)] \\ = \frac{0,9}{20} [\sin 25^\circ 50' + \sin (25^\circ 50' - 18^\circ)] \\ = 0,045 (0,44 + 0,13) = 0,0256 \text{ mm.}$$

$$\text{Augenblicklicher Spanquerschnitt } F_s = b \cdot s_e = 100 \cdot 0,0256 = 2,56 \text{ mm}^2.$$

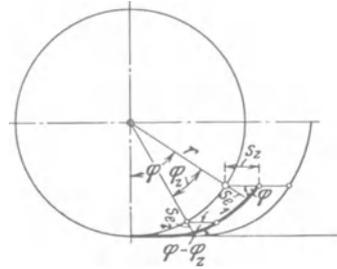


Abb. 520.

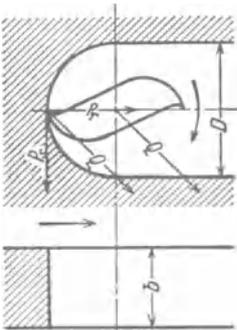


Abb. 521 u. 522. Schnittdruck am Langlochbohrer.

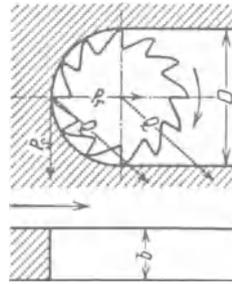


Abb. 523 u. 524. Schnittdruck am Langlochfräser.

In der Z. d. V. D. I. 1928, S. 1624, hat Salomon die mathematische Entwicklung für die Auswertung der Schnittversuche mit Fräsern gegeben.

Für Langlochbohrer mit 2 Schneiden gilt nach Fischer (Abb. 521 und 522)

$$P_s = \pi \frac{D}{2} \cdot b \cdot k_s \frac{s'}{v} \text{ in kg.}$$

$$M = \pi \frac{D}{2} \cdot b \cdot k_s \cdot \frac{s'}{v} \frac{D}{2} \text{ in kgmm.}$$

$$Q = 2,2 D \cdot b \cdot k_s \cdot \frac{s'}{v} \text{ in kg.}$$

Für Langlochfräser gilt nach Fischer (Abb. 523 und 524):

$$M = b \cdot D \cdot k_s \cdot \frac{s'}{v} \frac{D}{2} \text{ in kgmm.}$$

$$Q = 1,1 b \cdot D \cdot k_s \cdot \frac{s'}{v} \text{ in kg.}$$

Versuche zur Bestimmung von k_s sind im Gange, vorab kann man für Stahl $k_s = 2,5 \div 3 K_z$ setzen.

d) Der Schnittdruck bei vielschneidigen Werkzeugen.

Nach Schlesinger ist, wenn

P die Umfangskraft der Schleifscheibe in kg,

v die Umfangsgeschwindigkeit der Schleifscheibe in m/s,

s der Vorschub der Schleifscheibe bei einem Umlauf des Werkstückes in mm und

a die Schnitttiefe in mm ist,

$P = 7$ bis 40 kg bis höchstens 80 kg.

Mittelwerte für P in kg abhängig von s und t .

| Werkstoff | Stahl 50 kg/mm ² | | | | | | Gußeisen | | | | | |
|-----------|--------------------------------|------|------|------|------|------|----------|------|------|------|------|------|
| | 25 | | | 35 | | | 25 | | | 35 | | |
| v m/s | | | | | | | | | | | | |
| a mm | 0,02 | 0,14 | 0,14 | 0,02 | 0,14 | 0,14 | 0,02 | 0,14 | 0,14 | 0,02 | 0,14 | 0,14 |
| s mm | 12 | 12 | 24 | 12 | 12 | 24 | 12 | 12 | 24 | 12 | 12 | 24 |
| P in kg | 12 | 28 | 45 | 7 | 23 | 40 | 11 | 27 | 42 | 8 | 24 | 32 |

P wächst mit zunehmendem s und a und fällt mit zunehmendem v . Die Schleifleistung, d. h. das Spangewicht in kg auf 1 kg Schmirgelverbrauch, wächst bei mittelhartem Stahl mit v und nimmt ab mit größerem s und a . Mittlere Spanleistung ist bei Stahl ($K_z = 50 \text{ kg/mm}^2$) 20 kg/h. Bei Gußeisen wächst die Schleifleistung mit v und a und fällt mit größerem s ; sie beträgt bei mittelhartem Gußeisen 50 kg/h. Der Arbeitsbedarf steigt mit v und fällt mit zunehmendem s und a .

Da die Schleifscheibe nichts anderes als ein Fräser mit sehr viel kleinen Zähnen ist, so gilt auch für die Umfangskraft P an der Schleifscheibe:

$$P = \frac{v_u}{v} \cdot \frac{1}{60} \cdot s \cdot a \cdot k_s \text{ in kg.}$$

Hierin ist v_u die Umfangsgeschwindigkeit des Werkstückes in m/min, v die Umfangsgeschwindigkeit der Schleifscheibe in m/s, k_s hängt als

Einheitsschnittdruck von s und a ab und kann nach Coenen¹ aus den Abb. 525 u. 526 entnommen werden.

Beispiel: Es ist eine Stahlwelle zu schleifen bei einer Schnitttiefe von 0,06 mm, $v=30$ m/s, $v_u=15$ m/min, Vorschub $s=20$ mm. Nach Abb. 525: $k_s=1400$ kg/mm².

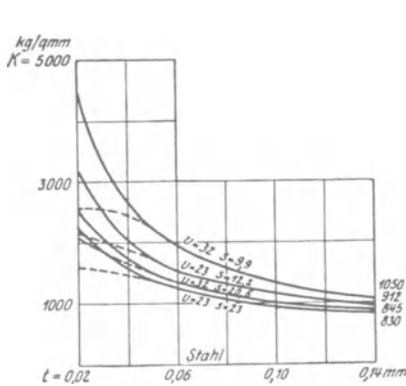


Abb. 525¹. Einheitsschnittdruck bei Stahl ($K=k_s$).

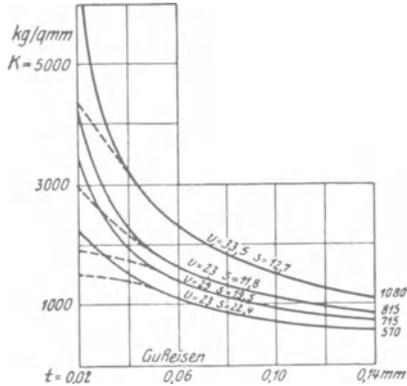


Abb. 526¹. Einheitsschnittdruck bei Gußeisen ($K=k_s$).

$$P = \frac{15}{30} \cdot \frac{1}{60} \cdot 20 \cdot 0,06 \cdot 1400 = 14 \text{ kg.}$$

$$N_e = \frac{K \cdot v}{75} = \frac{14 \cdot 30}{75} = 5,6 \text{ PS.}$$

3. Der Leistungsbedarf der Werkzeugmaschinen.

Der Arbeitsbedarf einer Werkzeugmaschine hängt von so vielen Umständen ab, daß eine genaue Bestimmung nur durch Messungen möglich ist. Jede Rechnung ergibt nur Annäherungswerte.

a) Berechnung des Leistungsbedarfs aus Schnittdruck und Schnittgeschwindigkeit.

Hat die Maschine den Schnitt mit einer Schnittgeschwindigkeit von v m/min zu vollziehen, und ist der Hauptschnittdruck an der Schneide des Stahles P_g kg, so ist

$$\text{die reine Schnittleistung } N_e = \frac{P_g \cdot v}{60 \cdot 75} \text{ PS.}$$

Berücksichtigt man die Reibungswiderstände in der Maschine durch den Wirkungsgrad η , so ist der Leistungsbedarf einer Werkzeugmaschine mit kreisender Hauptbewegung

$$N = \frac{P_g \cdot v}{75 \cdot 60} \cdot \frac{1}{\eta} \text{ PS,}$$

¹ Coenen, Elemente des Werkzeugmaschinenbaues, S. 13.

einer Werkzeugmaschine mit gerader Hauptbewegung beim Hobeln

$$N = \frac{P_g v_a}{75 \cdot 60} \cdot \frac{1}{\eta} \text{ PS.}$$

Hierin ist P_g der Hauptschnittdruck in kg,

v und v_a die Schnittgeschwindigkeit in m/min,

Wirkungsgrad: $\eta = 0,70 \div 0,90$,

$$\eta = \frac{\text{Schnittarbeit}}{\text{aufgewendete Arbeit}} = \frac{N_e}{N}.$$

Die Vorschubleistung, die der Antriebsriemen oder die Antriebsräder des Vorschubes zu leisten haben, ist

$$N_v = \frac{\text{Vorschubkraft} \times \text{Vorschubgeschwindigkeit}}{75} = \frac{P_v \cdot s'}{75 \cdot 60 \cdot 1000} \text{ PS.}$$

Da $P_v = 0,2 P_g \div 0,45 P_g$ ist, so ist

$$N_v = \frac{0,2 \cdot P_g \cdot s'}{60 \cdot 75 \cdot 1000} \text{ bis } \frac{0,45 \cdot P_g \cdot s'}{60 \cdot 75 \cdot 1000} \text{ PS.}$$

Beispiel 1. Wie groß ist der Arbeitsbedarf der Drehbank im Beispiel auf S. 261, wenn die Schnittgeschwindigkeit $v = 14$ m/min ist?

$$N = \frac{P_g \cdot v}{75 \cdot 60} \cdot \frac{1}{\eta} = \frac{1200 \cdot 14}{75 \cdot 60} \cdot \frac{1}{0,8} \sim 4,7 \text{ PS.}$$

Wie groß ist die Leistung des Vorschubriemens?

Hat die Welle 65 mm Durchmesser, so muß sie bei $v = 14$ m/min $n = \frac{v}{\pi D} = \frac{14}{0,204} \sim 70$ Umläufe machen. Da der Vorschub/Uml. $s = 1,5$ mm ist, so ist die Vorschubgeschwindigkeit $s' = n \cdot s = 70 \cdot 1,5 = 105$ mm/min.

$$\text{Demnach ist } N_v = \frac{0,2 \cdot 1200 \cdot 105}{60 \cdot 75 \cdot 1000} = 0,006 \text{ PS bis}$$

$$N_v = \frac{0,45 \cdot 1200 \cdot 105}{60 \cdot 75 \cdot 1000} \sim 0,013 \text{ PS.}$$

N_v ist sehr gering, so daß die Vorschubleistung keinen merkbaren Einfluß auf den Leistungsbedarf der Maschine hat.

b) Berechnung des Leistungsbedarfs aus Spanquerschnitt und Schnittarbeit für den 1 mm²-Span.

Die Schnittleistung, die ein Span von F_s mm² Querschnitt erfordert, ist

$$N_e = \frac{F_s \cdot k_s \cdot v}{60 \cdot 75} = \frac{F_s \cdot k_{s1} \cdot v_1}{4500 \sqrt[3]{F_s} \sqrt[3]{F_s}}.$$

Setzt man hierin die Schnittleistung für einen Span von 1 mm²

$$N_1 = \frac{k_{s1} \cdot v_1}{4500} \text{ PS/mm}^2,$$

so ist

$$N_e = N_1 \cdot F_s^{1 - \frac{1}{n} - \frac{1}{n}} = N_1 F_s^{\frac{1}{2}} = N_1 \sqrt[2]{F_s},$$

wenn man $\frac{1}{z} = 1 - \frac{1}{m} - \frac{1}{n}$ setzt;

für Stahl 50/60 ist $\frac{1}{z} = 1 - \frac{1}{2,44} - \frac{1}{7,8} = 0,46$

$$z = 2,17$$

$$N_1 = \frac{160 \cdot 35}{4500} = 1,24 \text{ PS.}$$

Der Leistungsbedarf der Maschine ist dabei

$$N = N_e \cdot \frac{1}{\eta} \text{ PS.}$$

Werte für z und N_1 bei Schnellstahl¹.

| Werkstoff | Elektron | Messing | Stahl 50/60 | Chrom- nickel- stahl | Stahlguß | Rotguß |
|--|----------|---------|----------------|----------------------------|----------|--------|
| Wurzelkennziffer z | 9,2 | 4,06 | 2,17 | 3 | 2,05 | 3,3 |
| Schnittleistung N_1 für den 1 mm ² -Span | 2,27 | 1,74 | 1,24 | 1,55 | 1,12 | 1,41 |
| Keilwinkel | 46° | 64° | 65° | 68° | — | — |

Für Hartmetallwerkzeuge gelten die doppelten Werte von N_1 und für Kohlenstoffstähle die halben, mit Ausnahme von Elektron.

Beispiel von S. 257:

$$N = N_e \frac{1}{\eta} = \frac{N_1 \cdot \sqrt[3]{F_s}}{\eta} = \frac{1,24 \cdot \sqrt[3]{10}}{0,8} = 4,5 \text{ PS.}$$

Aus obiger Gleichung läßt sich auch der für eine Drehbank zulässige Spanquerschnitt berechnen.

$$F_s = \left(\frac{N_e}{N_1} \right)^z = \left(\frac{\eta N}{N_1} \right)^z \text{ mm}^2.$$

Beispiel: $N = 5 \text{ PS, } \eta = 0,8, \text{ Stahl } 50/60.$

$$F_s = \left(\frac{0,8 \cdot 5}{1,24} \right)^{2,17} = 12,9 \text{ mm}^2.$$

c) Berechnung des Leistungsbedarfs aus Spanleistung und Leergangsleistungsbedarf.

Der Leistungsbedarf N einer Werkzeugmaschine setzt sich zusammen aus dem Leistungsaufwand N_l im Leergang und der Nutzleistung N_e . Hiernach wäre

$$N = N_l + N_e \text{ PS.}$$

Der Leistungsaufwand N_l im Leergang wird im wesentlichen von der Größe der Maschine, der Anzahl ihrer Vorgelege und deren Umdrehungen abhängen.

Die Nutzleistung N_e hat E. Hartig auf das Gewicht der in 1 h

¹ Kronenberg: Zerspanungslehre S. 168.

abgedrehten Späne bezogen. Leistet die Maschine in 1 h G kg Späne, und ist ε der Leistungsaufwand in PS für 1 kg/h, so ist

$$N_e = \varepsilon G \text{ in PS.}$$

Werte für ε und N_l nach Hartig.

Drehbänke¹: Bei einem mittleren Spanquerschnitt $q = 2,8 \text{ mm}^2$ ist für

| | |
|-------------------------|-----------------------------------|
| Gußeisen | $\varepsilon = 0,069 \text{ PS,}$ |
| weichen Stahl | „ $0,072 \text{ „}$ |
| Stahl | „ $= 0,104 \text{ „}$ |

$N_l = 0,1 \text{ bis } 0,7 \text{ PS.}$

d) Berechnung des Leistungsbedarfs aus dem Stromverbrauch.

Bei elektrischem Antrieb kann aus den Ablesungen am Volt- und Ampere-meter der Leistungsbedarf der Maschine berechnet werden:

$$N = \frac{\text{Volt} \times \text{Amp.}}{736} \quad \eta_m = \frac{E \cdot J}{736} \cdot \eta_m \text{ bei Gleichstrom,}$$

$$N = \frac{E \cdot J}{736} \cos \varphi \cdot \eta_m \text{ bei Wechselstrom,}$$

$$N = \frac{1,73 \cdot E J}{736} \cos \varphi \cdot \eta_m \text{ bei Drehstrom;}$$

Wirkungsgrad des Motors $\eta_m = 0,8 \div 0,85$ bei Drehstrom bei $\frac{1}{4} \div \frac{4}{4}$ Belastung
 $\eta_m = 0,75 \div 0,81$ „ Gleichstrom „ $\frac{1}{4} \div \frac{4}{4}$ „

B. Berechnung der Antriebe.

1. Aufgabe. Es ist der Antrieb einer Drehbank für allgemeine Zwecke zu berechnen. Die kleinste Umlaufzahl sei 10, die größte 360/min. Die Drehbank soll Stufenscheibenantrieb für 8 Geschwindigkeiten erhalten.

a) Rechnerische Lösung. Die Umläufe sollen nach einer geometrischen Reihe abgestuft sein.

1. Geometrische Reihe der Umläufe: $n_1, n_2 = n_1 q, n_3 = n_1 q^2 \dots n_z = n_1 q^{z-1}$, wenn z die Anzahl der Geschwindigkeiten ist.

Nach Aufgabe ist $n_8 = n_1 q^{8-1} = n_1 q^7$
 $360 = 10 q^7$.

Steigerungsziffer der Reihe $q = \sqrt[7]{\frac{360}{10}} = 1,669$.

Reihe der geometrisch abgestuften Umläufe:

| | | | | | | |
|---------------------|---|---|---|---|---|---------------------|
| mit Vor- gelegen | } | $n_1 = 10$ $n_2 = n_1 \cdot q = 10 \cdot 1,669 = 16,7$ $n_3 = n_1 \cdot q^2 = 10 \cdot 1,669^2 = 27,8$ $n_4 = n_1 \cdot q^3 = 10 \cdot 1,669^3 = 46,5$ | : | $n_5 = 10 \cdot 1,669^4 = 77,5$ $n_6 = 10 \cdot 1,669^5 = 129,3$ $n_7 = 10 \cdot 1,669^6 = 215,7$ $n_8 = 10 \cdot 1,669^7 = 360$ | } | ohne Vor- gelege |
|---------------------|---|---|---|---|---|---------------------|

2. Umläufe des Deckenvorgeleges bei gleichen Stufenscheiben:

Nach Abb. 527 ist für Riemenlage I: $\frac{d_1}{d_4} = \frac{n}{n_5} = \frac{n}{n_1 q^4}$

„ IV: $\frac{d_1}{d_4} = \frac{n_8}{n} = \frac{n_1 q^7}{n}$

$$n^2 = n_5 \cdot n_8 = n_1 q^4 \cdot n_1 q^7 = n_1^2 q^{11}$$

$$n = n_1 q^{\frac{11}{2}} = 10 \cdot 1,669^{\frac{11}{2}} = 167$$

Deckenvorgelege $n = 165$.

3. Stufenscheibe: Nach Abb. 527

$$\text{für } I: \frac{d_1}{d_4} = \frac{n}{n_1 q^4} = \frac{n_1 q^{1\frac{1}{2}}}{n_1 q^4} = q^{\frac{3}{2}} = 1,669^{\frac{3}{2}} = 2,15.$$

Da das kleinste Rad mit seiner Nabe in die kleinste Stufe gesteckt werden muß, so sei $d_4 = 100$ mm gewählt. Damit ist $d_1 = 100 \cdot 2,15 = 215$ mm

$$\begin{aligned} \text{für } II \text{ in Abb. 527: } \frac{d_2}{d_3} &= \frac{n}{n_5} = \frac{n_1 q^{-1\frac{1}{2}}}{n_1 q^5} = q^{\frac{1}{2}} = 1,669^{\frac{1}{2}} = 1,29 \\ d_2 &= 1,29 \cdot d_3 \\ d_2 + d_3 &= d_1 + d_4 = 215 + 100 = 315 \\ \frac{d_2}{d_3} &= \frac{177}{138} \end{aligned}$$

Stufendurchmesser 100—138—177—215 mm.

Soll die Stufenscheibe arithmetisch abgestuft werden, d. h. gleichen Sprung zwischen den 3 Stufen erhalten, so ist der

$$\text{Sprung} = \frac{d_1 - d_4}{3} = \frac{215 - 100}{3} = 38 \text{ mm.}$$

Stufendurchmesser $d_4 = 100$, $d_3 = 138$, $d_2 = 176$, $d_1 = 214$ mm.

Die Stufenbreite sei zu 65 mm gewählt.

4. Rädervorgelege: Liegt der Riemen in I , so läuft die Stufenscheibe mit $n_5 = n_1 q^1$ Umläufen und die Arbeitsspindel bei eingerückten Vorgelegen mit n_1 . Die Rädervorgelege haben daher die n_5 Umläufe der Stufenscheibe auf n_1 Umläufe der Drehspindel zu übersetzen.

$$\frac{r_1}{R_1} \cdot \frac{r_2}{R_2} = \frac{n_1}{n_5} = \frac{n_1}{n_1 q^4} = \frac{1}{q^4} = \frac{1}{7,75} = \frac{1}{3} \cdot \frac{1}{2,58}$$

Nach Abb. 527: $r_1 + R_1 = r_2 + R_2 = 156$ mm.

$$\begin{aligned} \text{Aus } \frac{r_1}{R_1} &= \frac{1}{3} \\ \frac{r_1 + R_1}{r_1} &= \frac{156}{78 \text{ mm } \varnothing, R_1} = \frac{234 \text{ mm } \varnothing}{78 \text{ mm } \varnothing} \\ \frac{r_2}{R_2} &= \frac{1}{2,58} \\ \frac{r_2 + R_2}{r_2} &= \frac{156}{87 \text{ mm } \varnothing, R_2} = \frac{225 \text{ mm } \varnothing}{87 \text{ mm } \varnothing} \end{aligned}$$

Teilung der Räder: Der Riemen läuft auf I mit $v_R = \frac{\pi \cdot 0,215 \cdot 77,5}{60} = 0,87$ m/s Geschwindigkeit und soll mit $p_R = 10$ kg/cm belastet werden. Bei 6 cm Riemenbreite ist daher die Durchzugskraft $P_R = 6 \cdot 10 = 60$ kg. (Riemenbelastung 10 :- 15 kg/cm.)

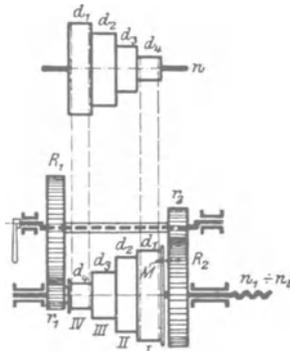


Abb. 527. Stufenscheibenantrieb.

Zahndruck am Rade r_1 bei Riemenlage I :

$$\begin{aligned} P_R \cdot \frac{d_1}{2} \cdot 0,95 &= P r_1, \\ 60 \cdot \frac{215}{2} \cdot 0,95 & \\ P &= \frac{60 \cdot 215}{\frac{78}{2}} = 157 \text{ kg.} \end{aligned}$$

Teilung: $P = c \cdot b \cdot t$, hierin $b = 3,5$ t

$$\begin{aligned} c_0 &= 0,06 K_b \\ c &= c_0 \left(1 - \frac{1}{6} \sqrt{v_r} \right) \end{aligned}$$

Radgeschwindigkeit :

$$v_r = \frac{0,078 \cdot \pi \cdot 77,5}{60} = 0,32 \text{ m/s}$$

für geschmiedeten S.-M.-Stahl ist nach S. 276 unten:

$$c_0 = 0,06 \cdot 1550 = 93$$

$$c = 93 \left(1 - \frac{1}{6} \sqrt[3]{0,32} \right) = 0,9 \cdot 93 \sim 84$$

$$157 = 84 \cdot 3,5 \text{ t}^2$$

$$t = 7,3 \text{ mm}$$

$$m = 3.$$

Die Räder r_1 und R_1 erhalten $m = 3$ und $z_1 = \frac{78}{3} = 26$, $Z_1 = \frac{234}{3} = 78$
Zähne bei 40 mm Breite.

Zahndruck am Rade R_2 :

$$0,95^3 P_R \frac{d_1}{2} \cdot \frac{R_1}{r_1} \cdot \frac{R_2}{r_2} = P \cdot R_2$$

$$P = \frac{60 \cdot \frac{215}{2} \cdot 7,75 \cdot 0,95^3}{\frac{225}{2}} = 380 \text{ kg.}$$

Teilung: $P = c b t$ Hierin $c = c_0 \left(1 - \frac{1}{6} \sqrt[3]{v_r} \right) = 93 \left(1 - \frac{1}{6} \sqrt[3]{0,12} \right) = 88$
 $380 = 88 \cdot 3,5 \text{ t}^2$
 $t = 11,2 \text{ mm}$ Radgeschwindigkeit $v_r = \frac{0,225 \cdot \pi \cdot 10}{60} = 0,12 \text{ m/s.}$
 $m = 4.$

Die Räder r_2 und R_2 erhalten $m = 4$ und $z_2 = \frac{87}{4} = 22$ bei 88 mm \varnothing und
 $Z_2 = \frac{225}{4} = 56$ Zähne bei 224 mm \varnothing und 50 mm Breite.

Abmessungen der Räder.

| Rad | Stichzahl m | Zähne | Breite | Teilkreis \varnothing | Kopfkreis \varnothing | Werk- stoff |
|-------|----------------|-------|--------|----------------------------|----------------------------|----------------------------|
| r_1 | 3 | 26 | 40 | 78 | 84 | S.-M.-Stahl geschmiedet |
| R_1 | 3 | 78 | 40 | 234 | 240 | |
| r_2 | 4 | 22 | 50 | 88 | 96 | |
| R_2 | 4 | 56 | 50 | 224 | 232 | |

Werte für K_b :

| | | |
|-----------------------------|--------------------------|------------------------------|
| Chromnickelstahl | Stahlguß | $K_b = 1030 \text{ kg/cm}^2$ |
| in Öl geh. | Phosphorbronze | = 870 „ |
| Nickelstahl | Rotguß | = 700 „ |
| S.-M.-Stahl geschm. | Gußeisen | = 520 „ |
| Stahlbronze | Rohhaut | = 470 „ |

5. Wirkliche Umläufe der Maschine:

$$n_8 = 165 \cdot \frac{215}{100} = 355 \qquad n_6 = 165 \cdot \frac{138}{177} = 129$$

$$n_7 = 165 \cdot \frac{177}{138} = 212 \qquad n_5 = 165 \cdot \frac{100}{215} = 77$$

$$n_4 = 355 \cdot \frac{26}{78} \cdot \frac{22}{56} = 47 \quad n_2 = 129 \cdot 0,13 = 17$$

$$n_3 = 212 \cdot 0,13 = 28 \quad n_1 = 77 \cdot 0,13 = 10$$

β) *Zeichnerische Lösung:* Umläufe der Maschine:

In Abb. 528 ist $\cos a = \frac{n_1}{n_2} = \frac{n_2}{n_3} = \frac{n_3}{n_4} = \dots$ Nach der geometrischen Reihe ist daher $\cos a = \frac{1}{q} = \frac{1}{1,669} = 0,59917$ und $a \approx 53^\circ 10'$. Trägt man $n_1 = 10$

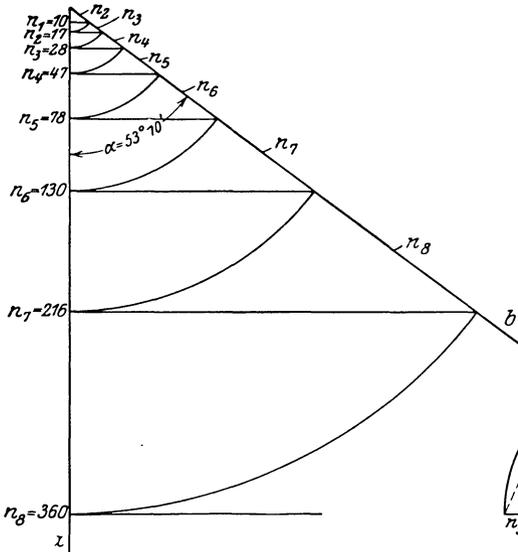


Abb. 528. Zeichnerische Ermittlung der Umläufe der Maschine.

auf a ab und zieht die Waagerechte bis b , so ist die Strecke auf b die Größe n_2 . Überträgt man mit dem Zirkel n_2 nach a und wiederholt das obige Verfahren, so ist in den ähnlichen Dreiecken $\frac{n_1}{n_2} = \frac{n_2}{n_3} = \frac{n_3}{n_4} = \frac{n_4}{n_5} = \dots = \frac{n_7}{n_8}$. Die Zeichnung ergibt die eingetragenen Drehzahlen der Maschine, die geometrisch abgestuft sind.

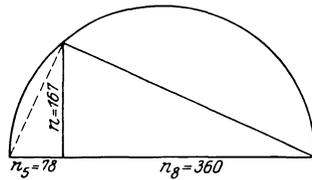


Abb. 529. Zeichnerische Ermittlung der Umläufe des Deckenvorgeleges.

Drehzahl des Deckenvorgeleges: Nach S. 274 unter 2 war $n^2 = n_5 \cdot n_8$. Dieser Ausdruck ist in Abb. 529 gezeichnet und ergibt als mittlere Proportionale $n = 167$.

Stufenscheibe: In Abb. 530 ist gezeichnet:

$$\frac{d_1}{d_4} = \frac{n}{n_5} = \frac{167}{78}$$

$$\frac{d_2}{d_3} = \frac{n}{n_6} = \frac{167}{130}$$

$$\frac{d_3}{d_2} = \frac{n}{n_7} = \frac{167}{216}$$

$$\frac{d_4}{d_1} = \frac{n}{n_8} = \frac{167}{360}$$

Mit $d_4 = 100$ mm ermittelt man die Durchmesser der Stufenscheibe zu $d_1 = 220$ mm, $d_2 = 180$, $d_3 = 140$, $d_4 = 100$ mm.

Rädervorgelege: $\frac{r_1}{R_1} \cdot \frac{r_2}{R_2} = \frac{10}{78}$. Zur zeichnerischen Ermittlung denkt man

sich das doppelte Vorgelege durch ein einfaches $\frac{r}{R}$ ersetzt. Es ist dann

$$\frac{r_1}{R_1} \cdot \frac{r_2}{R_2} = \frac{r}{R} = \frac{A \cdot r}{R \cdot A} \quad \text{oder} \quad \frac{r_1}{R_1} = \frac{A}{R} \quad \text{und} \quad \frac{r_2}{R_2} = \frac{r}{A}$$

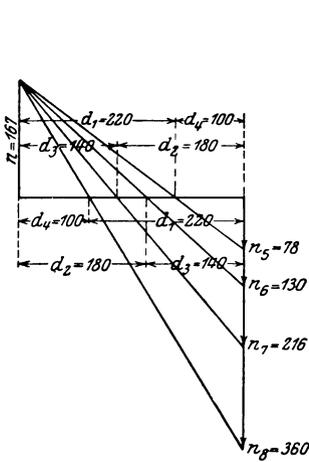


Abb. 530. Zeichnerische Ermittlung der Stufenscheibe.

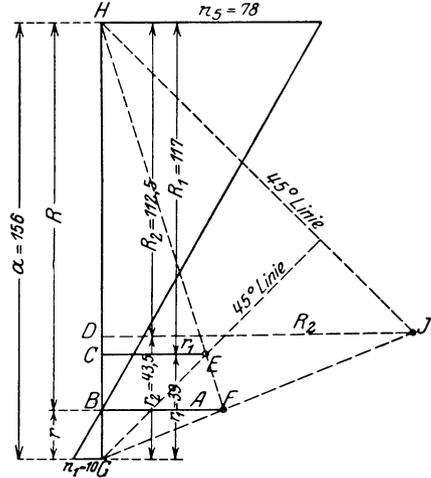


Abb. 531. Zeichnerische Ermittlung der Rädervorgelege.

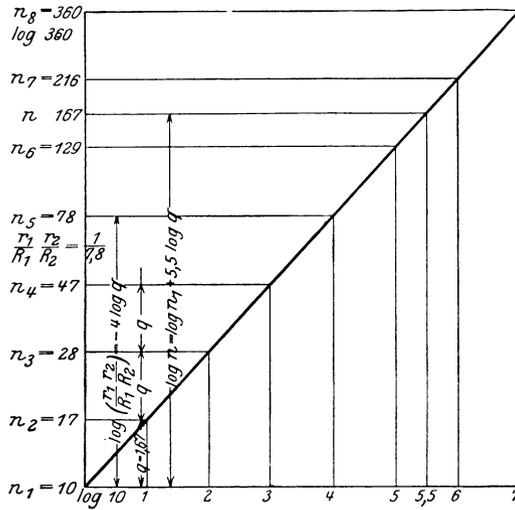


Abb. 532. Logarithmische Rechentafel.

In Abb. 531 ist der Achsenabstand $a = 156 \text{ mm}$ in $\frac{r}{R} = \frac{10}{78}$ zerlegt, in B die Waagerechte und in G und H die 45°-Linien gezogen.

$GC = r_1 = 39$ mm aufgetragen, ergibt $CH = R_1 = 117$ mm. Zieht man durch E Linie HF und durch F Linie GJ , so ist $DJ = HD = R_2 = 112,5$ mm und $GD = r_2 = 43,5$ mm. Denn im

$$\triangle ECH \text{ und } \triangle FBH \text{ ist } \frac{r_1}{R_1} = \frac{A}{R} \text{ und}$$

$$\text{im } \triangle JDG \text{ und } \triangle FBG \text{ ist } \frac{R_2}{r_2} = \frac{A}{r}.$$

Einfacher gestaltet sich die logarithmische Lösung vorstehender Aufgabe:

1. In der Drehzahlenreihe war: $n_8 = n_1 q^7$

$$\frac{\log n_8 - \log n_1}{7} = \log q.$$

Trägt man in Abb. 532 auf der senkrechten Achse $\log n_8 - \log n_1$ auf und teilt die Strecke in 7 gleiche Teile, so ist jede Teilstrecke $= \log q$ und $q = 1,67$.

Da $n_2 = n_1 q$ und $n_3 = n_1 q^2$ ist, so ist $\log n_2 = \log n_1 + \log q$ und $\log n_3 = \log n_1 + 2 \log q$.

Die einzelnen Teilstrecken geben daher auch die $\log n_2, \log n_3$ an und somit die Drehzahlenreihe n_1 bis n_8 .

2. Drehzahl des Deckenvorgeleges:

$$n^2 = n_1 q^4 \cdot n_1 q^7 = n_1^2 q^{11}$$

$$n = n_1 q^{-\frac{1}{2}}$$

$$\log n = \log n_1 + \frac{11}{2} \cdot \log q = \log n_1 + 5,5 \log q \text{ (Abb. 532).}$$

3. Übersetzung der Rädervorgelege

$$\frac{r_1}{R_1} \cdot \frac{r_2}{R_2} = \frac{n_1}{n_1 q^4} = \frac{1}{q^4}$$

$$\log \left(\frac{r_1}{R_1} \cdot \frac{r_2}{R_2} \right) = -4 \log q$$

$$\frac{r_1}{R_1} \cdot \frac{r_2}{R_2} = \frac{1}{7,8}$$

Setzt man $\frac{r_1}{R_1} = \frac{r_2}{R_2}$, so ist $\log \left(\frac{r_1}{R_1} \right) = -2 \log q$

$$\frac{r_1}{R_1} = \frac{r_2}{R_2} = \frac{1}{2,8}$$

Berechnung des Antriebes mit einem Deckenvorgelege für $2n$ nach Abb. 38 u. 39.

a) Die Bank soll für das Drehen mit Kohlenstoffstahl und Schnellstahl oder für das Drehen mit Schnellstahl und Hartmetallwerkzeugen eingerichtet sein.

Der Stufenscheibenantrieb in Abb. 38 und 39 ist für den ersten Fall eingerichtet. Die Drehzahl des Deckenvorgeleges für das Drehen mit Kohlenstoffstahl ist $n = 150$ und für das Schnelldrehen $n = 250$. Der Antrieb gewährt demnach zwei nebeneinanderliegende Reihen von Umläufen.

b) Der Antrieb soll eine geschlossene geometrische Reihe bilden mit n_1 bis n_{16} , z. B. für das Drehen mit Schnellstahl.

Unterteilung der Reihe.

| Drehzahl des Deckenvorgeleges | Drehzahl der Maschine | | | | | | | |
|-------------------------------|-----------------------|----------|----------|----------|----------------------|-------|-------|-------|
| | Stufe ohne Vorgelege | | | | Stufe mit Vorgelegen | | | |
| | I | II | III | IV | I | II | III | IV |
| n_I (niedrige) | n_{15} | n_{13} | n_{11} | n_9 | n_7 | n_5 | n_3 | n_1 |
| n_{II} (hohe) | n_{16} | n_{14} | n_{12} | n_{10} | n_8 | n_6 | n_4 | n_2 |

Die höhere Drehzahl n_{II} des Deckenvorgeleges berechnet man nach Abb. 34 und 35 wie folgt:

Für Riemenlage I: $\frac{d_1}{d_4} = \frac{n_{II}}{n_{16}}$

„ „ IV: $\frac{d_1}{d_4} = \frac{n_{10}}{n_{II}}$

$$n_{II} = \sqrt[2]{n_{10} \cdot n_{16}} = \sqrt[2]{n_1 q^9 \cdot n_1 q^{15}} = \sqrt[2]{n_1^2 q^{24}} = n_1 q^{12},$$

z. B. $n_1 = 15$, $q = 1,25$, $n_{II} = 15 \cdot 1,25^{12} = 218$.

Die kleinere Drehzahl n_I des Deckenvorgeleges:

I: $\frac{d_1}{d_4} = \frac{n_I}{n_{15}}$

IV: $\frac{d_1}{d_4} = \frac{n_9}{n_I}$

$$n_I = \sqrt[2]{n_9 \cdot n_{15}} = \sqrt[2]{n_1 q^8 \cdot n_1 q^{14}} = n_1 q^{11} = 15 \cdot 1,25^{11} = 174.$$

Demnach ist $n_{II} = n_I q$, was ja vorauszusehen war. Stufenscheiben und Räder- vorgelege berechnet man wie vorhin entweder für n_I oder n_{II} .

2. Aufgabe. Es soll ein Stufenrädergetriebe für 6 Geschwindigkeiten berechnet werden. Die kleinste Umlaufzahl sei 30, die größte 390. Die Drehbank soll Späne von 5 mm² Querschnitt bei Stahl von 50/60 kg/mm² Festigkeit nehmen.

Lösung: 1. Leistungsbedarf der Maschine:

Schnittdruck $P_g = F_s k_s = F_s \cdot \frac{k_{s1}}{\sqrt[2]{F_s}} = 5 \cdot \frac{160}{\sqrt[2]{5}} = 650 \text{ kg.}$

Schnittgeschwindigkeit $v = \frac{v_1}{\sqrt[2]{F_s}} = \frac{35}{\sqrt[2]{5}} = 18 \text{ m/min.}$

Leistungsbedarf $N = \frac{1}{\eta} N_1 \sqrt[2]{F_s} = \frac{1}{0,75} \cdot 1,24 \sqrt[2]{5} \sim 3,5 \text{ PS.}$

2. Riemscheibe und Riemen: Die Einscheibe E soll für den Leistungsbedarf von 3,5 PS 300 Umläufe machen und 250 mm \varnothing erhalten.

$$\text{Riemengeschwindigkeit } v_R = \frac{\pi \cdot 0,25 \cdot 300}{60} = 4 \text{ m/s.}$$

$$\text{Riemenleistung } N = \frac{P_R \cdot v_R}{75} \text{ und}$$

$$\text{Durchzugskraft } P_R = \frac{75 \cdot N}{v_R} = \frac{75 \cdot 3,5}{4} \sim 66 \text{ kg.}$$

$$\text{Riemenbreite } b = \frac{P_R}{12} = \frac{66}{12} \sim 60 \text{ mm.}$$

Abmessungen der Riemscheibe: 250 mm \varnothing , 70 mm Breite, 300 Umläufe. 60 mm Breite des Riemens.

3. Geometrisch abgestufte Umläufe der Maschine:

$$n_1 = 30, n_6 = 390.$$

$$\text{Geometrische Reihe: } n_1, n_2 = n_1 q, n_3 = n_1 q^2 \dots n_6 = n_1 q^5.$$

$$\text{Steigerungsziffer der Reihe: } q = \sqrt[5]{\frac{n_6}{n_1}} = \sqrt[5]{\frac{390}{30}} = 1,67.$$

$$\text{mit Vor-} \left\{ \begin{array}{l} n_1 = 30 \\ n_2 = 30 \cdot 1,67 = 50,1 \\ n_3 = 30 \cdot 1,67^2 = 83,7 \end{array} \right. \quad \left. \begin{array}{l} n_4 = 30 \cdot 1,67^3 = 139,7 \\ n_5 = 30 \cdot 1,67^4 = 233,4 \\ n_6 = 30 \cdot 1,67^5 = 390 \end{array} \right\} \text{ ohne Vor-} \text{gelege}$$

4. Räderpaare: Das Stufenrädergetriebe soll die Anordnung in Abb. 533 erhalten. Da die Räder R_3, R_3' gleich sind, so macht die Welle II mit

$$\frac{r_1}{R_1} n_6 = 390, \text{ mit } \frac{r_2}{R_2} n_5 = 233,4 \text{ und mit } \frac{r_3}{R_3} n_4 = 139,7 \text{ Umläufe.}$$

Danach sind die Übersetzungen:

$$\frac{r_1}{R_1} = \frac{390}{300} = \frac{13}{10}, \quad \frac{r_2}{R_2} = \frac{233}{300} = \frac{7}{9}, \quad \frac{r_3}{R_3} = \frac{140}{300} = \frac{7}{15}.$$

Wegen des gleichen Achsenabstandes ist in Abb. 533.

$$r_1 + R_1 = r_2 + R_2 = r_3 + R_3 = \frac{195}{2} = 97,5 \text{ mm.}$$

Durchmesser der Räder:

$$a) \quad r_1 + R_1 = \frac{195}{2}$$

$$\frac{r_1}{R_1} = \frac{13}{10}$$

$$\underline{R_1 = 84 \text{ mm } \varnothing, r_1 = 111 \text{ mm } \varnothing.}$$

$$b) \quad r_2 + R_2 = \frac{195}{2}$$

$$\frac{r_2}{R_2} = \frac{7}{9}$$

$$\underline{R_2 = 110 \text{ mm } \varnothing, r_2 = 85 \text{ mm } \varnothing.}$$

$$c) \quad r_3 + R_3 = \frac{195}{2}$$

$$\frac{r_3}{R_3} = \frac{7}{15}$$

$$\underline{R_3 = 132 \text{ mm } \varnothing, r_3 = 63 \text{ mm } \varnothing.}$$

Übersetzung des Räderpaares $\frac{r_4}{R_4}$:

Mit den Räderpaaren $\frac{r_3}{R_3} \frac{r_4}{R_4}$ werden die 300 Umläufe von E auf 30 Umläufe der Welle III übersetzt,

$$\frac{r_3}{R_3} \cdot \frac{r_4}{R_4} = \frac{30}{300} = \frac{1}{10}$$

hierin

$$\frac{r_3}{R_3} = \frac{7}{15}$$

$$\frac{r_4}{R_4} = \frac{15}{70} = \frac{3}{14}$$

$$\underline{\frac{R_3 + R_3' = r_4 + R_4 = 132}{R_4 = 218 \text{ mm } \varnothing; r_4 = 46 \text{ mm } \varnothing.}}$$

Teilung der Räder r_1 bis R_4 .

Das kleinste Rad r_3 bekommt den größten Zahndruck.

$$P \cdot r_3 = P_R \cdot \frac{25}{2} \cdot 0,95,$$

$$P \frac{6,3}{2} = 66 \cdot \frac{25}{2} \cdot 0,95.$$

$$P \sim 250 \text{ kg,}$$

$$P = c b t,$$

$$c = c_0 \left(1 - \frac{1}{6} \sqrt{v_r} \right)$$

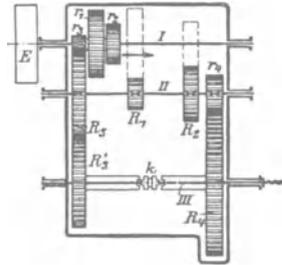


Abb. 533. Einscheibenantrieb mit Stufenrädergetriebe.

$$\text{Radgeschwindigkeit } v_r = \frac{0,063 \pi \cdot 300}{60} \sim 1 \text{ m/s}$$

$$c_0 = 0,06 \cdot 3120 = 187 \text{ bei Ni.-Stahl}$$

$$c = 187 \cdot \frac{5}{6} = 165$$

$$250 = 165 \cdot 3 \text{ } t^2$$

$$t = 7,1 \text{ mm}$$

$$m = 3; t = 9,43 \text{ mm.}$$

Die Räder r_1 bis R_3' erhalten die Stizhzahl $m = 3$.

$$\text{Zähnezahlen } z_1 = \frac{111}{3} = 37$$

$$Z_1 = \frac{84}{3} = 28$$

$$z_3 = \frac{63}{3} = 21$$

$$Z_3 = \frac{132}{3} = 44$$

$$z_2 = \frac{85}{3} = 28 \text{ bei } 84 \text{ mm } \emptyset$$

$$Z_2 = \frac{110}{3} = 37 \text{ „ } 111 \text{ „ } \emptyset$$

$$Z'_3 = Z_3 = 44.$$

Teilung von r_4 und R_4

Zahndruck an R_4 :

$$P \cdot R_4 = P_R \cdot \frac{25}{2} \cdot \frac{15}{7} \cdot \frac{14}{3} \cdot 0,86$$

(0,86 = 0,95³ für 2 Wellen und 1 Räderpaar),

$$P \cdot \frac{21,8}{2} = 66 \cdot \frac{25}{2} \cdot \frac{15}{7} \cdot \frac{14}{3} \cdot 0,86$$

$$P \sim 650 \text{ kg.}$$

$$P = c \cdot 4 \text{ } t^2$$

$$c_0 = c \left(1 - \frac{1}{6} \sqrt{v_r} \right)$$

$$\text{Radgeschwindigkeit } v_r = \frac{0,218 \pi \cdot 30}{60} = 0,34 \text{ m/s}$$

$$c = 187 \left(1 - \frac{1}{6} \sqrt{0,34} \right) = 168 \text{ bei Ni.-Stahl}$$

$$650 = 168 \cdot 4 \text{ } t^2$$

$$t = 9,8 \text{ mm}$$

$$m = 4 \text{ und } t = 12,57 \text{ mm}$$

$$z_4 = \frac{46}{4} = 12 \text{ bei } 48 \text{ mm } \emptyset$$

$$Z_4 = \frac{218}{4} = 54 \text{ bei } \frac{216}{264} \text{ mm } \emptyset$$

5. Wirkliche Umläufe der Maschine:

$$n_6 = 300 \cdot \frac{37}{28} = 396 \quad n_3 = 396 \cdot \frac{12}{54} = 88$$

$$n_5 = 300 \cdot \frac{28}{37} = 227 \quad n_2 = 227 \cdot \frac{12}{54} = 50$$

$$n_4 = 300 \cdot \frac{21}{44} = 143 \quad n_1 = 143 \cdot \frac{12}{54} = 32.$$

Räderabmessungen:

| Rad | Stichzahl m | Zähne | Teilkreis \varnothing mm | Kopfkreis \varnothing mm | Breite mm | Werkstoff | Bemerkungen |
|--------|---------------|-------|----------------------------|----------------------------|-----------|-----------|-------------|
| r_1 | 3 | 37 | 111 | 117 | 30 | Ni.-Stahl | |
| R_1 | 3 | 28 | 84 | 90 | 30 | „ | |
| r_2 | 3 | 28 | 84 | 90 | 30 | „ | |
| R_2 | 3 | 37 | 111 | 117 | 30 | „ | |
| r_3 | 3 | 21 | 63 | 69 | 30 | „ | |
| R_3 | 3 | 44 | 132 | 138 | 30 | „ | |
| R_3' | 3 | 44 | 132 | 138 | 30 | „ | |
| r_4 | 4 | 12 | 48 | 56 | 50 | „ | |
| R_4 | 4 | 54 | 216 | 224 | 50 | „ | Ritzel |

Wirkliche Umläufe: 32—50 —88 —143 —227 —396

Theoretische „ 30—50,1—83,7—139,7—233,4—390

Die zeichnerische Lösung ist die gleiche wie bei dem Stufenscheibenantrieb.

C. Berechnung der Geschwindigkeiten, Vorschübe und Leistung einer Werkzeugmaschine.

Aufgabe. Die in Abb. 534 u. 535 dargestellte Drehbank soll auf ihre Geschwindigkeiten und Spanleistung untersucht werden.

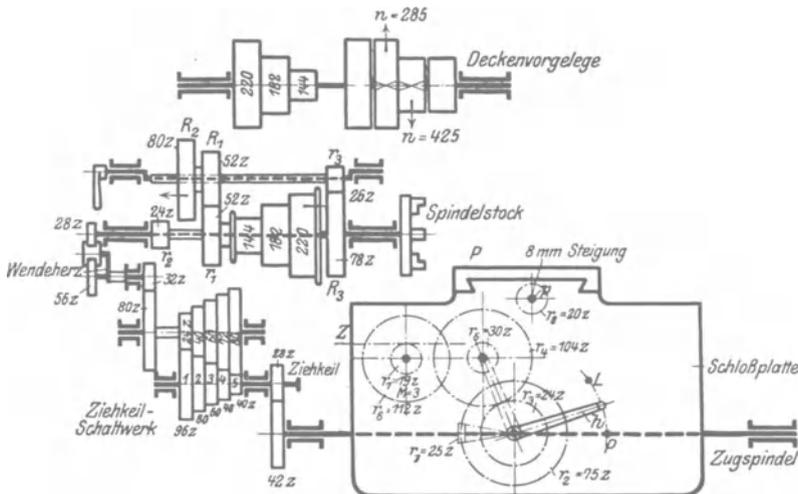


Abb. 534 u. 535. Haupt- und Schaltgetriebe der Drehbank.

- Umläufe der Maschine bei 285 und 425 Umläufen des Deckenvorgeleges:
 Deckenvorgelege $n = 285$ $n = 425$.

a) Ohne Vorgelege.

$$\begin{array}{l}
 \text{Scheibe I mit 144 mm } \varnothing: n_1 = \frac{220}{144} \cdot 285 = 435 \text{ Uml./min} \quad \left| \quad n_1' = \frac{220}{144} \cdot 425 = 650 \text{ Uml./min} \right. \\
 \text{,, II mit 182 ,, } \varnothing: n_2 = \frac{182}{182} \cdot 285 = 285 \text{ Uml./min} \quad \left| \quad n_2' = \frac{182}{182} \cdot 425 = 425 \text{ Uml./min} \right. \\
 \text{,, III mit 220 ,, } \varnothing: n_3 = \frac{144}{220} \cdot 285 = 186,5 \text{ Uml./min} \quad \left| \quad n_3' = \frac{144}{220} \cdot 425 = 278 \text{ Uml./min} \right.
 \end{array}$$

$$\text{b) Mit den Vorgelegen } \frac{r_1}{R_1} \cdot \frac{r_3}{R_3} = \frac{52}{52} \cdot \frac{26}{78} = \frac{1}{3}.$$

$$\begin{array}{l}
 \text{Scheibe I: } n_4 = 435 \cdot \frac{1}{3} = 145 \text{ Uml./min} \quad \left| \quad n_4' = 650 \cdot \frac{1}{3} = 216,7 \text{ Uml./min} \right. \\
 \text{,, II: } n_5 = 285 \cdot \frac{1}{3} = 95 \text{ Uml./min} \quad \left| \quad n_5' = 425 \cdot \frac{1}{3} = 141,7 \text{ Uml./min} \right. \\
 \text{,, III: } n_6 = 186,5 \cdot \frac{1}{3} = 62,2 \text{ Uml./min} \quad \left| \quad n_6' = 278 \cdot \frac{1}{3} = 92,7 \text{ Uml./min} \right.
 \end{array}$$

$$\text{c) Mit den Vorgelegen } \frac{r_2}{R_2} \cdot \frac{r_3}{R_3} = \frac{24}{80} \cdot \frac{26}{78} = \frac{1}{10}$$

$$\begin{array}{l}
 \text{Scheibe I: } n_7 = 435 \cdot \frac{1}{10} = 43,5 \text{ Uml./min} \quad \left| \quad n_7' = 650 \cdot \frac{1}{10} = 65 \text{ Uml./min} \right. \\
 \text{,, II: } n_8 = 285 \cdot \frac{1}{10} = 28,5 \text{ Uml./min} \quad \left| \quad n_8' = 425 \cdot \frac{1}{10} = 42,5 \text{ Uml./min} \right. \\
 \text{,, III: } n_9 = 186,5 \cdot \frac{1}{10} = 18,7 \text{ Uml./min} \quad \left| \quad n_9' = 278 \cdot \frac{1}{10} = 27,8 \text{ Uml./min} \right.
 \end{array}$$

Diese „Drehzahlentreppe“ wird zweckmäßig an der Maschine mit dem Drehzahlzähler nachgeprüft, um einen Überblick über den Riemenschlupf zu bekommen. An die Stelle der errechneten Drehzahlen treten die wirklichen. Die wirkliche Drehzahlenreihe sei:

$$\begin{array}{ccc}
 430 & 282 & 185 \\
 142 & 93 & 60 \\
 42 & 27,5 & 18
 \end{array}$$

2. Einheitsvorschübe der Maschine:

a) beim Langdrehen:

$$\begin{array}{l}
 \text{Ziehkeil auf 1: } s_1 = \frac{28}{56} \cdot \frac{32}{80} \cdot \frac{24}{96} \cdot \frac{28}{42} \cdot \frac{25}{75} \cdot \frac{24}{104} \cdot \frac{30}{112} \cdot \pi \cdot 57 = 0,12 \text{ mm} \\
 \text{,, ,, 2: } s_2 = \text{,, ,, } \frac{40}{80} \text{ ,, ,, ,, ,, ,, ,, } = 0,25 \text{ ,,} \\
 \text{,, ,, 3: } s_3 = \text{,, ,, } \frac{60}{60} \text{ ,, ,, ,, ,, ,, ,, } = 0,49 \text{ ,,} \\
 \text{,, ,, 4: } s_4 = \text{,, ,, } \frac{72}{48} \text{ ,, ,, ,, ,, ,, ,, } = 0,74 \text{ ,,} \\
 \text{,, ,, 5: } s_5 = \text{,, ,, } \frac{80}{40} \text{ ,, ,, ,, ,, ,, ,, } = 0,98 \text{ ,,}
 \end{array}$$

b) beim Plandrehen: die Planspindel hat 8 mm Steigung.

$$\begin{array}{l}
 \text{Ziehkeil auf 1: } s_1 = \frac{28}{56} \cdot \frac{32}{80} \cdot \frac{24}{96} \cdot \frac{28}{42} \cdot \frac{25}{75} \cdot \frac{24}{20} \cdot 8 = 0,11 \text{ mm} \\
 \text{,, ,, 2: } s_2 = \text{,, ,, } \frac{40}{80} \text{ ,, ,, ,, ,, } = 0,21 \text{ ,,} \\
 \text{,, ,, 3: } s_3 = \text{,, ,, } \frac{60}{60} \text{ ,, ,, ,, ,, } = 0,43 \text{ ,,} \\
 \text{,, ,, 4: } s_4 = \text{,, ,, } \frac{72}{48} \text{ ,, ,, ,, ,, } = 0,64 \text{ ,,} \\
 \text{,, ,, 5: } s_5 = \text{,, ,, } \frac{80}{40} \text{ ,, ,, ,, ,, } = 0,85 \text{ ,,}
 \end{array}$$

Auch die Vorschübe können an der Maschine nachgeprüft werden (S. 7).

3. Leistungsbedarf der Bank in den verschiedenen Riemenlagen:

Riemenlage I: $N = \frac{P_R v_R}{75} = \frac{75 \cdot 3,24}{75} = 3,24$ PS, wenn die Riemengeschwindigkeit $v_R = \frac{0,144 \cdot \pi \cdot 430}{60} = 3,24$ m/s und die Zugkraft des Riemens

$P_R = b \cdot p = 6 \cdot 12,5 = 75$ kg bei $p_R = 12,5$ kg/cm ist.

$$\text{Riemenlage II: } v_R = \frac{0,182 \cdot \pi \cdot 282}{60} = 2,69 \text{ m/s}$$

$$N = \frac{75 \cdot 2,69}{75} = 2,69 \text{ PS}$$

$$\text{Riemenlage III: } v_R = \frac{0,220 \cdot \pi \cdot 185}{60} = 2,13 \text{ m/s}$$

$$N = \frac{75 \cdot 2,13}{75} = 2,13 \text{ PS}$$

4. Verfügbare Schnittleistung N_e an der Schneide:

$$N_e = N \eta$$

ohne Vorgelege: $\eta = 0,9$

mit Vorgelegen 1: 3: $\eta = 0,8$

mit Vorgelegen 1: 10: $\eta = 0,75$.

a) ohne Vorgelege:

$$\text{Stufe I: } N_e = 3,24 \cdot 0,9 = 2,92 \text{ PS}$$

$$\text{„ II: } N_e = 2,69 \cdot 0,9 = 2,42 \text{ „}$$

$$\text{„ III: } N_e = 2,13 \cdot 0,9 = 1,92 \text{ „}$$

b) mit Vorgelegen 1: 3:

$$\text{Stufe I: } v_R = \frac{0,144 \cdot \pi \cdot 142 \cdot 3}{60} = 3,20 \text{ m/s}$$

$$N_e = \frac{75 \cdot 3,20}{75} \cdot 0,8 = 2,56 \text{ PS}$$

$$\text{Stufe II: } v_R = \frac{0,182 \cdot \pi \cdot 93 \cdot 3}{60} = 2,66 \text{ m/s}$$

$$N_e = \frac{75 \cdot 2,66}{75} \cdot 0,8 = 2,13 \text{ PS}$$

$$\text{Stufe III: } v_R = \frac{0,220 \cdot \pi \cdot 60 \cdot 3}{60} = 2,07 \text{ m/s}$$

$$N_e = \frac{75 \cdot 2,07}{75} \cdot 0,8 = 1,66 \text{ PS.}$$

c) mit Vorgelegen 1: 10

$$\text{Stufe I: } v_R = \frac{0,144 \cdot \pi \cdot 42 \cdot 10}{60} = 3,16 \text{ m/s}$$

$$N_e = \frac{75 \cdot 3,16}{75} \cdot 0,75 = 2,37 \text{ PS}$$

$$\text{Stufe II: } v_R = \frac{0,182 \cdot \pi \cdot 27,5 \cdot 10}{60} = 2,62 \text{ m/s}$$

$$N_e = \frac{75 \cdot 2,62}{75} \cdot 0,75 = 1,97 \text{ PS}$$

$$\text{Stufe III: } v_R = \frac{0,220 \cdot \pi \cdot 18 \cdot 10}{60} = 2,07 \text{ m/s}$$

$$N_e = \frac{75 \cdot 2,07}{75} \cdot 0,75 = 1,55 \text{ PS.}$$

5. Zulässige Spanquerschnitte: Bei S.-M.-Stahl von 50/60 kg/mm² Festigkeit ist nach S. 273 $F_s = \left(\frac{N_e}{N_1}\right)^2 = \left(\frac{N_e}{1,24}\right)^{2,17}$ und die zulässige Schnittgeschwindigkeit nach S. 257 $v = \frac{35}{2,44\sqrt[4]{F_s}}$.

ohne Vorgelege: Stufe I: Spanquerschnitt $F_s = \left(\frac{2,92}{1,24}\right)^{2,17} = 6,4 \text{ mm}^2$,

$$\text{Schnittgeschwindigkeit } v = \frac{35}{2,44\sqrt[4]{6,4}} = 16,3 \text{ m/min}$$

Stufe II: Spanquerschnitt $F_s = \left(\frac{2,42}{1,24}\right)^{2,17} = 4,3 \text{ mm}^2$,

$$\text{Schnittgeschwindigkeit } v = \frac{35}{2,44\sqrt[4]{4,3}} = 19,2 \text{ m/min}$$

Stufe III: Spanquerschnitt $F_s = \left(\frac{1,92}{1,24}\right)^{2,17} = 2,6 \text{ mm}^2$,

$$\text{Schnittgeschwindigkeit } v = \frac{35}{2,44\sqrt[4]{2,6}} = 23,7 \text{ m/min}$$

mit Vorgelegen 1:3: Stufe I: Spanquerschnitt $F_s = \left(\frac{2,56}{1,24}\right)^{2,17} = 4,9 \text{ mm}^2$,

$$\text{Schnittgeschwindigkeit } v = \frac{35}{2,44\sqrt[4]{4,9}} = 18,4 \text{ m/min}$$

Stufe II: Spanquerschnitt $F_s = \left(\frac{2,13}{1,24}\right)^{2,17} = 3,3 \text{ mm}^2$,

$$\text{Schnittgeschwindigkeit } v = \frac{35}{2,44\sqrt[4]{3,3}} = 21,5 \text{ m/min}$$

Stufe III: Spanquerschnitt $F_s = \left(\frac{1,66}{1,24}\right)^{2,17} = 1,9 \text{ mm}^2$,

$$\text{Schnittgeschwindigkeit } v = \frac{35}{2,44\sqrt[4]{1,9}} = 27 \text{ m/min}$$

mit Vorgelegen 1:10: Stufe I: Spanquerschnitt $F_s = \left(\frac{2,37}{1,24}\right)^{2,17} = 4,1 \text{ mm}^2$,

$$\text{Schnittgeschwindigkeit } v = \frac{35}{2,44\sqrt[4]{4,1}} = 20 \text{ m/min}$$

Stufe II: Spanquerschnitt $F_s = \left(\frac{1,97}{1,24}\right)^{2,17} = 2,7 \text{ mm}^2$,

$$\text{Schnittgeschwindigkeit } v = \frac{35}{2,44\sqrt[4]{2,7}} = 23,3 \text{ m/min}$$

Stufe III: Spanquerschnitt $F_s = \left(\frac{1,55}{1,24}\right)^{2,17} = 1,6 \text{ mm}^2$,

$$\text{Schnittgeschwindigkeit } v = \frac{35}{2,44\sqrt[4]{1,6}} = 29 \text{ m/min}$$

Die rechnerisch ermittelten Spanquerschnitte prüft man durch Versuche nach, indem man die Maschine immer stärker belastet, bis sie nicht mehr durchzieht, d. h. ihre Drehzahl nicht mehr hält. Der vorletzte Span ist dann die Höchstbelastung. Liegt dieser stärkste Spanquerschnitt etwa 30 vH. über dem errechneten, so kann man für den Dauerbetrieb die Spanquerschnitte um etwa 10 vH. erhöhen.

6. Drehdurchmesser: Wie bereits auf S. 9 gezeigt, berechnet man die Drehdurchmesser D aus $v = \pi D \cdot n$. Die errechneten Werte sind für den langsamen Lauf des Deckenvorgeleges in der Tafel zusammengestellt.

In Wirklichkeit wird man alle Spanquerschnitte nicht ausnutzen können, da die schwachen Werkstücke den Schnittdruck nicht aushalten.

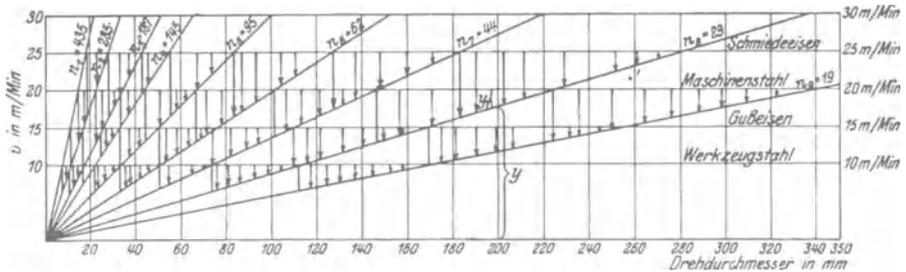


Abb. 536. Rechentafel.

Eine vorzügliche Übersicht über die Geschwindigkeitsverhältnisse gewährt die Rechentafel in Abb. 536. Sie ist entwickelt aus $v = \pi D n$ oder $\frac{v}{D} = \pi \cdot n$ mit n_1 bis n_9 (S. 16). Aus dem Schaubild ergibt sich, daß bei $v = 10$ m/min für Drehdurchmesser von 170 bis etwa 110 mm die Umlaufzahl 19 in Frage kommt, bei $v = 20$ m/min kommt für Durchmesser von 225 bis 145 mm die Umlaufzahl $n_8 = 29$ in Betracht. Soll ein Drehdurchmesser von 200 mm bei $v = 20$ m/min

Zahlentafel der Drehdurchmesser und Spanquerschnitte für Maschinenstahl $K_2 = 50 \div 60$ kg/mm².

| Stufe | Vor-gelege | Decken-vorgelege | Drehdurchmesser D und Spanquerschnitte F_s Maschinenstahl $v = 15$ m/min | |
|-------|---|------------------|--|--------------------------|
| | | | D in mm | F_s in mm ² |
| I | — | langsam | 11 | 7 |
| II | — | .. | 17 | 5,6 |
| III | — | .. | 26 | 4,3 |
| I | $\frac{r_1}{R_1} \cdot \frac{r_3}{R_3}$ | .. | 33 | 6,5 |
| II | | .. | 52 | 5,2 |
| III | | .. | 78 | 4 |
| I | $\frac{r_2}{R_2} \cdot \frac{r_3}{R_3}$ | .. | 114 | 5,9 |
| II | | .. | 174 | 4,8 |
| III | | .. | 265 | 3,7 |

bearbeitet werden, so ist nach Abb. 536 $n_8 = 29$ zu nehmen. Die wirkliche Schnittgeschwindigkeit ist dabei etwa $y = 18$ m/min, der Verlust also $y_1 = 2$ m/min (s. Band II).