

Steuerung für veränderliche Füllung.

267. Bevor auf die Steuerung der Hauptaufgabe eingegangen wird, welche wegen der Kleinheit der Füllung bei normaler Leistung einige Schwierigkeiten macht, soll noch eine Steuerung für veränderliche Füllung mit mittelgroßer Füllung bei normaler Leistung besprochen werden, wie sie am Hochdruckzylinder von Verbundmaschinen vorkommt.

Der Zylinder, der als Hochdruckzylinder einer Verbundmaschine gedacht ist, möge gemäß Art. 231 die gleichen Abmessungen bei gleicher Tourenzahl haben wie derjenige der berechneten Einzylindermaschine. Eine Verbundmaschine mit einem so großen Hochdruckzylinder wird natürlich erheblich leistungsfähiger sein wie die Einzylindermaschine, und mit einem Niederdruckzylinder, dessen Hubvolumen das 2,6fache desjenigen des Hochdruckzylinders beträgt, nahezu das 2,5fache leisten, wenn man noch mit dem Admissionsdruck so weit heraufgeht, daß die Triebwerkskräfte im Hochdruckzylinder gleich denen der Einzylindermaschine werden. Die Vergleichsaufgabe mit dem gleich großen Zylinder ist aber deshalb besonders lehrreich, weil sich nachher zeigen wird, daß die Einlaßreguliersteuerung der in der Leistung viel kleineren Einzylindermaschine trotz der zugelassenen größeren Drosselung nahezu ebenso groß ausfällt wie die der Verbundmaschine (Art. 437).

Die Daten der Steuerungsaufgabe seien folgende:

Abschlußfüllung bei normaler Leistung $s_a = 0,28$ s,
 „ „ maximaler „ $s_a = 0,45$ s,
 der ideelle Kompressionsweg (Art. 280) $s_4 = 0,19$ s,
 Spannungsabfall $p_2 - p_3$ (Fig. 2 S. 5) $= 2,7 - 2,2 = 0,5$ Atm.

Der Einlaß soll von einem durch einen Flachregler beeinflussten Stellexzenter gesteuert werden, der Auslaß gesondert durch ein festes Exzenter. Als Steuerorgane sollen Kolbenschieber mit zweifachem Abschluß (Gitterschieber oder Kanalschieber) dienen.

Wahl der Scheitellinie.

268. Beim Entwurf der Einlaßsteuerung könnte man für die normale Füllung ganz so verfahren wie im vorigen Beispiel, und nachdem man Voreilwinkel, Exzentrizität und Deckung bestimmt und in natürlicher Größe aufgetragen hat, durch den Endpunkt des Exzenterradius eine geeignet scheinende Scheitelkurve legen.

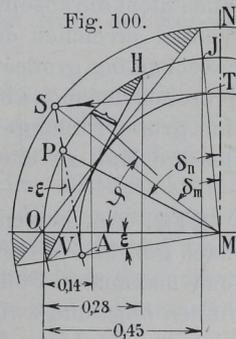
Wenn man eine Scheitellinie wählt, welche für alle Füllungen den gleichen Voreinströmungswinkel ergibt (gerade Scheitellinie mit Neigung des Voreinströmungswinkels gegen die mittlere Exzenterstangenrichtung, vgl. u. a. Führer 47, 29÷40), so ist das auch ganz zweckmäßig.

Bei Wahl einer stark gekrümmten Scheitelkurve (welche man erhält, wenn das eigentliche Steuerungsexzenter auf einem festen Exzenter drehbar angeordnet ist) erweist es sich als vorteilhaft, die Scheitellinie mit in die nachträgliche Maßstabsbestimmung einzubegreifen und sie zunächst in dem vorläufigen Diagramm von Normalgröße zu entwerfen. Die Größe EG (Fig. 94 S. 140) ist nämlich auch von dem Voreinströmungswinkel abhängig, und dieser darf bei stark gekrümmter Scheitelkurve für Normalfüllung nicht ohne Rücksicht auf die anderen Füllungen gewählt werden. Das Verfahren des Entwurfs der Scheitellinie in dem vorläufigen Diagramm von Normalgröße ist auch für den vorher erwähnten Fall (der geneigten geraden Scheitellinie mit konstantem Voreinströmungswinkel) anwendbar und soll an demselben zunächst erläutert werden.

269. Der Voreinströmungswinkel ϵ möge wie im vorigen Beispiel $= 10^\circ$ gewählt werden. Man findet für unendliche Pleuelstanglänge bei der normalen Füllung von 0,28 den Abschlußpunkt H in gewohnter Weise. Die Senkrechte auf der Sehne VH liefert den Voreilwinkel δ_n für normale Füllung.

P ist der zu der normalen Füllung gehörende Punkt der Scheitellinie. Legt man durch ihn eine Gerade, welche um den Voreinströmungswinkel ϵ gegen die Senkrechte geneigt ist, so ist dies diejenige Scheitellinie, welche die Eigenschaft besitzt, daß bei allen Füllungen der Voreinströmungswinkel der gleiche bleibt, im vorliegenden Falle also stets $= 10^\circ$.

Man schlägt alsdann den die Deckungslinie VH tangierenden Deckungskreis. Um den der Maximalfüllung entsprechenden Punkt der Scheitellinie zu finden, zieht man den Füllungsstrahl MJ für 0,45 Füllung (der Exzenterkreis der Normalfüllung ist in Fig. 100 als Kurbelkreis beibehalten) und errichtet im Schnittpunkt T des Strahles mit dem Deckungskreis eine Senkrechte auf dem Füllungsstrahl, welche die Scheitellinie in S trifft. Damit ist dann auch die Länge der Scheitellinie (zunächst in noch unbekanntem



das gleiche sein soll und für normale Füllung und absolute Nullfüllung der Voreinströmungswinkel der gleiche sein soll, so würde man folgendermaßen zu verfahren haben:

Man zieht (Fig. 102) durch den Endpunkt P des Exzenters für normale Füllung die Kurbelsenkrechte und eine gegen dieselbe um den Winkel ε' geneigte Gerade; ε' ist darin derjenige Voreinströmungswinkel, welcher für Normalfüllung und absolute Nullfüllung gleich sein soll.

Das den Deckungskreis tangierende Lot auf dem Strahl für maximale Füllung schneidet die Kurbelsenkrechte in S, das ist der Scheitelkurvenpunkt für maximale Füllung.

Man findet den Mittelpunkt des durch die Punkte S, P, A gehenden Kreises, indem man auf SP und auf PA Mittelsenkrechte errichtet. Der Schnittpunkt ist der Mittelpunkt der kreisförmigen Scheitellinie, welche den oben gestellten Bedingungen genügt.

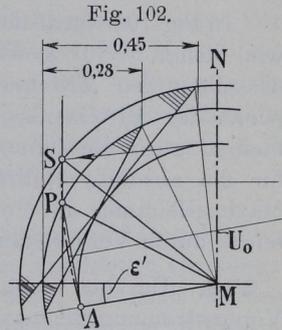


Fig. 102.

273. Man kann von dem Einfluß dieser Scheitelkurve auf den Voreinströmungswinkel und das lineare Voröffnen unter Bezugnahme auf die Eigenschaften der beiden geraden Scheitellinien folgendes aussagen: In den Punkten P und S ist das lineare Voröffnen gleich groß. Auf dem Kurvenstück zwischen P und S ist das lineare Voröffnen etwas größer wie in P und S, der Voreinströmungswinkel kleiner wie ε' . Auf dem Kurvenstück zwischen P und A ist das lineare Voröffnen kleiner wie in P, der Voreinströmungswinkel größer wie ε' . In A wird das lineare Voröffnen gleich Null, der Voreinströmungswinkel gleich ε' .

274. Die Forderungen, welche zu der Auffindung dieser Scheitellinie führten, haben, wenn sie auch nicht ganz aus der Luft gegriffen sind, etwas Willkürliches. Man darf sich von ihnen unbedenklich mehr oder weniger entfernen und besonders den Mittelpunkt auf der Mittelsenkrechten zu PA weiter abrücken. Die Annahmen der Aufgabe sollten vor allem zeigen, wie die beiden durch irgend einen Punkt einer gekrümmten Scheitellinie gelegt gedachten besonderen Geraden für die Beurteilung der Veränderungen in der Voreinströmung benutzt werden können.

275. Wenn man den Mittelpunkt der kreisförmigen Scheitellinie nahe an die Linie MN heranrückt, also eine stark gekrümmte

Scheitellinie verwendet, ist Vorsicht geboten wegen der Gefahr zu kleiner Voröffnung bei großen Füllungen. Auf scharf gekrümmte Scheitellinien kommt man, wenn man als Drehpunkt für das bewegliche Exzenter nicht einen Zapfen außerhalb der Welle, sondern den Mittelpunkt eines die Welle umschließenden, fest auf derselben angebrachten Exzenter wählt.

In Fig. 102 wurde der Voreinströmungswinkel für normale Füllung, wie bisher, $= 10^\circ$ gewählt. Nimmt man jetzt unter Beibehaltung desselben den Mittelpunkt der Scheitellinie z. B. auf dem Schnittpunkt der Mittelsenkrechten auf AP mit MN, d. h. in U_0 an, so bleiben zwar die Öffnungsverhältnisse für die Normalleistung und für die absolute Nullfüllung die gleichen, dagegen wird für die Maximalleistung die Voreinströmung viel zu klein, wovon man sich leicht durch Vervollständigung des Diagramms überzeugt.

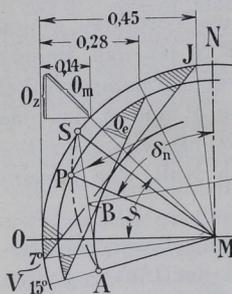
276. Um bei stark gekrümmter Scheitellinie keine zu kleine Voreinströmung für maximale Füllung, und für die anderen Füllungen keine ungünstig große Voreinströmung zu erhalten, verfährt man zweckmäßig folgendermaßen:

Man trägt (Fig. 103) den kleinsten noch zulässigen Voreinströmungswinkel, welcher $= 6 \div 7^\circ$ gesetzt werden darf¹⁾ (und nur bei sehr hoch reichendem Kompressionsdruck noch etwas unterschritten werden darf), von MO aus ab, zieht für die größte Füllung die Deckungslinie VJ und die Senkrechte MS zur Deckungslinie, schlägt den Deckungskreis und läßt die Scheitellinie mit einem Voreinströmungswinkel von 15° bei A in den Deckungskreis einmünden; dann errichtet man auf SA die Mittelsenkrechte und wählt auf ihr den Mittelpunkt U der Scheitelkurve. Man geht bei der Wahl von U besser etwas über MN hinaus, um eine nicht zu scharfe Krümmung zu erhalten, beachte aber, daß MU (die Exzentrizität des festen Exzenter) nicht zu groß wird.

Es ergeben sich für die bei Verbundmaschinen vorliegenden Bedingungen mit dieser Konstruktion im allgemeinen befriedigende Öffnungsverhältnisse bei allen Füllungen. Für Einzylindermaschinen

¹⁾ Für Ventilsteuerungen sind, wie in Art. 389 weiter ausgeführt ist, der Voreinströmungswinkel und der Füllungszuschlag für alle Füllungen größer zu wählen wie bei Schiebersteuerungen.

Fig. 103.



mit Kondensation und hohen Admissionsdrucken wird weiter unten (Art 287 ÷ 291) ein anderes Verfahren, welches für durchschnittlich kleine Füllungen passendere Abmessungen liefert, angegeben werden. Das vorstehend angegebene Verfahren soll nur einen Anhalt geben, von welchem Abweichungen nach geeigneten Grundsätzen durchaus statthaft sind.

Um noch für die Wahl der Lage des Mittelpunktes U einen Vorschlag zu machen, werde (Fig. 103) der Winkel $NMU = 35 \div 40^\circ$ gewählt und nach Feststellung des Maßstabes und Auftragung des Diagramms in natürlicher Größe UP und UM auf volle Millimeter abgerundet; bei der Abrundung werde die Verschiebung von U tunlichst auf der Richtungslinie BU vorgenommen.

277. Nachdem man den zur normalen Füllung von 0,28 gehörigen Punkt P der Scheitellinie aufgesucht und die zugehörige Deckungslinie gezogen hat, kann der Diagramm-Maßstab bestimmt werden. Wird für die normale Füllung von 0,28 ein Drosselweg von 50 Prozent des Füllungsweges zugelassen, so ist das Diagramm so zu verkleinern oder zu vergrößern, daß die bei dem Winkel ζ (welcher dem Kolbenweg $[0,28 - 0,14] s = 0,14 s$ entspricht) erreichte Kanalöffnung o_e oder bei 2facher Eröffnung ihr doppelter Wert gleich der zweckmäßigen Kanalöffnung o_z wird. Das Dreieck zur Auffindung von o_z ist in Fig. 103 der besseren Übersichtlichkeit halber im Gegensatz zu Fig. 94 von der Mitte nach außen verlegt.

Um o_z zu finden, muß die Kanalbreite b gewählt werden. Wenn der Durchmesser des Kolbenschiebers für den Einlaß vorläufig rund gleich dem halben Zylinderdurchmesser = 200 mm statt 210 mm gewählt wird, so ist als Kanalbreite der freie Umfang $b = \beta \pi 20$ cm einzuführen. β bedeutet darin den Verengungsfaktor (durch die Stege in den Laubbuchsen); er werde nach Schätzung oder nach Auftragung der Kanalabwicklung mit den Stegen (Führer S. 1040) = 0,7 angenommen. Damit wird $b = 44$ cm. Wird w wieder = 45 gewählt, so wird

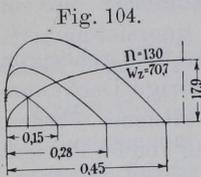
$$o_m = \frac{F \cdot c}{b \cdot w} = \frac{1363 \cdot 2,6}{44 \cdot 45} = 1,79;$$

o_z wird abgegriffen = 1,24 cm und $o_e = 0,76$. Wegen der 2fachen Einströmung ist 2 o_e einzuführen. Das Diagramm darf also verkleinert werden im Verhältnis $1,24 : 1,52 = 0,815$.

Wenn man größere Abmessungen für das Exzentergetriebe für angängig hält, kann man im Interesse der Einschränkung der schädlichen Flächen und der Dichtungslängen den Durchmesser des

Kolbenschiebers kleiner annehmen; mit einem Durchmesser von 18 cm würde sich eine Verkleinerung des Diagramms im Verhältnis $1,38 : 1,52 = 0,91$ als notwendig erweisen. Man kann auch nach einer vorläufigen Berechnung der Diagrammgröße die Größe der Exzentrizität frei wählen und daraus b und den Schieberdurchmesser bestimmen.

278. Wenn man das Diagramm in natürlicher Größe aufträgt (Fig. 107 S. 157) und zwischen Nullfüllung und Normalfüllung noch eine Zwischenfüllung, etwa 0,15, einschaltet (in Fig. 107 S. 157 unterblieben), so erhält man durch Abgreifen der bei den verschiedenen Kurbel-



stellungen erreichten Kanalöffnungen im Schieberdiagramm und verdoppelte Auftragung¹⁾ als Funktion des Kolbenweges die Öffnungskurven für die verschiedenen Füllungen.

Man sieht aus Fig. 104, daß bei Füllungen, welche kleiner wie die normale Füllung sind, die relative Größe des Drosselweges stark zunimmt. Das bringt aber keinen irgendwie belangreichen Nachteil mit sich, weil die Verluste durch Drosselung relativ um so kleiner sind, je größer der Expansionsgrad oder je kleiner die Füllung ist (vgl. hierüber Führer 47, 26÷27).

Selbständige Auslaßsteuerung.

279. Wesentlich einfacher gestaltet sich die Bestimmung der Auslaßsteuerung, welche nach Art. 267 von einem besonderen Exzenter betätigt werden soll. Die Verzeichnung der Ellipsen der erreichten und der zweckmäßigen Kanalöffnungen hat hier (besonders wegen der in Art. 4 und 248 erörterten Gründe) gar keinen Zweck.

Wählt man nach Art. 249 für den Auslaß (überhitzten Eintrittsdampf vorausgesetzt) $w = 35$, so ergibt sich nach der Formel 2 S. 5 mit $p_2 - p_3 = 2,7 - 2,2$ (Art. 267) die Sehne des Vorausströmungsbogens

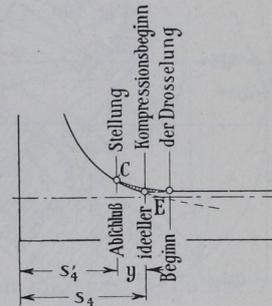
$$\frac{S}{r} \cong 0,15 \sqrt{\frac{2,7 - 2,2}{2,2}} 35 = 0,42; \quad S = 0,42 r.$$

¹⁾ An Stelle der verdoppelten Auftragung bei 2fachem Abschluß empfiehlt sich der genaueren zeichnerischen Darstellung wegen die Verzeichnung des Schieberdiagramms in doppelter natürlicher Größe und die einfache Übertragung der gefundenen Öffnungsmaße in das Diagramm der erwünschten Kanalöffnungen. In diesem sind o_m und die daraus abgeleitete Ellipse (mit b 1fach gerechnet) in 1fach natürlicher Größe darzustellen (vgl. auch Art. 256 u. 257).

280. Es wurde in der Aufgabe Art. 267 für die Kompression nicht der Abschlußpunkt der Auslaßsteuerung, sondern der ideelle Kompressionsweg angegeben, um noch Gelegenheit zu einer Besprechung des Unterschiedes der Wege s_4 und s_4' (Fig. 105) zu geben, die an dem Beispiel einer Auspuffmaschine (d. h. einer Maschine mit gerader, verhältnismäßig hoch liegender Ausschublinie an Stelle der gekrümmten des Hochdruckzylinders der Verbundmaschine) durchgeführt werden möge:

Beim Abschluß des Auslasses vollzieht sich ein ganz ähnlicher Vorgang wie beim Abschluß des Einlasses: Da es nicht möglich ist, die Dampfwege momentan abzuschließen, tritt während des mehr oder weniger schleichenden Abschlusses Drosselung ein. Infolge dieser Drosselung fällt in Fig. 105, in welcher der Vorgang etwas übertrieben dargestellt ist, der Schnittpunkt E der rückwärts verlängerten Kompressionslinie mit der Ausschublinie, nicht mit dem Abschlußpunkt C der Steuerung, zusammen. Den Punkt E findet man beim Entwurf des Dampfdiagramms durch die Annahme des Kompressionsweges (Art. 12 ÷ 15), den man stets auf den Ausschubegendruck bezieht.

Fig. 105.



Um in die gewollte Kompressionslinie einzutünden, muß man einen Zuschlag y zu dem Ausschubweg oder einen gleich großen Abzug vom ideellen Kompressionsweg machen, den man schätzen muß. Die Selbstkorrektur kleiner Schätzungsfehler, wie sie an selbsttätig regulierten Einlaßsteuerungen vom Regulator bewirkt wird (Art. 28), tritt bei der unveränderlichen Kompression nun zwar unmittelbar nicht auf; aber es wird eine Einbuße an Diagrammfläche, durch eine infolge zu knapper Schätzung von y etwa zu stark ansteigende Kompressionslinie, selbsttätig durch Einstellung einer größeren Füllung ausgeglichen; umgekehrt wird bei zu reichlicher Schätzung von y sich eine kleinere Füllung einstellen.

Durch diese Verschiebungen treten merkbare Veränderungen im Dampfverbrauch nicht ein, weil die Formeln (Art. 12 ÷ 15) für den günstigsten Kompressionsweg durch Aufsuchung des Verbrauchsminimums für unveränderliches p_i und gleichzeitig veränderte Kompression und Füllung gefunden wurden und in der Nähe des Minimums Verschiebungen auf der ohnehin für variable Kompression sehr flach verlaufenden Verbrauchskurve sehr wenig ausmachen.

der Einlaß nach ME geneigt. Die Abtragung der im Diagramm gefundenen Winkel usw. hat für den Auslaß von der Senkrechten zu MA, für den Einlaß von der Senkrechten zu ME zu erfolgen. Die Scheitelkurve muß in Fig. 108 b in bezug auf ME' so liegen wie in Fig. 108 a in bezug auf MN.

In der Konstruktionszeichnung wird man sich jedoch auf die Kurbelsenkrechte beziehen und die Aufkeilungswinkel eintragen, aber nachrichtlich in einer Anmerkung die wahren Voreilwinkel usw. vermerken.

Entwurf der Einlaßsteuerung für die Einzylindermaschine.

284. Bei Maschinen mit kleiner Normalfüllung macht die Befolgung der in den Art. 252 ÷ 257 u. 277 aufgestellten Grundsätze über die zulässige Dampfgeschwindigkeit und den zulässigen Drosselweg fast unüberwindliche Schwierigkeiten. Man kommt, wenn die Normalfüllung kleiner wie etwa 20 Prozent ist, bei Befolgung der besprochenen Grundsätze und Verfahren zu unverhältnismäßig großen Steuerungsabmessungen.¹⁾

Kleine Füllungen für normale Leistung ergeben sich vor allem bei Einzylindermaschinen mit Kondensation und hohem Admissionsdruck. Bei dem mäßigen Admissionsdruck von 7 Atm. abs. der vorliegenden Aufgabe wurde in Art. 23 für einen mittleren indizierten Druck von 2,6 Atm. und überhitzten Dampf eine ideelle Normalfüllung von 0,155 gefunden, welcher schätzungsweise nach Fig. 4 eine Abschlußfüllung von 0,175 zugehört.

Um die Steuerungsabmessungen in mäßigen Grenzen zu halten, ist man genötigt, mit der Dampfgeschwindigkeit heraufzugehen oder größere Drosselwege zuzulassen.

285. In Art. 278 wurde unter Hinweis auf Führer 47, 26 ÷ 27 bemerkt, daß die stärkere Drosselung bei kleinen Füllungen als ein Nachteil nicht anzusehen ist. Im Sinne der angezogenen Betrachtung im Führer ist jedoch beim Vergleich von Einzylindermaschinen und Verbundmaschinen hinsichtlich der zuzulassenden Drosselung für letztere die reduzierte Füllung, d. h. die mit dem Volumenverhältnis V_h/V_n multiplizierte Füllung des Hochdruckzylinders einzuführen.

¹⁾ Die Schwierigkeiten treten bei allen Ventilsteuerungen und Einfachschiebersteuerungen auf; bei Doppelschiebersteuerungen bestehen sie dagegen nicht, weil hier der Abschluß des Einlasses durch eine andere Kante gesteuert wird wie der Beginn des Einlasses.

Die reduzierte Füllung für die Normalleistung von Verbundmaschinen ist aber im allgemeinen erheblich kleiner wie die normale Füllung von Einzylindermaschinen. Daher müßten, wenn man in beiden Fällen einen gleich großen prozentualen Verlust durch Eintrittsdrosselung der Reguliersteuerung zulassen würde, die Dampfgeschwindigkeiten und Drosselwege der Reguliersteuerung von Einzylindermaschinen kleiner gewählt werden wie von Verbundmaschinen, also gerade umgekehrt, wie es unter dem Zwange der erwähnten Schwierigkeiten geschieht.

Dessen sollte man sich aber bewußt bleiben und nicht aus den Steuerungsabmessungen ausgeführter Maschinen den Grundsatz herleiten: Bei Einzylindermaschinen sind für die Einlaßsteuerung höhere Dampfgeschwindigkeiten zulässig wie für Verbundmaschinen.

286. Man braucht sich jedoch vor der Einführung etwas hoher Dampfgeschwindigkeiten oder großer Drosselwege besonders dann nicht zu scheuen, wenn man in der Lage ist, den Kesseldruck frei zu wählen und bei seiner Festsetzung eine etwas reichliche Zugabe zu dem mittleren Admissionsdruck zu machen (Art. 37 u. 38). Daß bis zu einer gewissen Grenze durch eine solche mit Rücksicht auf eine etwas stark abfallende Admissionslinie eingeführte Erhöhung des Kesseldruckes die Triebwerkskräfte nicht vergrößert werden, wenn man den Beschleunigungsabzug gestattet, wurde in Art. 57 gezeigt.

287. Man könnte nun die unter dem Zwange der Verhältnisse zuzulassenden Dampfgeschwindigkeiten für verschieden große normale Füllungen festsetzen, derart, daß sich einerseits keine allzu großen Drosselungen, anderseits keine zu großen Steuerungsabmessungen ergeben, und dann nach dem früher (Art. 255 u. 277) angegebenen Verfahren die Exzentrizität bestimmen.

Wegen des stärkeren Hervortretens der baulichen Schwierigkeiten bei kleinen Füllungen ist es jedoch zweckmäßiger, für Einzylindermaschinen mit Kondensation eine Faustregel für die Abmessungen einzuführen und die sich mit denselben ergebenden Drosselungsverhältnisse nachzuprüfen, um nötigenfalls eine den widerstreitenden Rücksichten möglichst gut Rechnung tragende Korrektur der vorläufig gewählten Maße vorzunehmen.

Als eine solche Regel empfehle ich für Schiebersteuerungen, wenn die ideelle Normalfüllung kleiner oder gleich 0,20 ist, die Exzentrizität r_n bei normaler Füllung zu wählen:

$$r_n = (1 \div 1,2) \frac{F c}{m b}, \quad (37)$$

worin $m = 1$ oder 2 oder 3 ist, je nachdem das Steuerorgan 1 fach, 2 fach oder 3 fach öffnet; für b ist unter dieser Voraussetzung die einfache Breite einzuführen. Unter r_n ist der halbe Schieberhub zu verstehen, welcher vom Exzentradius verschieden ist, wenn zwischen Schieber und Exzenter eine Übersetzung eingeschaltet ist; r_n wird in Millimetern erhalten, wenn b in Zentimetern, F in Quadratcentimetern, c in Metern eingesetzt wird.

Für die Wahl des Faktors $1 \div 1,2$ sind die mehr oder weniger starke Überhitzung und die Heizungsverhältnisse maßgebend, derart, daß nach ähnlichen Grundsätzen wie in der Zusammenstellung auf S. 138 der Faktor um so kleiner gewählt werden darf, je größer dort w angegeben ist.

288. Für die vorliegende Aufgabe wird nach der Formel 37 die Exzentrizität mit dem Faktor 1 für eine Kolbenschiebersteuerung mit doppeltem Einlaß und 200 mm Durchmesser des Kolbenschiebers (vgl. Art. 277)

$$r_n = 1 \cdot \frac{1363 \cdot 2,6}{2 \cdot 44} = 40,3 \text{ mm.}$$

Eine Abrundung dieses Maßes möge nicht vorgenommen werden, weil r bei Reguliersteuerungen mit Flachregler eine veränderliche Größe ist und daher die Abrundung besser an anderer Stelle stattfindet.

Die unter Voraussetzung unendlicher Pleuelstangenlänge gefundene Exzentrizität ist als Mittelwert für die Kurbel- und Deckelseite anzusehen und ist, wenn für beide je ein besonderes Exzenter angeordnet wird, für die Kurbelseite entsprechend zu verkleinern, für die Deckelseite zu vergrößern (Art. 302 ÷ 304).

Der Voreinströmungswinkel möge für normale Füllung ($= 0,175$ nach Fig. 4 S. 12) $= 15^\circ$ gewählt werden. Die absolute Nullfüllung werde 17° vor der Totlage (eine stark gekrümmte Scheitellinie vorausgesetzt) erreicht.¹⁾

289. Man zeichne nun entsprechend der Anmerkung zu Art. 278 das Schieberdiagramm in doppelter natürlicher Größe auf,²⁾ also für die normale Abschlußfüllung von $0,175$ mit einem Radius von $80,6$ mm,

¹⁾ Für den Hochdruckzylinder der Verbundmaschine war in Art. 276 die Einmündung der Scheitellinie in den Deckungskreis bei einem Winkel von 15° statt 17° angenommen. Der größere Winkel ist hier gewählt, damit bei Leistungen unter der normalen, denen bei Einzylindermaschinen sehr kleine Füllungen entsprechen, die Öffnungen nicht gar zu klein werden (vgl. auch Art. 389).

²⁾ Die Fig. 109 gibt die Maße in ca. $\frac{1}{2}$ der empfohlenen Größe wieder.

Anmerkung zu Art. 245 werde die Kurve der erwünschten Kanalöffnungen (Fig. 110) für ein $w_z = 70$ m verzeichnet, also w mit 44,56 in die Gleichung für o_m eingeführt:

$$o_m = \frac{1363 \cdot 2,6}{44 \cdot 44,56} = 1,8.$$

o_m ist, da b mit 44 cm in der Gleichung 1 fach eingesetzt ist, in natürlicher Größe aufzutragen, wenn die Schieberöffnungen durch Verzeichnung des Schieberdiagramms in doppelter Größe gefunden werden.

Die Kolbenweglinie kann, da die Schieberkreise doch veränderlich sind, beliebig groß, etwa = 100 mm, gewählt werden. Für die Auftragung der Kurven der erreichten Kanalöffnungen empfiehlt es sich, zunächst folgende drei Hauptpunkte für jede Füllung aufzusuchen: 1. die Öffnung in der Totlage, durch welche der Berührungspunkt der Kurve mit der Anfangsordinate bestimmt ist; 2. die höchste Erhebung der Kurven entsprechend den Kurbelstellungen MS, MP, ME; 3. die Abschlußpunkte. Man findet ferner drei auf einer Ordinate übereinander liegende Punkte der drei Kurven, wenn man den der fraglichen Kurbelstellung entsprechenden Strahl zieht und von den Schnittpunkten desselben mit den Schieberkreisen senkrecht herüber mißt nach den bezüglichen Deckungslinien.

Die Auftragung ergibt befriedigende Abschlußverhältnisse, wenn sie auch weniger günstig sind wie bei der Verbundmaschine. Bei normaler Leistung beträgt der auf die 70-m-Kurve bezogene Drosselweg 57 Prozent des Füllungsweges.

292. Der Entwurf des Diagramms für den selbständig angetriebenen Auslaßschieber ist nach Art. 281 vorzunehmen mit den besonderen für die Einzylindermaschine bereits festgesetzten Grundlagen: Sehne des Vorausströmungsbogens (nach Art. 10 bei $w = 30$) $S = 0,65 r$; Kompressionsweg (nach Art. 17) $s_4 = 0,445 s$; s_4' werde wegen Art. 280 entsprechend kleiner = 0,042 s angenommen.

Man trägt zunächst das Diagramm in beliebiger Größe ($r = 50$ mm) mit normalem Überlauf auf, mißt a im vorläufigen Diagramm ab und berechnet a aus der Gleichung

$$a \cdot 0,7 \pi \cdot 20 \cdot w = F c; \quad a \cdot 0,7 \pi \cdot 20 \cdot 30 = 1363 \cdot 2,6;$$

$$a = 2,69 \text{ und bei doppelter Öffnung } a = \sim 1,35 \text{ cm.}$$

Das Verhältnis des errechneten zum abgemessenen a ergibt den Verkleinerungsmaßstab für das ganze Diagramm. Mit diesem Verkleinerungsmaßstab findet man das endgültige Diagramm für unendliche Stangenlänge, welches nach einigen kleinen Abrundungen die folgenden Maße aufweist

$$r_a = 27 \text{ mm}; \quad a = 13,5 \text{ mm}; \quad i = 10 \text{ mm}; \quad \delta_a = 58^\circ.$$